

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

«СЕВЕРО–КАВКАЗСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

Р.С. Малсугенов
Р.А. Байрамуков
Н.У. Бисилов

ХОЛОДИЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Практикум для обучающихся по направлению подготовки
15.03.02 Технологические машины и оборудование

Черкесск
2024

УДК 621.5
ББК 31.392
М 18

Рассмотрено на заседании кафедры «Технологические машины и переработка материалов».

Протокол № 1 от «05» сентября 2023 г.

Рекомендовано к изданию редакционно–издательским советом СКГА.

Протокол № 26 от «29» сентября 2023 г.

Рецензенты: Джашеев А.-М.С. - д.т.н., профессор кафедры «Лесное дело»

М 18 **Малсугенов, Р.С.** Холодильное оборудование: практикум для обучающихся по направлению подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудование / Р.С. Малсугенов, Р.А. Байрамуков, Н.У. Бисилов. – Черкесск: БИЦ СКГА, 2024. – 48 с.

Данный практикум разработан в соответствии с Государственным образовательным стандартом высшего образования для направления подготовки 15.03.02 на основе рабочей программы учебной дисциплины «Холодильное оборудование».

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|----|
| Содержание | 3 |
| Введение | 4 |
| Практическая работа №1 | 5 |
| 1.1. Выбор расчетного режима холодильника | 5 |
| 1.2. Определение размеров холодильника | 5 |
| Практическая работа №2 | 6 |
| 2.1. Планировка холодильника | 6 |
| 2.2. Выбор теплоизоляционных материалов и конструкций | 7 |
| Практическая работа №3 | 8 |
| 3.1. Тепловой расчет охлаждаемых помещений | 8 |
| 3.2. Теплоприток от охлаждаемых продуктов | 9 |
| 3.2.1. Теплоприток от продуктов | 9 |
| 3.2.2. Теплоприток от тары определяется по формуле | 9 |
| 3.2.3. Теплоприток от фруктов при «дыхании» | 9 |
| 3.3. Теплоприток от наружного воздуха при вентиляции охлаждаемых помещений | 9 |
| 3.4. Эксплуатационные теплопритоки | 10 |
| 3.4.1. Теплоприток от освещения, (Вт) | 10 |
| 3.4.2. Теплоприток от пребывания людей, (Вт) | 11 |
| 3.4.3. Теплоприток от работающих электродвигателей, (Вт) | 11 |
| 3.4.4. Теплоприток при открывании дверей, (Вт) | 11 |
| Практическая работа №4 | 12 |
| 4. Определение нагрузки на камерное оборудование и компрессор | 12 |
| Практическая работа №5 | 14 |
| 5. Выбор способа охлаждения и схемы холодильной установки | 14 |
| Практическая работа №6 | 15 |
| 6. Расчет и подбор оборудования | 15 |
| 6.1. Выбор расчетного рабочего режима | 15 |
| 6.2. Построение (изображение) термодинамических циклов в диаграмме состояний хладагента | 16 |
| Практическая работа №7 | 17 |
| 7. Тепловой расчет одноступенчатой холодильной машины и подбор компрессоров | 17 |
| Практическая работа №8 | 19 |
| 8. Камерное оборудование | 19 |
| 8.1. Выбор батарей охлаждения | 19 |
| 8.2. Воздухоохладители | 21 |
| 8.3. Переохладители | 22 |
| Практическая работа №9 | 23 |
| 9. Подбор вспомогательного оборудования | 23 |
| 9.1. Ресиверы | 23 |
| 9.2. Отделители жидкости | 25 |
| 9.3. Маслоотделители | 26 |
| 9.4. Маслособиратели | 26 |
| Список использованной литературы | 27 |
| Приложения | 28 |

ВВЕДЕНИЕ

В современном мире холодильное оборудование играет ключевую роль в обеспечении сохранности продуктов питания, химических веществ, медицинских препаратов и других скоропортящихся материалов. Системы охлаждения широко применяются как в пищевой промышленности, так и в торговле, медицине, логистике и других отраслях. Без холодильного оборудования невозможно представить современные предприятия перерабатывающей промышленности и сферы общественного питания.

Практикум "Холодильное оборудование" направлено на формирование у студентов базовых знаний и практических навыков в области проектирования, расчета и эксплуатации холодильных установок. Пособие разработано в соответствии с требованиями Государственного образовательного стандарта по направлению подготовки 15.03.02 "Технологические машины и оборудование" и предназначено для студентов, изучающих основы холодильной техники.

В рамках курса рассматриваются основные вопросы, связанные с выбором и расчетом холодильного оборудования, планировкой помещений, тепловыми расчетами и подбором компонентов системы. Практические работы позволяют студентам научиться определять параметры холодильных установок, проводить тепловой расчет охлаждаемых помещений, выбирать подходящие теплоизоляционные материалы и конструктивные решения.

Таким образом, данный курс предоставляет необходимые знания для понимания принципов работы холодильных систем и их эффективного применения в различных сферах.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 1

1.1. Выбор расчетного режима холодильника

На основе изучения специальной литературы [1,2] выявляются нижеследующие характеристики потребителей холода:

– технологические производственные процессы или их стадии, а также специальные устройства, аппараты или агрегаты (машины, сооружения), в которых применяется холод. Составляется структурная схема производства, отражающая состав и последовательность этих процессов;

– температурный уровень технологического процесса, идущего с потреблением холода, диапазон изменения (точность поддержания), допускаемое или принимаемое изменение температуры охлаждающей среды. Вид охлаждающей среды или способ отвода теплоты от продукта;

– пространственное размещение потребителей холода и их интеграция в производствах, учитываемые при группировке потребителей;

– обычно применяемые, рекомендуемые или разрешенные системы хладоснабжения потребителей холода;

Завершается раздел предлагаемой рациональной группировкой потребителей по изотермам холода и способам его доставки, обеспечивающей простоту схемного решения установки и высокую энергетическую эффективность и надежность системы хладоснабжения в целом. Так, при разнице технологических температурных уровней более 5°С следует предусматривать разные группы потребителей, обеспечиваемые разными охлаждающими системами с разными температурами кипения хладагента (изотермами холода).

По заданному месторасположению предприятия находят климатические характеристики атмосферного воздуха (табл.2 прил.А): среднемесячную температуру $t_{с.м.}$ и температуру абсолютного максимума $t_{а.м.}$, относительную влажность воздуха ϕ_n . Для температуры абсолютного максимума $t_{а.м.}$, относительной влажности воздуха ϕ_n по $i-d$ диаграмме (прил. В) определяют t_m температуру мокрого термометра.

Расчетная температура наружного воздуха, °С: $t_n = 0,6 \cdot t_{с.м.} + 0,4 \cdot t_{а.м.}$

В конце раздела следует привести сводную таблицу.

1.2. Определение размеров холодильника

Расчет ведется по методике описанной в [1] стр. 22 – 30.

2.1 Рассчитывают грузовой объем камер хранения $V_{гр}$, м³

$$V_{гр} = \frac{E}{q_v}$$

где: E – условная емкость холодильника, т

q_v – норма загрузки, т/м³ (прил. А.таб. 17)

2.2 Определяют грузовую площадь камер $F_{гр}$, м²

$$F_{гр} = \frac{V_{гр}}{h_{гр}}$$

где: $h_{гр}$ – грузовая высота или высота штабеля, м

2.3 Определяют строительную площадь камер $F_{стр}$, m^2

$$F_{стр} = \frac{F_{ГР}}{\beta_F}$$

где: β_F – коэффициент использования строительной площади.

$\beta_F =$ до 100 m^2 0.7– 0.75
от 100 до 400 m^2 0.75 – 0.8
более 400 m^2 0.8 – 0.85

Определяют число строительных прямоугольников

$$n = \frac{F_{стр}}{f}$$

где: f – строительная площадь одного прямоугольника, определяемая выбранной сеткой колонн, m^2 .

2.5 Если число прямоугольников полученное при планировании отличается от расчетного, определяют действительную условную емкость холодильника, исходя из которой ведутся дальнейшие расчеты.

$$E_d = E \frac{n_d}{n}$$

где: n_d – принятое число строительных прямоугольников.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 2

2. Строительно-планировочные решения

2.1. Планировка холодильника

После определения размеров холодильника и грузового фронта приступают к планировке холодильника. Для уменьшения теплопритоков целесообразно помещения с одинаковой температурой объединять в температурные отсеки. Помещения следует располагать таким образом, чтобы обеспечить поточность и наилучшие условия для производственного процесса и грузовых операций.

Для машинного отделения предусматривают одноэтажное отдельно стоящее здание или пристройку к технологическому объекту, потребляющему холод. Согласно СНиП, строительные размеры здания в плане принимаются с шагом колонн 6 м и пролетом 12 или 18 м. В конструкции здания используются типовые элементы и изделия. Высота основных помещений от пола до низа несущих конструкций покрытия на опорах принимается кратной 0,6 м, но не менее 4,8 м. Допускается все оборудование размещать в одном помещении. Площадь основных помещений определяют после размещения оборудования. Кроме основных

помещений, предусматриваются вспомогательные и подсобно-бытовые помещения, необходимые для функционирования машинного отделения и обеспечения санитарно-бытовых условий работы обслуживающего персонала. В состав вспомогательных и подсобно бытовых помещений включаются: слесарно-ремонтная мастерская (15–20 м²); и электромастерская (12–15 м²); материальный и инструментальный склады (12–15 м²); помещения для вентиляционных камер (10–15 м²); кабинет начальника цеха (15–18 м²); и т.д. Вспомогательные и подсобно-бытовые помещения составляют 20...40% от общей площади холодильника и размещаются с одной или с двух сторон здания. Эта часть здания может выполняться двухэтажной с высотой помещений от пола до низа несущих конструкций равной 3 м. При проектировании следует принимать наименьшую ширину прохода (проема без дверей) 1 м; дверей – 0,8 м; коридора – 1,4 м; марша лестницы – 1,05 м; площадки лестницы – 1,05 м; лестничной клетки – 2,15 м.

Для выбранной планировки начертить эскиз холодильника в плане, проставить размеры и показать преподавателю.

2.2. Выбор теплоизоляционных материалов и конструкций

Расчет ведется по методике, описанной в [1]стр. 48 – 58.

Для одной камеры хранения мороженных грузов необходимо выбрать теплоизоляционный материал и теплоизоляционную конструкцию наружной стены, внутренней стены и перекрытия. Коэффициент теплопередачи ограждения принять по данным прил.1 таб.3 – 8 . Расчет толщины теплоизоляции проводят по формуле:

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \left[\frac{1}{K_0} - \left(\frac{1}{\alpha_H} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right]$$

где: $\lambda_{из}$, λ_i – коэффициенты теплопроводности изоляционного и строительных материалов, составляющих конструкцию ограждения Вт/(м²К), (прил.1 таб.18)

K_0 – требуемый коэффициент теплопередачи ограждения Вт/(м²К), (таб.3–7)

α_H – коэффициент теплоотдачи с наружной или более теплой стороны ограждения Вт/(м²К) (прил.1 таб.16).

α_B – коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны ограждения Вт/(м²К) (прил.1 таб.16).

δ_i – толщина отдельных слоев конструкции ограждения, м

После определения толщины теплоизоляции определяется действительное значение коэффициента теплопередачи Вт/(м²К) по формуле:

$$K_o = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_H} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) + \frac{\delta_{из.д}}{\lambda_{из}}}$$

где; $\delta_{из.д}$ – принятая толщина изоляционного слоя, м.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 3

3.1. Тепловой расчет охлаждаемых помещений

Расчет ведется по методике, описанной в [1] стр. 58 – 68.

Тепловой расчет всех помещений выполняется по укрупненным показателям удельных теплопритоков на 1 м² строительной площади пола помещения .

Потребность в холоде определяется теплопритоками в охлаждаемые объекты, основными из которых являются:

Q_1 – теплоприток через ограждения охлаждаемых объектов;

Q_2 – теплоприток от охлаждаемых продуктов;

Q_3 – теплоприток от охлаждаемого воздуха при вентиляции охлаждаемых помещений;

Q_4 – теплопритоки, связанные с эксплуатацией охлаждаемых помещений. Сумма всех теплопритоков составляет «тепловую нагрузку», по которой подбирается холодильное оборудование.

Суммировать теплопритоки следует отдельно для каждой группы холодильного оборудования: насосов, испарителей и компрессоров.

Расчет составляющих $Q_{1...4}$ суммарного теплопритока следует произвести для одного охлаждаемого помещения в соответствии с техническим заданием. Потребности в холоде каждой группы потребителей следует рассчитать по укрупненным показателям.

3.1. Теплоприток через ограждения охлаждаемых объектов

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C}, \quad \text{Вт}$$

где: Q_{1T} – теплоприток из-за разности температур наружной среды и среды внутри объекта ;

Q_{1C} – теплоприток, образующийся в результате поглощения теплоты солнечной радиации

Теплоприток Q_{1T} рассчитывается по формуле теплопередачи с учетом полученных размеров ограждений охлаждаемых помещений [1 стр.59–61].

$$Q_{1T} = K_n \cdot F_n \cdot (t_n - t_b), \quad \text{Вт}$$

где: K_n – коэффициент теплопередачи ограждающей конструкции, Вт/(м²·К);

F_H – площадь поверхности ограждающей конструкции, m^2 ;
 t_n – температура воздуха снаружи охлаждаемого помещения, $^{\circ}C$;
 t_b – температура воздуха внутри охлаждаемого помещения, $^{\circ}C$.

Нормативные значения коэффициента теплопередачи ограждений приведены в прил. А. табл. 3–8, Температура внутри охлаждаемого помещения определяется технологическим режимом хранения или обработки продукции.

Теплоприток Q_{1c} рассчитывается также по формуле теплопередачи, однако за температурный напор принимается избыточная разность температур, обусловленная солнечной радиацией.

$$Q_{1c} = K_D F_H \Delta t_c, \text{ Вт}$$

Значения избыточной разности температур Δt_c представлены в прил. А.табл. 8

3.2. Теплоприток от охлаждаемых продуктов

$$Q_2 = Q_{2П} + Q_T + Q_5, \text{ Вт.}$$

где: $Q_{2П}$ – теплоприток от продуктов.

Q_T – теплоприток от тары.

Q_5 – теплоприток от «дыхания» фруктов при хранении.

3.2.1. Теплоприток от продуктов

В зависимости от располагаемой информации о теплофизических свойствах продуктов этот теплоприток может быть найден как

$$Q_{2П} = M_K \Delta i \frac{1000}{\tau \times 3600}, \text{ Вт.}$$

где: M_K –суточное поступление продуктов, т/с;

τ – время термообработки, с;

Δi – разность удельных энтальпий продукта до и после отвода теплоты, Дж/кг;

1000– переводной коэффициент из тонн в килограммы.

3600 – переводной коэффициент из часов в секунды.

Значения удельных энтальпий $i_{1П}$, $i_{2П}$, для некоторых продуктов приведены в прил. А табл. 9 или [1].

3.2.2. Теплоприток от тары определяется по формуле

$$Q_T = M_T c_T (t_1 - t_2) \frac{1000}{\tau \times 3600}$$

где: M_T – суточное поступление тары, т/сутки

c_T – удельная теплоемкость тары, Дж/(кгК)

t_1 – температура тары при поступлении груза, $^{\circ}C$

t_2 – температура тары при выходе груза, $^{\circ}C$

Удельная теплоемкость для некоторых видов тары, Дж/(кгК):

| | |
|--------------------|------|
| Деревянная..... | 2500 |
| Картонная..... | 1460 |
| Металлическая..... | 460 |
| Стеклопанель..... | 835 |

3.2.3. Теплоприток от фруктов при «дыхании»

Этот вид теплопритоков учитывают только в специализированных холодильниках для хранения фруктов и овощей и в таких же камерах распределительных холодильников.

$$Q_5 = E_k (0.1q_{\text{п}} + 0.9q_{\text{хр}}), \text{ Вт}$$

где E_k – емкость камеры, т;

$q_{\text{п}}, q_{\text{хр}}$ – тепловыделения подов при температурах поступления и хранения, определяемые по таб.3.4 [1 с. 68], Вт/т.

3.3. Теплоприток от наружного воздуха при вентиляции охлаждаемых помещений

Этот теплоприток рассчитывается для охлаждаемых помещений пивоваренных заводов и овощехранилищ.

Забираемый для вентиляции наружный воздух должен быть охлажден до температуры в охлаждаемом помещении, а содержание в нем влаги доведено до значения, соответствующего влажности воздуха в этом помещении.

Массовый поток наружного воздуха определяют по кратности вентиляции помещения

$$Q_3 = \frac{a \cdot V_{\text{стр}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot (i_{\text{н}} - i_{\text{пм}})}{24 \cdot 3600},$$

где: a – кратность вентиляции охлаждаемого помещения; 1/сут. ($a = 1 \dots 6$ объемов в сутки)

$V_{\text{стр}}$ – строительный объем охлаждаемого помещения, м³;

$\rho_{\text{в}} = 1,3$ – плотность воздуха, кг/м³;

$i_{\text{н}}, i_{\text{пм}}$ – удельные энтальпии наружного воздуха и воздуха охлаждаемого помещения.

3.4. Эксплуатационные теплопритоки

Источники эксплуатационных теплопритоков: электрическое освещение, работающие в помещении люди и механизмы, открытые двери.

3.4.1. Теплоприток от освещения, (Вт)

$$q_1 = AF$$

где: A – количество тепла, выделяемого освещением в единицу времени на 1 м² площади пола, Вт/м²

F – площадь камеры, м²

Количество тепла, выделяемого на 1 м² площади пола с учетом коэффициента одновременности включения:

складские помещения (камеры хранения)1.2 Вт/м²
 производственные помещения.....4.5 Вт/м²

3.4.2. Теплоприток от пребывания людей, (Вт)

$$q_2 = 350n$$

где: 350 – тепловыделение одного человека при тяжелой физической работе, Вт

n – число людей, работающих в данном помещении
 при площади камеры до 200 м² 2– 3 человека
 при площади камеры больше 200 м²3– 4 человека

3.4.3. Теплоприток от работающих электродвигателей, (Вт)

$$q_3 = 1000 N_{\text{Э}}$$

где: N_Э – мощность электродвигателя, кВт

В предварительных расчетах мощность установленных электродвигателей можно ориентировочно принимать (кВт):

Камеры хранения охлажденных грузов 1–4
 Камеры охлаждения.....3–8
 Камеры замораживания.....8– 16

3.4.4. Теплоприток при открывании дверей, (Вт)

Расчет ведется по формуле:

$$q_4 = VF$$

где: V – удельный приток тепла при открывании дверей, Вт/м² (прил .А. таб. 18а)

F – площадь камеры, м²

Эксплуатационные теплопритоки определяются как сумма теплопритоков отдельных видов. (Вт)

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4$$

Суммарный теплоприток определяется по формуле:

$$\sum Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

Результаты теплового расчета сводят в таблицу 1, форма которой приведена ниже.

Таблица 1.– Сводная таблица теплопритоков

| Помещение | Q ₁ | | Q ₂ | | Q ₃ | Q ₄ | | Q ₅ | Σ Q | |
|-----------|-----------------------|------------|-----------------------|------------|----------------|-----------------------|------------|----------------|-----------------------|------------|
| | камерное оборудование | компрессор | камерное оборудование | компрессор | | камерное оборудование | компрессор | | камерное оборудование | компрессор |
| | | | | | | | | | | |

Рассчитанные теплопритоки вносятся в графу «камерное оборудование». Графа «компрессор», определяющая нагрузку на компрессоры, заполняется по указаниям, данным в следующем разделе. Желательно камеры с примерно одинаковым температурным режимом сгруппировать, чтобы облегчить в дальнейшем определение нагрузки на компрессоры, работающие на одну испарительную систему (имеющие одну температуру кипения). Значения теплопритоков для таб.1 определяются по разделу 6.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №4

4. Определение нагрузки на камерное оборудование и компрессор

Нагрузку на камерное оборудование определяют как сумму всех теплопритоков $\sum Q$ (Вт) в данную камеру. Все виды теплопритоков учитывают полностью, так как оборудование должно обеспечить отвод тепла при самых неблагоприятных условиях.

$$\sum Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$$

Естественно, что теплопритоки Q_3 и от «дыхания» продуктов учитывают только при расчете холодильников для хранения фруктов или специализированных камер хранения фруктов на распределительных холодильниках.

На предприятиях торговли и общественного питания Q_3 также учитывают только в камерах, имеющих приточную вентиляцию.

Компрессоры подбирают на группу камер, имеющих примерно одинаковые температуры (не исключается возможность использования одного компрессора, работающего на камеры с сильно различающимися температурами, но это требует применения специальных приборов и должно быть экономически оправдано).

Нагрузка на компрессор складывается из всех видов теплопритоков, но учитывать их можно не полностью, а частично, в зависимости от типа и назначения холодильника.

Теплопритоки через ограждающие конструкции Q_1 следует учитывать полностью для распределительных холодильников и холодильников для хранения фруктов. Для холодильников мясо- и рыбокомбинатов этот вид теплопритоков следует принимать в зависимости от значений температур воздуха в охлаждаемых помещениях в размере 80% от максимальной величины при -20°C и 60% — при 0°C . Фактически в проектах для всех камер независимо от температуры в них приток тепла через ограждения Q_1 принимают равным примерно 85-90% от максимальных значений в одноэтажных холодильниках и от 75 до 90% — в многоэтажных.

Теплопритоки от продуктов при холодильной обработке рассчитывают для каждой охлаждающей системы отдельно.

Суточное поступление продукта в камеру принимают в зависимости от грузооборота распределительного холодильника с учетом неравномерности поступления продуктов на холодильник, кроме поступления продукта в морозильные камеры, суточное поступление груза в которые равно их производительности.

Суточное поступление продуктов в камеры хранения охлажденных грузов

$$M = 0,025E_k;$$

Суточное поступление продуктов в камеры хранения мороженных грузов

$$M = (0,027 \dots 0,035)E_k.$$

Нагрузку на компрессоры, вызванную теплопритоками при холодильной обработке грузов, на распределительных холодильниках можно принимать

(в % от максимальной):

| | |
|------------------------------------|-------|
| Морозильные камеры | 100 |
| Камеры хранения охлажденных грузов | 50 |
| Камеры хранения мороженных грузов | 50-60 |

На холодильниках мясо– и рыбокомбинатов нагрузку на компрессоры, вызванную теплопритоками от грузов при холодильной обработке, принимают равной –100%.

На холодильниках для фруктов следует учесть, что нагрузка в период сбора фруктов, связанная с их охлаждением, значительно больше, чем при длительном хранении. Практически при длительном хранении на холодильниках для фруктов $Q_2 = 0$

Теплоприток от воздуха при вентиляции Q_3 и теплоприток от фруктов при «дыхании», характерные для фруктохранилищ и специализированных камер распределительных холодильников, при определении нагрузки на компрессор учитывают полностью.

Нагрузку на компрессоры от эксплуатационных теплопритоков учитывают размере 50—75% от максимальных значений.

Рассчитанные таким образом нагрузки на компрессоры заносят в табл. 1 и суммируют по температурам кипения.

При определении холодопроизводительности компрессора должны быть учтены время работы оборудования и потери в аппаратах и трубопроводах холодильной установки, вызванные разностью температур между окружающим воздухом и хладагентом (или рассолом).

Холодопроизводительность компрессоров (на каждую температуру кипения отдельно) определяют по формуле:

$$Q_o = \frac{\kappa \sum Q_{KM}}{b}$$

где k — коэффициент, учитывающий потери в трубопроводах и аппаратах холодильной установки;

$\sum Q_{\text{км}}$ — суммарная нагрузка на компрессоры для данной температуры кипения, принятая по сводной таблице теплопритоков;

b — коэффициент рабочего времени.

Коэффициенты, учитывающие потери в трубопроводах и аппаратах, принимают, при непосредственном охлаждении в зависимости от температуры кипения хладагента;

| | | | |
|-----------------------|-----|------|------|
| $t_0, ^\circ\text{C}$ | -40 | -3 | -10 |
| k | 1,1 | 1,07 | 1,05 |

При рассольном охлаждении $k=1,12$.

Коэффициент рабочего времени на крупных холодильниках $b = 0,9$ (расчетное время работы 22 ч в сутки).

Нагрузку на компрессоры на предприятиях торговли и общественного питания принимают по всем видам теплопритоков полностью.

Коэффициент рабочего времени малых холодильных установок не должен быть больше 0,7.

Для ориентировочных расчетов потребной холодопроизводительности компрессоров на предприятиях торговли и общественного питания при температурах воздуха в камерах от 4 до -2°C могут быть приняты такие удельные нормы расхода холода: для камер, расположенных в подвалах, 90–100 Вт/м², для камер, расположенных в надземных этажах, 110–120 Вт/м².

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №5

5. Выбор способа охлаждения и схемы холодильной установки

Способы охлаждения

Для охлаждения камер холодильников применяют:

- батарейное (или тихое) охлаждение, при котором в камере возникает естественная циркуляция воздуха;
- охлаждение воздухоохладителями (воздушное охлаждение), при котором в камере создается принудительная циркуляция воздуха под воздействием вентиляторов воздухоохладителей;
- смешанное охлаждение, при котором в камере устанавливают как батареи, так воздухоохладители.

Применение компактных аппаратов интенсивного действия — воздухоохладителей — можно считать наиболее перспективным для камер хранения как охлажденных, так и мороженых грузов. Для камер хранения мороженых грузов внедрение воздушно– $-28\dots-30^\circ\text{C}$. При хранении продуктов в мелкой расфасовке, упакованных в паронепроницаемые материалы, возможно применение воздушного охлаждения в камерах хранения любых грузов.

При воздушном охлаждении камеру оборудуют несколькими воздухоохладителями, что позволяет регулировать площадь поверхности теплообмена и кратность циркуляции воздуха в соответствии с теплопритоками в камеру.

В курсовом проекте при выборе способа и приборов охлаждения можно предусматривать:

- в камерах охлаждения и замораживания продуктов – воздушное охлаждение с использованием воздухоохладителей, обеспечивающих интенсивную циркуляцию воздуха;
- в камерах хранения мороженных грузов без упаковки – батарейное (тихое) охлаждение с использованием потолочных батарей из ребренных труб или панельных потолочных и пристенных батарей;
- в камерах хранения мороженных грузов, защищенных от усушки, — воздушное охлаждение с помощью воздухоохладителей, обеспечивающих умеренную циркуляцию воздуха;
- в камерах хранения охлажденных грузов всех видов — воздушное охлаждение с использованием воздухоохладителей, обеспечивающих умеренную циркуляцию воздуха;
- в камерах с универсальным температурным режимом — тихое охлаждение с использованием потолочных батарей для низкотемпературного режима и воздушное (или смешанное) охлаждение с использованием воздухоохладителей, обеспечивающих умеренную циркуляцию воздуха, для режима хранения охлажденных продуктов;
- в камерах предприятий торговли и общественного питания — батарейное или воздушное охлаждение с использованием соответственно батарей или воздухоохладителей в зависимости от комплектной поставки оборудования. схемы холодильной установки изучить по [1] стр.79–85,[2]

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 6

6. Расчет и подбор оборудования

6.1. Выбор расчетного рабочего режима

Режим работы холодильной установки характеризуется, прежде всего, температурами фазовых превращений хладагента:

t_0 – температура кипения хладагента, °С

t_k – температура конденсации хладагента, °С

t_{II} – температура переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем, °С

t_{BC} – температура всасывания (пара на входе в компрессор), °С

Температуру кипения хладагента принимают в зависимости от температуры воздуха в охлаждаемом помещении. При непосредственном охлаждении температура кипения обычно на $7 \div 10$ °С ниже температуры воздуха в камере

$$t_0 = t_b - (7 \div 10) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

В рассольных схемах температуру кипения хладагента принимают на $5 \div 6 \text{ } ^\circ\text{C}$ ниже температуры рассола, которую, в свою очередь, принимают на $8 \div 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ ниже температуры воздуха в камере

$$t_0 = t_b - (13 \div 16) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура конденсации в конденсаторах, охлаждаемых водой, зависит от температуры и количества подаваемой воды. Оптимальной считают температуру конденсации, которая на $3 \div 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ выше температуры воды $t_{\text{вд}2}$, отходящей из конденсатора:

$$t_k = t_{\text{вд}2} + (3 \div 5) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Нагрев воды в конденсаторах холодильных установок можно принять $2 \div 6 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$t_{\text{вд}2} = t_{\text{вд}1} + (2 \div 6) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$t_{\text{вд}1} = t_m + (2 \dots 3) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$t_{\text{вд}1}$ – температура воды поступающей в конденсатор.

t_m – температура мокрого термометра (определяется по $i-d$ диаграмме для влажного воздуха)

Температуру переохлаждения хладагента перед регулирующим вентилем принимают выше температуры подаваемой в переохладитель воды на $3 \div 5 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$t_{\text{по}} = t_{\text{вд}} + (3 \div 5) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Свежая вода с температурой $t_{\text{вд}}$ подается на переохладитель, а затем добавляется к оборотной воде, поступающей в конденсатор

Для исключения влажного хода компрессора, пар перед компрессором перегревается. В машинах, работающих на аммиаке, перегрев может быть получен либо непосредственно в испарителе, если его заполнение регулируется по перегреву пара, либо в трубопроводе на пути к компрессору в результате притока тепла от внешней среды. Для машин, работающих на аммиаке, безопасность работы обеспечивается при перегреве пара на $5 \div 15 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$t_{\text{вс}} = t_0 + (5 \div 15) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для фреонов (хладонов)

$$t_{\text{вс}} = t_0 + (5 \div 15) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Более подробно методика расчета t_0 , t_k , $t_{\text{п}}$, $t_{\text{вс}}$, приведена [1 стр. 86–89]

6.2. Построение (изображение) термодинамических циклов в диаграмме состояний хладагента

Изображение процессов в диаграмме строится с учетом реальных условий и особенностей протекания этих процессов в каждом элементе машины. Используемая для этого диаграмма « $i-lg p$ » брошюруется в ПЗ, как рисунок (рис.2.1 прил. Б). Целью построения является определение параметров характерных точек (состояний хладагента), используемых в дальнейших расчетах.

Параметры узловых точек циклов (температура, давление, удельная энтальпия и удельный объем) приводят в виде таблицы. Удельные объемы определяют только для пара, всасываемого в компрессор.

Пример построения « $i - \lg p$ » диаграммы приведен в прил. В.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №7

7. Тепловой расчет одноступенчатой холодильной машины и подбор компрессоров

Исходными данными для теплового расчета холодильной машины являются нагрузка на компрессор, определенная при расчете теплопритоков с учетом потерь в системе (см. главу 5); температурный режим работы (см. главу 8), вид хладагента.

В процессе расчета следует определить; описываемый объем, по которому выбирается один или несколько компрессоров;

эффективную мощность на валу компрессора для проверки пригодности электродвигателя, поставляемого в комплекте с компрессором;

тепловой поток в конденсаторе (для расчета и подбора его). Одноступенчатый компрессор можно применять в довольно широком диапазоне рабочих условий. Ограничивают возможность применения одноступенчатого компрессора температура нагнетания, которая не должна превышать 16 МПа и разность давлений $p_k - p_0$ которая для современных поршневых компрессор не должна превышать 1,7 МПа. В машинах предыдущих серий разность давлений ограничивалась величиной 1,2 МПа, а степень сжатия $p_k / p_0 = 9$.

По заданному температурному режиму строится цикл в диаграмме и определяются параметры хладагента, необходимые для последующих расчетов.

Расчет производится в следующей последовательности.

1. Определяют холодопроизводительность q_0 (в кДж/кг) 1 кг хладагента

$$q_0 = i_1 - i_4$$

В холодильных машинах, работающих на аммиаке, принимают, что из испарителя выходит сухой насыщенный пар (перегрев пара при использовании регуляторов перегрева не оказывает существенного влияния на расчет, но может быть при необходимости учтен). В холодильных машинах, работающих на хладонах: перегрев пара на выходе из испарителя учитывают обязательно.

2. Рассчитывают массовый расход пара — массовую подачу компрессора; кг/с

$$M = \frac{Q_0}{q_0}$$

где Q_0 —нагрузка на компрессор с учетом потерь, кВт.

3. Определяют объемный расход пара — объемную подачу компрессора; м³/с.

$$V_d = M g_1$$

где: g_1 — удельный объем всасываемого пара, м³/кг.

По графику (см. рис. 5.5 [1]) находят коэффициент подачи компрессора λ в зависимости от степени сжатия p_k/p_0 , типа компрессора и хладагента, на котором будет работать компрессор.

Определяют описываемый объем компрессора V (м³/с)

$$V = \frac{V_d}{\lambda}$$

По этому объему подбирают один или несколько компрессоров соответствующего размера. Количество компрессоров должно быть согласовано с характером работы установки, степенью неравномерности нагрузки: при постоянных нагрузках лучше иметь небольшое количество компрессоров большого размера, при переменных — несколько компрессоров меньшего размера, что позволит получить более точное соответствие холодопроизводительности тепловой нагрузке.

6. Вычисляют теоретическую (адиабатную) мощность N_T компрессора: (кВт)

$$N_T = M(i_2 - i_1)$$

7. Определяют действительную (индикаторную) мощность N_I компрессора; кВт

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i}$$

где: η_i — индикаторный к.п.д.

Для бескрейцкопфных компрессоров индикаторный к.п.д. можно принимать 0,79—0,84. Большие значения коэффициента относятся к более крупным компрессорам.

Для малых и средних компрессоров, работающих на хладонах, индикаторный к.п.д. можно принимать в пределах от 0,65 до 0,8.

8. Рассчитывают эффективную мощность N_e на валу компрессора: (кВт)

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_M}$$

где η_M — механический к.п.д., учитывающий потери на трение.

Для крупных бескрейцкопфных компрессоров механический к.п.д. можно принимать от 0,82 до 0,92; для малых и средних компрессоров,

работающих на хладонах,— от 0,84 до 0,97, причем большие значения коэффициентов относятся к большим по размерам компрессорам.

По эффективной мощности подбирают электродвигатель компрессора с запасом мощности 10—15%. Это указание не относится к встроенным электродвигателям, мощность которых может быть значительно меньше мощности, необходимой для привода открытого компрессора.

9. Определяют действительный тепловой поток Q_K в конденсаторе с учетом потерь в процессе сжатия: кВт

$$Q_K = Q_0 + N_i$$

Практическая работа №8

8. Камерное оборудование

8.1. Выбор батарей охлаждения

Камерное оборудование подбирают в соответствии с принятым способом охлаждения.

На предприятиях торговли и общественного питания при непосредственном охлаждении камер используют батареи, входящие в комплект поставки принятой машины. При рассольном охлаждении поверхность батарей из оребренных или гладких труб определяется расчетом в зависимости от теплопритоков в камеру.

На крупных холодильниках в камерах хранения неупакованных мороженных грузов применяют потолочные и пристенные батареи из гладких или оребренных труб, а также панельные батареи.

Гладкотрубные батареи изготавливают из труб диаметром 57 x 3,5 мм с шагом от 180 до 300 мм.

Батареи из оребренных труб следует проектировать из секций по ГОСТ 17645–78 «Секции стальные оребренные охлаждающих батарей холодильных установок». Секции изготавливают из труб диаметром 38 x 2,5 мм. Наружное оребрение труб производится путем поперечно–спиральной навивки на трубы стальной ленты толщиной 0,8—1,0 мм. Ширина ленты 45 мм. Шаг оребрения 20 мм для холодильных камер с упакованными продуктами и 30 мм для холодильных камер с неупакованными продуктами.

Секции охлаждающих батарей изготавливают шести типов: СК — стальные оребренные одноколлекторные; СЗГ — змеевиковые головные; СЗХ — змеевиковые хвостовые; СС — средние; СЗ — змеевиковые; С2К — двухколлекторные.

Из секций можно получить батареи практически любой длины и поверхности. Площадь теплообменной поверхности батарей F определяют по формуле: (м²)

$$F = \frac{Q_{\text{ОБОР}}}{k\Delta t} \quad (2)$$

где $Q_{\text{обор}}$ — суммарная нагрузка на камерное оборудование, определенная тепловым расчетом, Вт; k — коэффициент теплопередачи прибора охлаждения, Вт/(м²К),

Δt — разность температур между воздухом в камере и кипящим хладагентом при непосредственном охлаждении или средней температурой хладоносителя при рас-
сольном охлаждении.

Коэффициенты теплопередачи [в Вт/(м² • К)] для гладкотрубных батарей приведены ниже:

| | | Температура воздуха в камере, °С | |
|--------------------------|------------|----------------------------------|-------|
| | | 0 | — |
| | | 20 | |
| Гладкотрубные батареи | потолочные | 9,8 | 7 |
| | пристенные | 9,8—14 | 7—9,9 |

Коэффициенты теплопередачи [в Вт/(м² • К)] батарей из оребренных труб диаметром 38 x 2,5 мм следующие:

| | | Температура воздуха в камере, °С | |
|--------------------------|--------------------------|----------------------------------|-----------|
| | | 0 | — |
| | | 20 | |
| Оребренные потолочные | однорядные | 5,9...5,1 | 4,7...4,2 |
| | двухрядные | 5,6...4,8 | 4,4...4,0 |
| | Оребренные пристенные | | |
| 4 трубы по высоте | | 4,7...4,1 | 3,6...3,3 |
| | 8 труб по высоте | 4,3...3,7 | 3,4...3,0 |

Большие значения коэффициентов относятся к батареям с шагом ребер 30 мм, меньшие — с шагом ребер 20 мм. При изготовлении батарей из труб диаметром 57 x 3,5 мм с шагом ребер 35,7 мм коэффициент теплопередачи следует принимать, как для батарей с шагом ребер 30 мм.

Коэффициенты теплопередачи для батарей с верхней подачей следует принимать на 10% меньше приведенных значений.

Батареи из секций составляют так, чтобы они свободно размещались на потолке или стенах.

Минимальное количество секций — две: головная и хвостовая, если батарея змеевиковая, или обе коллекторные. Между этими секциями могут быть вварены средние секции, количество которых зависит от длины камеры.

Нужно, чтобы батарея имела отступы от торцевых стен не менее 1 м. Каждая такая батарея имеет определенную площадь теплопередающей поверхности.

В первую очередь размещают батареи на потолке камеры и определяют тепловой поток, который может быть отведен ими. Если потолочных батарей будет недостаточно, то принимают пристенные батареи, которые практически имеют те же размеры и площадь поверхности, и производят определение теплового потока, отведенного ими.

8.2. Воздухоохладители

Воздухоохладители устанавливают как непосредственно в камерах, так и вне их. В настоящее время все более широкое распространение получают подвесные воздухоохладители, не занимающие полезной площади камеры. Из воздухоохладителей такого типа наиболее пригодными являются аппараты с пластинчатым оребрением марок ВОП и ВОГ, характеристики которых приведены в табл.5.16[1] или приложение 16 [4].

В воздухоохладителях ВОП–50, ВОП–75, ВОГ–100 и ВОГ–230 воздух перемещается горизонтально, в воздухоохладителях ВОП–100 и ВОП–150 воздух всасывается снизу, а затем распределяется в горизонтальном направлении.

Воздухоохладители ВОП–50 и ВОП–75 различаются между собой только шагом ребер, так же как и воздухоохладители ВОП–100 и ВОП–150 .

Воздухоохладитель ВОГ–230 предназначен для создания и поддержания температурного режима в камерах замораживания или охлаждения мяса. В отличие от других воздухоохладителей с одинаковым шагом ребер во всех секциях, в воздухоохладителе ВОГ–230 батареи, установленные на входе воздуха, имеют большие расстояния между ребрами. Во всех воздухоохладителях использованы трубы диаметром 25 x 2,5 мм или 25 x 2 мм.

Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя рассчитывают по формуле(2), подставив в нее значение коэффициента теплопередачи воздухоохладителя .

Для воздухоохладителей с оребренной наружной поверхностью коэффициенты теплопередачи можно принять в зависимости от температуры кипения аммиака (или хладоносителя):

| | | | | |
|---------------------------------------|------|------|------|----------|
| $t, \text{ }^\circ\text{C}$ | —40 | —20 | —15 | 0 и выше |
| $k, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{—К})$ | 11,6 | 12,8 | 14,0 | 17,5 |

Для гладкотрубных аммиачных воздухоохладителей $k = 35 \dots 43 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Для воздухоохладителей, работающих на хладонах, при температурном напоре $\Theta = 10^\circ\text{C}$ коэффициент теплопередачи $k = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. При увеличении температурного напора коэффициент теплопередачи увеличивается.

Разность температур между воздухом в камере и кипящим хладагентом можно принимать в соответствии с рекомендациями, приведенными в [1] стр.86–87.

По рассчитанной площади поверхности подбирают один или несколько воздухоохладителей с таким расчетом, чтобы распределение температур по всему объему помещения было равномерным. После выбора воздухоохладителей следует проверить, достаточна ли объемная подача V_B (в $\text{м}^3/\text{с}$) установленных вентиляторов:

$$V_B = \frac{Q_{\text{ОБОР}}}{\rho_B (i_1 - i_2)}$$

где $Q_{\text{ОБОР}}$ — тепловая нагрузка на оборудование, Вт (кВт);
 ρ_B — плотность воздуха, выходящего из воздухоохладителя, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 $i_1 - i_2$ — разность энтальпий входящего и выходящего воздуха в воздухоохладителе, Дж/кг (кДж/кг).

Плотность воздуха и энтальпии воздуха на входе и выходе определяют по $d-i$ -диаграмме для влажного воздуха.

Степень охлаждения воздуха в аппарате зависит от назначения камеры и рода хранимого или обрабатываемого продукта. Принимают, что в воздухоохладителях камер хранения воздух охлаждается на $2-3^\circ \text{C}$, камер холодильной обработки — на $5-10^\circ \text{C}$, а в некоторых случаях на 15°C .

При подстановке данных в формулу следите за размерностью величин.

Для рассольных воздухоохладителей следует определить расход рассола, полагая, что он нагревается на $2-3^\circ \text{C}$.

При выборе камерных приборов охлаждения для камер охлаждения или замораживания продуктов необходимо учесть, что в первый период после загрузки продуктов нагрузка на оборудование очень большая (так называемая «пиковая»). Для снятия «пиковых» нагрузок целесообразно увеличить поверхность охлаждающих приборов (обычно воздухоохладителей) на 30% против расчетной.

8.3. Переохладители

Для уменьшения потерь при дросселировании жидкого хладагента необходимо понизить температуру его перед регулирующим вентилем. Для этого используют водяные противоточные переохладители, включаемые в схему после линейного ресивера. Переохладители следует включать в схему, когда температура воды, поступающей на восполнение потерь в оборотной системе водоснабжения, ниже температуры воды, поступающей в конденсатор. Расчет переохладителя сводится к определению потребной площади теплопередающей поверхности F (м^2) по формуле:

$$F = \frac{Q_{\text{ПО}}}{k \Delta t}$$

где: $Q_{\text{ПО}}$ — тепловой поток в переохладителе, Вт;
 k — коэффициент теплопередачи переохладителя, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{K})$;
 $k = 465 \dots 700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$;
 Δt — средняя арифметическая разность температур между хладагентом и водой, $^\circ\text{C}$.

Тепловой поток в переохладителе (в Вт) рассчитывают по формулам:
для одноступенчатой машины:

$$Q_{по} = M(i_{3'} - i_3)$$

где: M – масса проходящего хладагента; кг/с

$i_{3'}$; i_3 – энтальпии жидкого хладагента на входе в переохладитель и выходе из него, Дж/кг

Переохладитель подбирают по суммарному тепловому потоку для всех машин, включенных в схему.

Техническая характеристика противоточных переохладителей дана в табл.5.9[1]

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 9

9. Подбор вспомогательного оборудования

9.1. Ресиверы

В схему холодильной установки в зависимости от выбранной системы охлаждения могут быть включены циркуляционные, линейные, дренажные и защитные ресиверы. Правильный выбор вместимости аппаратов обеспечивает безопасность работы системы. В соответствии с правилами техники безопасности на аммиачных холодильных установках вместимость ресиверов следует определять, исходя из следующих соображений.

Линейные ресиверы должны вмещать аммиака не менее 30 % объема батарей и воздухоохладителей в автоматизированных насосно–циркуляционных системах с верхней подачей аммиака и 60% объема батарей и воздухоохладителей в автоматизированных насосно–циркуляционных системах с нижней подачей аммиака в приборы охлаждения. При наличии на всасывающих трубопроводах приборов охлаждения соленоидных вентилей вместимость ресивера можно уменьшить до 30% объема батарей и воздухоохладителей.

В автоматизированных безнасосных системах вместимость линейных ресиверов определяют так же, как в насосно–циркуляционных системах с нижней подачей аммиака в приборы охлаждения.

Циркуляционные ресиверы должны быть рассчитаны на прием сверх рабочего наполнения жидкого аммиака, сливаемого из приборов охлаждения. Это количество жидкого хладагента составляет не менее 30% от общего количества хладагента в испарительной системе.

Дренажные ресиверы должны обеспечивать возможность слива аммиака из приборов охлаждения самой крупной камеры хранения или замораживания.

Защитные ресиверы в безнасосных системах должны вмещать не менее 30% жидкости, которая содержится в приборах охлаждения, в случае выброса ее из батарей при повышенных тепловых нагрузках. В схемах с

регулированием заполнения охлаждающих приборов по перегреву пара можно устанавливать один защитный ресивер.

Если обеспечить выход перегретого пара из охлаждающих приборов не удается, то следует включать два ресивера, которые будут работать поочередно.

При определении расчетного объема ресиверов всех типов следует учитывать, что заполнение их при любых обстоятельствах не должно превышать 80% объема. Поэтому в соответствии с требованиями правил техники безопасности расчетный объем всех типов ресиверов увеличивают на 20%.

Рабочее заполнение ресиверов: линейных — 50%, циркуляционных — 30%.

При нормальной работе дренажные и защитные ресиверы не заполнены жидким аммиаком.

Определить вместимость разных видов ресиверов можно по формулам:

1. Линейные ресиверы.

а) в насосно-циркуляционных системах с верхней подачей аммиака в приборы охлаждения объем линейного ресивера $V_{л.р}$

$$V_{л.р} = \frac{0.3V_{исп}}{0.5} \times 1.2 м^3 = 0,7V_{исп}$$

где $V_{исп}$ — вместимость испарительной системы, $м^3$,
0,5 — коэффициент, учитывающий норму заполнения ресивера при эксплуатации (50% от объема),

б) в насосно-циркуляционных системах с нижней подачей аммиака и в безнасосных системах при отсутствии соленоидных вентилей на всасывающих трубопроводах батарей

$$V_{л.р} = \frac{0.6V_{исп}}{0.5} \times 1.2 м^3 = 1,45V_{исп}$$

а при наличии соленоидных вентилей объем линейного ресивера определяют так же, как для систем с верхней подачей аммиака в приборы охлаждения.

Характеристика линейных ресиверов марки РВ дана в табл. 5.21. [1]

2. Циркуляционные ресиверы в насосно-циркуляционных системах:

$$V_{ц.р} = (V_6 K_1 + V_{воз} K_2) K_3 K_4 K_5 K_6 K_7 \quad (3)$$

Значения коэффициентов приведены в табл. 5.20.[1]

3. Дренажный ресивер рассчитывают по формуле

$$V_{др} = 1.5(V_6 + V_{воз})$$

где V_6 — вместимость батарей самой крупной камеры, $м^3$;

$V_{воз}$ — вместимость воздухоохладителей данной камеры, $м^3$;

В насосно–циркуляционных системах вместимость дренажного ресивера может быть принята по вместимости наибольшего циркуляционного ресивера.

4. Вместимость защитного ресивера рассчитывают по формуле (3). Вместимость испарительной системы складывается из вместимости батарей, воздухоохладителей и сливных трубопроводов (в безнасосных системах, где регулирование заполнения батарей и воздухоохладителей производится по перегреву паров на выходе из охлаждающих приборов, во всасывающем трубопроводе жидкий аммиак отсутствует).

Вместимость батарей V_B (в м^3) или воздухоохладителя рассчитывают в зависимости от длины труб батареи и вместимости 1 м трубы:

$$V_B = Lv,$$

где L — длина труб батареи или воздухоохладителя, м;

v — вместимость 1 м трубы, $\text{м}^3/\text{м}$.

$$v = \frac{3,14D^2}{4}$$

где: $D = d - 2b$

d — внутренний диаметр трубы; м

b — толщина стенки трубы.

Все ресиверы снабжаются предохранительными клапанами, манометрами или мановакуумметрами, запорными вентилями и указателями уровня. Характеристика дренажных вертикальных циркуляционных ресиверов марки РДВ дана в табл. 5.23 [1]. На крупных холодильных установках целесообразно применение аппаратов, выполняющих одновременно функции циркуляционных ресиверов и отделителей жидкости. Для этого предназначены ресиверы дренажные вертикальные циркуляционные марки РДВ. Эти же аппараты можно использовать в качестве защитных ресиверов в безнасосных схемах.

Вместимость ресивера (в м^3) соответствует цифре в марке аппарата.

9.2. Отделители жидкости

Отделители жидкости включают в схему для защиты компрессоров от попадания в них жидкого хладагента и, следовательно, от гидравлического удара. В современных схемах отделители жидкости снабжены автоматическими приборами, выключающими компрессор при опасном изменении уровня жидкости в сосуде. В насосно–циркуляционных схемах и безнасосных схемах при регулировании заполнения приборов охлаждения по перегреву пара при нормальной эксплуатации в сосуде не должно быть жидкости (вся жидкость, поступающая в сосуд, сливается в ресивер).

Подбирают отделители жидкости по диаметру всасывающего патрубка компрессора. На каждую температуру кипения подбирают отдельный сосуд, обслуживающий всю испарительную систему.

Жидкость отделяется от пара вследствие резкого изменения скорости и направления движения хладагента. Скорость пара в сосуде должна быть не более 0,5 м/с.

Отделитель жидкости представляет собой сварной вертикальный цилиндрический сосуд, имеющий патрубки и штуцера для присоединения жидкостной и паровых линий аммиака, уравнивающей линии, автоматических приборов и манометра.

Отделители жидкости рассчитаны на рабочее давление не более 1,5 МПа (15 кгс/см²). Рабочий диапазон температур +40...–50° С.

Характеристика отделителей жидкости приведена в таб.5.24 [1].

9.3. Маслоотделители

Маслоотделители предназначены для отделения масла, уносимого из компрессора вместе с парами хладагента. Наиболее полно отделяется масло от хладагента в аппаратах с охлаждением. Охлаждение может осуществляться водой (аппараты марки МОВ) или аммиаком (барботажные аппараты марки ОММ).

Наиболее современными являются маслоотделители циклонного типа, обеспечивающие высокую степень отделения масла. Подбор маслоотделителей производится по диаметру нагнетательного патрубка компрессора. В настоящее время все агрегаты как одноступенчатого, так и двухступенчатого сжатия, работающие на аммиаке, включают маслоотделители.

Маслоотделители циклонного типа выпускают марок 65МО и 100МО; барботажного типа — марок 50ОММ, 80ОММ, ЮООММ, 1250ММ, 1500ММ, 2000ММ и 3000ММ; с водяным охлаждением марок МОВ–32М, МОВ–40Б, МОВ–50.

Цифра в обозначении соответствует диаметру нагнетательного патрубка.

9.4. Маслособиратели

Маслособиратели предназначены для перепуска в них масла из аппаратов и последующего удаления его из системы при низком давлении. Они позволяют уменьшить потери аммиака и обеспечить безопасность обслуживания. Перед выпуском масла аппарат отключают от линии высокого давления и подключают к всасывающей линии перед отделителем жидкости. Маслособиратель представляет собой сварной вертикальный цилиндрический сосуд, предназначенный для работы при давлении не более 1,8 МПа (18 кгс/см²), в диапазоне температур –40...+150° С. Количество маслособирателей, включенных в схему, определяется числом и размерами обслуживаемых аппаратов. На крупных установках целесообразно иметь один маслособиратель на каждую испарительную систему.

Характеристика маслособирателей марки СМ дана в табл. 5.26. [1].

Список использованной литературы

1. Свердлов Г.З. Явнель Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – М.: Агропромиздат, 1978. – 263 с.
2. Курылев Е.С. В.В.Оносовский, Ю.Д. Румянцев Холодильные установки.
– С–Пб:Политехника, 2002. – 575 с.
3. В.М.Шавра Основы холодильной техники и технологии. –М.: ДеЛи принт –2004. – 269 с.
4. Г.Д. Аверин, А. М. Бражников, А.И. Васильев Примеры расчетов по курсу «Холодильная техника». –М.: Агропромиздат, 1986.–183с.
5. Холодильные машины: Справ./ Под ред. А. В. Быкова. – М.: Лег. и пищ. пром–сть, 1979. – 248 с.
6. Кривобоков Ю.А., Шевхужев А.Ф., Воронцов И.И., Холодильное и вентиляционное оборудование/Под общ. ред. И.И. Воронцова
7. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. Ленинград: Машиностроение, 1976.–168 с. с ил.
8. Лебедев В. Ф., Румянцев Ю. Д., Чумак И. Г. Холодильная техника. – М.: Агропромиздат, 1986. – 334 с.
9. Проектирование охлаждаемых сооружений: Справ. – М.: Пищ. пром–сть, 1978. – 254 с.
10. Теплообменные аппараты, приборы автоматизации и испытания холодильных машин: Справ. – М.: Пищ. пром–сть, 1984. – 246 с.

Приложения

Приложение А

Исходные данные для выполнения курсового проекта по холодильным установкам распределительного холодильника

Таблица 1

| Показатель | вариант | | | | | | | | | |
|--|-------------|-------------|--------------|--------------|------------|-------------|-----------|-------------------|------------|------------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Местонахождения Предприятие | Киев РХ | Баку ХК | Рязань МК | Казань РХ | Тула ФХ | Минск ФХ | Уфа РХ | Воронеж ХК | Омск ФХ | Сочи МК |
| Единовременная вместимость грузов, т: | 500 | 4000 | 1000 | 1500 | 2000 | 3500 | 500 | 1000 | 1500 | 2000 |
| – мороженных, % | 50 | 60 | 55 | 65 | | | 20 | 30 | | 30 |
| – охлажденных, % | 30 | 20 | 25 | 25 | | | 60 | 50 | | 40 |
| – универсальных, % | 20 | 20 | 20 | 10 | 100 | 100 | 20 | 20 | 100 | 30 |
| Вода на конденсатор | Оборотная | | | | | | | | | |
| Здание холодильника | Одноэтажное | | | | | | | | | |
| Показатель | вариант | | | | | | | | | |
| | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 |
| Местонахождения Предприятие | Чита РХ | Курск ХК | Москва МК | Пермь РХ | Чита ФХ | Томск ФХ | Уфа ФХ | Воро неж ХК | Омск РХ | Сочи ФХ |
| Единовременная вместимость | 500 | 4000 | 1000 | 1500 | 2000 | 3500 | 2000 | 1000 | 1500 | 2000 |
| – мороженных, % | 50 | 60 | 55 | 65 | | 60 | | 30 | 30 | |
| – охлажденных, % | 30 | 20 | 25 | 25 | | 25 | | 50 | 55 | |
| – универсальных, | 20 | 20 | 20 | 10 | 100 | 15 | 100 | 20 | 15 | 10 |
| Вода на конденсатор | Оборотная | | | | | | | | | |
| Здание | Одноэтажное | | | | | | | | | |

Примечание. Производительность камеры домораживания принимать, исходя из поступления (10+25) т/сутки

РХ – распределительный холодильник

ХК – хладокомбинат

МК – мясокомбинат

ФХ – фруктохранилище

Таблица 2 –Климатические параметры воздуха

| Город | Температура, °С | | | Относительная влажность, % | |
|-----------------|-----------------|--------|--------|----------------------------|--------|
| | среднегодовая | летняя | зимняя | летняя | зимняя |
| Алма-Ата | 8,7 | 34 | – 22 | 35 | 68 |
| Архангельск | 0,8 | 27 | –32 | 63 | 87 |
| Астана | 1,4 | 33 | –33 | 42 | 80 |
| Астрахань | 9,4 | 34 | –22 | 37 | 81 |
| Ашхабад | 16,3 | 40 | –12 | 21 | 73 |
| Баку | 14,4 | 34 | –3 | 46 | 73 |
| Барнаул | 1,1 | 31 | –37 | 54 | 77 |
| Бишкек | 9,8 | 35 | –21 | 28 | 60 |
| Брянск | 4,9 | 30 | –23 | 53 | 82 |
| Вильнюс | 6,2 | 28 | –23 | 58 | 86 |
| Владивосток | 4,0 | 30 | –12 | 79 | 62 |
| Владикавказ | 7,9 | 30 | –15 | 61 | 74 |
| Владимир | 3,4 | 29 | –28 | 57 | 86 |
| Волгоград | 7,6 | 35 | –25 | 33 | 84 |
| Вологда | 2,2 | 28 | –29 | 61 | 84 |
| Воронеж | 5,4 | 33 | –25 | 47 | 87 |
| Грозный | 10,1 | 34 | –16 | 47 | 80 |
| Днепропетровск | 8,5 | 33 | –20 | 43 | 83 |
| Душанбе | 14,2 | 36 | –10 | 24 | 64 |
| Екатеринбург | 1,2 | 30 | –24 | 54 | 79 |
| Ереван | 11,6 | 35 | –18 | 34 | 68 |
| Иваново | 2,7 | 30 | –28 | 56 | 86 |
| Иркутск | –1,1 | 29 | –36 | 58 | 77 |
| Казань | 4,6 | 26 | –22 | 66 | 85 |
| Киев | 7,2 | 31 | –22 | 52 | 83 |
| Киров | 1,5 | 29 | –31 | 56 | 87 |
| Кишинев | 9,4 | 32 | –17 | 45 | 77 |
| Краснодар | 10,8 | 34 | –18 | 46 | 73 |
| Красноярск | 0,5 | 30 | –40 | 52 | 72 |
| Курск | 5,4 | 30 | –24 | 53 | 84 |
| Луганск | 7,0 | 33 | –23 | 40 | 78 |
| Магнитогорск | 1,2 | 31 | –32 | 49 | 75 |
| Махачкала | 12,4 | 36 | –20 | 50 | 80 |
| Минск | 5,4 | 28 | –23 | 56 | 61 |
| Москва | 4,8 | 30 | –26 | 50 | 83 |
| Мурманск | 0,0 | 25 | –26 | 63 | 86 |
| Нальчик | 8,6 | 28 | –19 | 68 | 86 |
| Нижний Новгород | 3,1 | 29 | –28 | 56 | 86 |
| Новороссийск | 12,7 | 33 | –12 | 53 | 74 |
| Новосибирск | –0,1 | 30 | –39 | 56 | 80 |
| Одесса | 9,9 | 32 | –16 | 55 | 82 |
| Омск | 0,0 | 31 | –36 | 52 | 79 |
| Оренбург | 3,9 | 34 | –30 | 40 | 83 |
| Пермь | 1,5 | 29 | –31 | 57 | 83 |
| Полтава | 7,0 | 31 | –21 | 48 | 85 |
| Рига | 5,6 | 27 | –19 | 63 | 84 |

| | | | | | |
|-----------------|------|----|-----|----|----|
| Ростов-на-Дону | 8,7 | 33 | -21 | 41 | 81 |
| Самара | 3,8 | 32 | -29 | 48 | – |
| Самарканд | 12,9 | 37 | -13 | 25 | 62 |
| Санкт-Петербург | 4,3 | 27 | -24 | 59 | 82 |
| Саратов | 5,3 | 33 | -28 | 41 | 77 |
| Сочи | 13,4 | 32 | -1 | 67 | 70 |
| Ставрополь | 9,1 | 33 | -19 | 47 | 82 |
| Таллин | 5,0 | 26 | -21 | 71 | 83 |
| Тамбов | 4,8 | 32 | -26 | 49 | 81 |
| Ташкент | 13,3 | 37 | -13 | 24 | 59 |
| Тбилиси | 12,7 | 34 | -8 | 39 | 57 |
| Тюмень | 1,3 | 31 | -35 | 58 | 77 |
| Томск | -0,6 | 29 | -39 | 59 | 79 |
| Уфа | 2,8 | 32 | -30 | 53 | 82 |
| Хабаровск | 1,4 | 32 | -33 | 67 | 76 |
| Харьков | 6,9 | 32 | -22 | 49 | 81 |
| Херсон | 9,8 | 33 | -18 | 41 | 79 |
| Чита | -2,7 | 32 | -39 | 53 | 73 |
| Ялта | 13,0 | 33 | -11 | 56 | 68 |
| Ярославль | 2,7 | 28 | -28 | 58 | 85 |

Таблица 3– Коэффициент теплопередачи ограждающих конструкций

| Среднегодовая температура | Коэффициент теплопередачи наружных стен (Вт/м ² ·К) при температуре воздуха в охлаждаемом помещении, °С | | | | | | |
|---------------------------|--|---------|---------|------|-------|-------|-------|
| | -40 –30 | -25 –20 | -15 –10 | -5 | 0 | 5 | 12 |
| -2°С и ниже | 0,208 | 0,256 | 0,322 | 0,38 | 0,417 | 0,476 | 0,526 |
| Выше -2°С, но ниже 7°С | 0,196 | 0,23 | 0,277 | 0,36 | 0,417 | 0,476 | 0,526 |
| 7°С и выше | 0,185 | 0,208 | 0,23 | 0,27 | 0,303 | 0,36 | 0,45 |

Таблица 4 –Коэффициент теплопередачи покрытий

| Среднегодовая температура | Коэффициент теплопередачи покрытий (Вт/м ² ·К) при температуре воздуха в охлаждаемом помещении, °С | | | | | | |
|---------------------------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | -30 | -20 | -10 | -5 | 0 | 5 | 12 |
| -2°С и ниже | 0,196 | 0,248 | 0,303 | 0,36 | 0,36 | 0,38 | 0,435 |
| Выше -2°С, но ниже 7°С | 0,185 | 0,217 | 0,27 | 0,303 | 0,36 | 0,38 | 0,435 |
| 7°С и выше | 0,172 | 0,196 | 0,23 | 0,256 | 0,294 | 0,333 | 0,37 |

Таблица 5 –Коэффициент теплопередачи внутренних стен, перегородок и междуэтажных перекрытий

| Температура воздуха в более теплом помещении | Коэффициент теплопередачи внутренних стен, перегородок и междуэтажных перекрытий (Вт/м ² ·К) при температуре воздуха в более холодном помещении, °С | | | | | | |
|--|--|------|-----|----|---|---|----|
| | -30 | -20 | -10 | -5 | 0 | 5 | 10 |
| -30 | 0,59 | – | – | – | – | – | – |
| -20 | 0,45 | 0,59 | – | – | – | – | – |

| | | | | | | | |
|-----|-------|-----------|------|-------|------|------|------|
| -10 | 0,29 | 0,57 | 0,59 | – | – | – | – |
| -5 | 0,25 | 0,30 3 | 0,45 | 0,59 | – | – | – |
| 0 | 0,23 | 0,27 7 | 0,37 | 0,45 | 0,59 | – | – |
| 5 | 0,217 | 0,25 | 0,31 | 0,37 | 0,45 | 0,59 | – |
| 10 | 0,208 | 0,22 | 0,27 | 0,37 | 0,37 | 0,45 | 0,59 |
| 20 | 0,19 | 0,20 | 0,23 | 0,277 | 0,34 | 0,45 | 0,45 |

Таблица 6 – Коэффициент теплопередачи внутренних стен и перегородок

Коэффициент теплопередачи внутренних стен и перегородок, отделяющих охлаждаемые помещения от неохлаждаемых и неотапливаемых

| Температура воздуха в охлаждаемом помещении, °С | Коэффициент теплопередачи, КВт/(м ² ·К) | Температура воздуха в охлаждаемом помещении, °С | Коэффициент теплопередачи, КВт/(м ² ·К) |
|---|--|---|--|
| -30 | 5,1 | 0 | 2,4 |
| -20 | 4,3 | 12 | 1,9 |
| -10 | 3,6 | | |

Таблица 7 – Коэффициент теплопередачи полов

| Температура воздуха в охлаждаемом помещении, °С | Коэффициент теплопередачи полов на обогреваемых грунтах, Вт/(м ² ·К) |
|---|---|
| -1 | 0,36 |
| -10 | 0,26 |
| -20 | 0,18 |
| -30 | 0,15 |

Таблица 8 – Избыточная разность температур от действия солнечной радиации

| Вид ограждения | Стороны света | | | | | | | | |
|--|-----------------------|-----|------|----------------|------|------|------|-----|-----|
| | Ю | | ЮВ | ЮЗ | В | З | СВ | СЗ | |
| | Географическая широта | | | | | | | | |
| | 0° | 0° | 0° | от 40° до 60°С | | | | | |
| Стены: | | | | | | | | | |
| – бетонные | 5,9 | 8,0 | 9,8 | 8,8 | 10,0 | 9,8 | 11,7 | 5,1 | 5,6 |
| – кирпичные | 6,6 | 9,1 | 11,0 | 9,9 | 11,3 | 11,0 | 13,2 | 5,8 | 6,3 |
| – побеленные известью или оштукатуренные светлой штукатуркой | 3,6 | 4,9 | 6,0 | 5,4 | 6,1 | 6,0 | 7,2 | 3,2 | 3,5 |
| – покрытые штукатуркой на темном песке | 5,1 | 7,1 | 8,5 | 7,7 | 8,8 | 8,5 | 10,2 | 4,5 | 4,9 |
| – облицованные белыми глазурованными плитками | 22,3 | 3,2 | 3,9 | 3,5 | 4,0 | 3,9 | 4,7 | 2,0 | 2,2 |

| Температура продукта | Мясо говяжье, птица | Баранина | Свинина | Рыба тощая | Рыба жирная | Молоко цельное | Масло сли- вочное | Виноград, аб- рикосы, вишня | Фрукты и плоды д-ругих видов |
|-------------------------|---------------------------|----------|---------|------------|-------------|-------------------|-------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|
| -20 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| -18 | 4,6 | 4,6 | 4,6 | 5,0 | 5,0 | 5,5 | 3,8 | 7,5 | 6,7 |
| -15 | 13,0 | 12,6 | 12,2 | 14,3 | 14,3 | 14,3 | 10,1 | 20,6 | 17,2 |
| -12 | 22,2 | 21,8 | 21,4 | 24,8 | 24,4 | 25,2 | 17,6 | 36,5 | 29,8 |
| -10 | 30,2 | 29,8 | 28,9 | 33,6 | 32,7 | 32,7 | 23,5 | 49,8 | 38,5 |
| -8 | 39,4 | 38,5 | 34,8 | 43,5 | 42,3 | 42,3 | 29,3 | 66,5 | 51,0 |
| -5 | 57,3 | 55,6 | 54,4 | 64,0 | 62,5 | 62,8 | 40,6 | 116,0 | 82,9 |
| -3 | 75,3 | 74,0 | 73,3 | 88,4 | 85,5 | 88,7 | 50,5 | 202,2 | 130,0 |
| -2 | 98,8 | 95,8 | 91,6 | 111,6 | 106,2 | 111,2 | 60,4 | 229,0 | 211 |
| -1 | 185,5 | 179,5 | 170,0 | 212,2 | 199,8 | 184,2 | 91,6 | 232,6 | 267,0 |
| 0 | 232,2 | 224,0 | 211,8 | 205, К | 219,0 | 317,8 | 95,0 | 235,8 | 271,7 |
| 1 | 235,5 | 227,0 | 21-1,7 | 209,5 | 252,0 | 322,8 | 98,8 | 239,5 | 274,3 |
| 2 | 238,2 | 230,0 | 217,8 | 272,9 | 256,0 | 326,8 | 101,4 | 242,9 | 279,0 |
| 4 | 245,5 | 230,3 | 221,0 | 280,0 | 262,6 | 334,4 | 106,5 | 250,2 | 280,7 |
| 8 | 248,2 | 249,0 | 235,8 | 293,9 | 277,0 | 350,7 | 121,4 | 261,5 | 302,0 |
| 10 | 264,5 | 255,3 | 241,7 | 301,0 | 283,0 | 358,5 | 129,8 | 271,8 | 308,8 |
| 12 | 270,8 | 261,4 | 248,2 | 308,0 | 290,0 | 366,0 | 138,6 | 278,6 | 317,0 |
| 15 | 280,4 | 271,2 | 256,8 | 314,4 | 300,4 | 378,0 | 155,3 | 289,6 | 328,0 |
| 20 | 296,8 | 286,7 | 272,5 | 336,0 | 317,4 | 398,0 | 182,8 | 307,0 | 316,5 |
| 25 | 312,0 | 301,8 | 287,7 | 353,6 | 334,4 | 418,0 | 204,2 | 325,5 | 365,6 |
| 30 | 329,0 | 314,0 | 301,8 | 371,0 | 351,5 | 437,0 | 221,4 | 343,0 | 384,8 |
| 35 | 345,0 | 334,0 | 317,8 | 388,0 | 369,0 | 458,0 | 240,0 | 360,5 | 403,0 |
| 40 | 361,0 | 349,8 | 332,2 | 406,0 | 385,0 | 477,0 | 253,6 | 378,0 | 421,0 |

Кровли:

- покрытые толем, асфальтом
- покрытые темным рубероидом
- покрытые светлым рубероидом

18,5

17,7

14,9

Таблица 10–Характеристики кожухотрубных конденсаторов

| Марка конденсатора | Площадь теплопередающей поверхности, м ² | Габаритные размеры, мм | | | Диаметры патрубков, мм | | | Масса, кг |
|--------------------|---|------------------------|--------|--------|------------------------|----------------|------------------|-----------|
| | | длина | ширина | высота | вход пара | выход жидкости | вход, выход воды | |
| КТГ–32 | 36 | 4430 | 810 | 910 | 50 | 20 | 65 | 1155 |
| КТГ–40 | 40 | 3520 | 910 | 1000 | 65 | 20 | 80 | 1448 |
| КТГ–50 | 53 | 4520 | 910 | 1000 | 65 | 25 | 1516 | 2023 |
| КТГ–63 | 67 | 5520 | 910 | 1000 | 80 | 25 | 100 | 2023 |
| КТГ–80 | 95 | 4640 | 1110 | 1230 | 80 | 32 | 125 | 2472 |
| КТГ–125 | 120 | 5640 | 1110 | 1230 | 80 | 32 | 125 | 3540 |
| КТГ–160 | 151 | 4750 | 1330 | 1670 | 100 | 40 | 200 | 4292 |
| 50КВН | 50 | – | 1235 | 5000 | 65 | 32 | – | 1716 |
| 75КВН | 75 | – | 1335 | 5000 | 65 | 32 | – | 2258 |
| 100КВН | 100 | – | 1455 | 5000 | 80 | 40 | – | 2996 |
| 125КВН | 125 | – | 1560 | 5000 | 80 | 40 | – | 3865 |
| 150КВН | 150 | – | 1700 | 5000 | 100 | 50 | – | 4553 |

Таблица 11–Характеристики испарителей для жидких хладоносителей

| Марка | Площадь теплопередающей поверхности, м ² | Габаритные размеры, мм | | | Диаметры патрубков, мм | | | Вместимость по хладагенту, м ³ | Масса, кг |
|---------------|---|------------------------|--------------------|----------|------------------------|------------|---------------------------|---|-----------|
| | | длина | Ширина или диаметр | высота | вход жидкости | выход пара | вход, выход хладоносителя | | |
| Кожухотрубных | | | | | | | | | |
| ИКТ–65 | 67,8 | 55 80 | 10 75 | 15 50 | 25 | 80 | 125 | 0,885 | 2100 |
| ИКТ–90 | 96,8 | 46 70 | 13 10 | 19 50 | 25 | 125 | 150 | 1,14 | 2800 |
| ИКТ–110 | 21,0 | 56 70 | 13 10 | 19 50 | 25 | 125 | 150 | 1,58 | 3500 |
| ИКТ–140 | 54,4 | 48 00 | 14 93 | 22 70 | 40 | 150 | 200 | 2,1 | 4100 |
| ИКТ–180 | 93,0 | 58 00 | 14 93 | 22 70 | 40 | 150 | 200 | 2,64 | 4230 |
| И–80 | 80,0 | 55 60 | 10 75 | 14 70 | 25 | 80 | 125 | 0,885 | 2400 |
| И–125 | 25,0 | 46 50 | 13 10 | 18 00 | 25 | 125 | 150 | 1,140 | 3530 |
| И–160 | 60,0 | 56 50 | 13 10 | 18 00 | 25 | 125 | 150 | 1,580 | 4230 |
| Панельных | | | | | | | | | |
| 40ИП | 40 | 3470 | 735 | 10 50 | 20 | 65 | 100 | 0,223 | 1500 |
| 60ИП | 60 | 3670 | 1060 | 10 50 | 20 | 100 | 100 | 0,332 | 2180 |
| 90ИП | 90 | 3670 | 1045 | 10 50 | 20 | 100 | 100 | 0,497 | 3000 |
| 120ИП | 120 | 6100 | 1175 | 12 00 | 40 | 150 | 200 | 0,501 | 4000 |
| 160ИП | 180 | 6100 | 1626 | 12 00 | 40 | 150 | 200 | 0,744 | 5530 |

Таблица 12 – Характеристики компрессорных агрегатов

| Марка агрегата | Теоретическая подача, м ³ | Мощность двигателя, кВт | Габаритные размеры, мм | | | Масса, кг | |
|-----------------|--------------------------------------|-------------------------|------------------------|--------|--------|-----------|------|
| | | | длина | ширина | высота | | |
| Одноступенчатых | | | | | | | |
| A20–7–2 | 0,015 | 9,1 | 610 | 550 | 485 | 180 | |
| A40–7–2 | 0,029 | 18,5 | 850 | 680 | 580 | 280 | |
| A60–7–2 | 0,043 | 19,5 | 885 | 700 | 685 | 330 | |
| A80–7–2 | 0,043 | 19,5 | 885 | 700 | 685 | 330 | |
| A110–7–2 | 0,084 | 39,0 | 950 | 900 | 800 | 770 | |
| A220–7–2 | 0,167 | 78,0 | 1110 | 1140 | 890 | 1100 | |
| 1A280–7–2 | 0,165 | 132 | 2825 | 1030 | 1420 | 2385 | |
| 2A350–7–2 | 0,243 | 160,0 | 2900 | 1150 | 2200 | 3320 | |
| Двухступенчатых | | | | | | | |
| | Ниж.сту пени | верхней ступени | | | | | |
| 21АД–25–7–4 | 0,0435 | 0.0145 | 30 | 1700 | 1065 | 1220 | 900 |
| Д–55–7–4 | 0,125 | 0,042 | 55 | 2500 | 1330 | 1290 | 2800 |

Таблица 13 – Характеристики насосов

| Марка насоса | Номинальная подача, м ³ /ч. | Номинальный напор, м. | Допустимый кавитационный запас, м. | Мощность электродвигателя, кВт | Диаметр патрубков, мм. | | Габаритные размеры, мм. | | | Масса, кг |
|----------------------------------|--|-----------------------|------------------------------------|--------------------------------|------------------------|-----------------|-------------------------|--------|--------|-----------|
| | | | | | всасыва ющий | нагнетат ельный | длина | ширина | высота | |
| Насосы для воды и хладоносителей | | | | | | | | | | |
| К 8/18 | 8 | 18 | 4 | 1,5 | 50 | 40 | 768 | 257 | 321 | 79 |
| К 20/18 | 20 | 18 | 4 | 2,2 | 50 | 40 | 832 | 299 | 343 | 86 |
| К 20/30 | 20 | 30 | 4 | 4,0 | 50 | 40 | 832 | 299 | 343 | 109 |
| К 45/30 | 45 | 30 | 4,5 | 7,5 | 80 | 50 | 1030 | 332 | 413 | 168 |
| К 45/56 | 45 | 55 | 4,5 | 30 | 80 | 50 | 1360 | 515 | 525 | 445 |
| К 90/20 | 90 | 20 | 5,5 | 7,5 | 100 | 70 | 1030 | 332 | 413 | 174 |
| К 90/55 | 90 | 55 | 5,5 | 30 | 100 | 70 | 1360 | 515 | 525 | 455 |
| К 90/85 | 90 | 85 | 5,5 | 55 | 100 | 70 | 1575 | 665 | 655 | 510 |
| К 160/20 | 160 | 20 | 4,5 | 30 | 150 | 100 | 1350 | 555 | 525 | 480 |
| К 160/30 | 160 | 30 | 4,5 | 30 | 150 | 100 | 1545 | 575 | 555 | 465 |
| К 290/18 | 290 | 18 | 4,5 | 22 | 200 | 150 | 1455 | 575 | 555 | 440 |

Таблица 14–Теплофизические свойства хладоносителей

| Концентрация, % | Плотность, кг/м ³ | Температура замерзания, °С | Температура раствора, °С | Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К) |
|--------------------------|---------------------------------|-------------------------------|------------------------------|---|
| раствора этиленгликоля | | | | |
| 4,6 | 1005 | –2 | 0 | 4,106 |
| 8,4 | 1010 | –4 | 0 | 4,064 |
| 12,2 | 1015 | –5 | 0 | 3,980 |
| 16,0 | 1020 | –7 | 0 | 3,896 |
| 19,8 | 1025 | –10 | 0 | 3,855 |
| 23,6 | 1030 | –13 | 0 –10 | 3,813 3,855 |
| 27,4 | 1035 | –15 | 0 –10 | 3,729 3,687 |
| 31,2 | 1040 | –17 | 0 –10 | 3,666 3,645 |
| 35,0 | 1045 | –21 | 0 –10 | 3,603 3,561 |
| 38,8 | 1050 | –26 | 0 –10 –20 | 3,520 3,478 3,436 |
| 42,6 | 1055 | –29 | 0 –10 –20 | 3,436 3,394 3,352 |
| раствора хлорида кальция | | | | |
| 9,4 | 1080 | –5,2 | 0 –5 | 3,337 3,352 |
| 14,7 | 1130 | –10,2 | 0 –5 –10 | 3,331 3,318 3,310 |
| 18,9 | 1170 | –15,7 | 0 –5 –10 –15 | 3,130 3,100 3,090 3,070 |
| 20,9 | 1190 | –19,2 | 0 –5 –10 –15 | 3,046 3,017 2,988 2,959 |
| 23,8 | 1220 | –25,7 | 0 –5 –10 –15 –20 | |

Таблица 15–Стальные бесшовные трубы, применяемые в холодильных установках

| Условный проход, мм | Наружный диаметр и толщина стенки, мм | Номинальный внутренний диаметр, мм | Площадь поперечного сечения, м ² | ГОСТ |
|---------------------|---------------------------------------|------------------------------------|---|---------|
| 10 | 14*3 | 8 | 0,00005 | 8734–74 |
| 15 | 18*3 | 12 | 0,000103 | 8734–74 |
| 20 | 25*3 | 19 | 0,000284 | 8734–74 |
| 25 | 32*3,5 | 25 | 0,000492 | 8734–74 |
| 32 | 38*4 | 30 | 0,000706 | 8734–74 |
| 40 | 45*4 | 37 | 0,00107 | 8734–74 |
| 50 | 57*3,5 | 50 | 0,00196 | 8732–74 |
| 70 | 76*4 | 68 | 0,00367 | 8732–74 |
| 80 | 89*4,5 | 80 | 0,00502 | 8732–74 |
| 100 | 108*4 | 100 | 0,00785 | 8732–74 |
| 125 | 133*4 | 125 | 0,0122 | 8732–74 |
| 150 | 159*4,5 | 150 | 0,0177 | 8732–74 |

| Поверхности помещений | Коэффициент теплоотдачи α Вт/(м ² –К) |
|--|--|
| Наружные поверхности наружных стен и покрытий | 23,3 |
| Наружные поверхности чердачных покрытий | 11,6 |
| Внутренние поверхности помещений без принудительной циркуляции воздуха | |
| поверхность стены | 8,12 |
| поверхность потолка холодной камеры при расположении над ней более теплой камеры | 5,81 |
| поверхность пола более теплой камеры при расположении под ней холодной камеры | 6,96 |
| Внутренние поверхности помещений с умеренной циркуляцией воздуха | 9,28 |
| Внутренние поверхности помещения с усиленной циркуляцией воздуха | 10,44 |

Таблица 17 — Нормы загрузки некоторых продуктов

| Продукты | Условная загрузка, т/м ³ | Кэффи- циент пересчета | Продукты | Условная загрузка, т/м ³ | Кэффи- циент пересчета |
|--|---|------------------------------|--|---|------------------------------|
| Говядина мороженая | | | Сыры | | |
| в четвертинах | 0,40 | 0,88 | без тары и в дере- вянных ящиках | 0,50 | 0,70 |
| в полутушах | 0,30 | 1,17 | в деревянных бара- банах | 0,46 | 0,76 |
| в четвертинах и полу- тушах | 0,35 | 1,00 | Сметана в кадках | 0,75 | 0,47 |
| Баранина мороженая | 0,28 | 1,25 | Творог в кадках | 0,71 | 0,50 |
| Свинина мороженая | 0,45 | 0,78 | Сгущенное молоко | | |
| Мясо и субпродукты в блоках | 0,60 | 0,58 | в деревянных бочках | 0,57 | 0,61 |
| Птица мороженая в дере- вянных ящиках | 0,38 | 0,92 | в фанерных бочках | 0,74 | 0,47 |
| Колбасные изделия в дере- вянных ящиках | 0,40 | 0,88 | Яйца | | |
| Копчености в деревянных ящиках | 0,50 | 0,70 | в деревянных ящиках | 0,32 | 1,09 |
| Рыба мороженая в дере- вянных и картонных ящи- ках, рогожных кулях | 0,45 | 0,78 | в картонных ящиках | 0,27 | 1,30 |
| Рыба мороженая осетро- вых пород без тары | 0,45 | 0,78 | Яичные и молочные про- дукты | 0,40 | 0,88 |
| Рыбное филе мороженое в картонных ящиках | 0,70 | 0,50 | Консервы | | |
| Рыба соленая | 0,60 | 0,58 | в деревянных ящиках | 0,60 | 0,58 |
| Масло сливочное | | | в картонных ящиках | 0,65 | 0,54 |
| в деревянных ящиках | 0,70 | 0,50 | Мороженое на рейках без стеллажей | | |
| в картонных ящиках | 0,80 | 0,44 | в картонных коробках | 0,17 | 2,00 |
| Масло и жиры топленые | | | в контейнерах | 0,33 | 1,08 |
| в деревянных ящиках | 0,65 | 0,54 | в гильзах | 0,21 | 1,66 |
| в деревянных бочках | 0,54 | 0,65 | Мороженое на стеллажах в картонных ящиках | 0,23 | 1,52 |
| | | | Яблоки и груши в дере- вянных ящиках | 0,36 | 0,97 |
| | | | Цитрусовые | | |
| | | | в фанерных ящиках | 0,45 | 0,78 |
| | | | в картоно-деревян- ных ящиках | 0,32 | 1,09 |
| | | | Прочие грузы | 0,35 | 1,00 |
| | | | При укладке на поддонах | | |
| Масло сливочное | | | Жиры топленые в дере- вянных бочках | 0,40 | 0,87 |
| в деревянных ящиках | 0,63 | 0,56 | Рыба мороженая | | |
| в картонных ящиках | 0,70 | 0,50 | в деревянных ящи- ках | 0,39 | 0,90 |
| Яйца | | | в картонных ящиках | 0,47 | 0,75 |
| в деревянных ящиках | 0,30 | 1,17 | Маргарин | | |
| в деревянных ящиках и картонных коробках | 0,26 | 1,35 | в картонных ящиках | 0,70 | 0,50 |
| Консервы мясные в дере- вянных ящиках | 0,38 | 0,92 | в деревянных бочках | 0,43 | 0,81 |
| Колбасные изделия в дере- вянных ящиках | 0,30 | 1,17 | Консервы рыбные в дере- вянных ящиках | 0,41 | 0,85 |
| Сыры в деревянных ящи- ках | 0,40 | 0,87 | Яблоки и груши в дере- вянных ящиках | 0,34 | 1,03 |
| Сыр плавленый в дере- вянных ящиках | 0,67 | 0,52 | Цитрусовые | | |
| Птица мороженая | | | в фанерных ящиках | 0,32 | 1,09 |
| в деревянных ящиках | 0,44 | 0,79 | в картоно-деревян- ных ящиках | 0,30 | 1,17 |
| в картонных ящиках | 0,38 | 0,92 | Лук репчатый | 0,34 | 1,03 |
| Виноград и томаты в лет- ках | 0,30 | 1,17 | Морковь | 0,32 | 1,09 |

Таблица 18–Коэффициент теплопроводности изоляционных материалов

| Материал | Коэффициент теплопроводности λ , Вт/м·град |
|--|---|
| Строительный | |
| Кладка кирпичная | 0,85 |
| Бетон | 1,1–1,4 |
| Железобетон | 1,4–1,6 |
| Асфальтобетон | 0,75–0,85 |
| Дерево | 0,2–0,25 |
| Штукатурка цементная | 0,9–0,2 |
| Облицовочные керамическ. плитки на цементном | 0,2–0,25 |
| Битум | 0,2 |
| Рулонная гидроизоляция на битуме | 0,25–0,3 |
| Гравий керамзитовый | 0,45–0,5 |
| Шлак топливный | 0,2–0,25 |
| Штукатурка гипсовая (сухая) | 0,12–0,35 |
| Песок | 0,46–0,58 |
| Туф | 0,46–0,58 |
| Грунт растительный | 1,16 |
| Теплоизоляционный | |
| Плиты из минеральной пробки и минераловаты | 0,075–0,08 |
| Пенополистирол ПСБ–С | 0,04–0,045 |
| Пенополиуретан | 0,035–0,05 |
| Пенопласт ПХВ | 0,05–0,058 |
| Пенополистирол ПС–БС | 0,04–0,05 |
| Пенопласт ФРП | 0,065–0,07 |
| Пенобетон | 0,095–0,1 |
| Плиты перлитцементные или перлитогелевые | 0,08–0,09 |
| Парогидроизоляционные | |
| Пергамин и рубероид | 0,14–0,18 |
| Битум | 0,18–0,2 |
| Гидроизол | 0,3–0,35 |
| Борулин | 0,29–0,35 |

Таблица 18а – Удельный приток тепла при открывании дверей

| Помещения | Теплоприток(в Вт/м ²) при высоте камер 6 м и площади, м ² | | |
|--|--|--------|-----------|
| | до 50 | 50—150 | более 150 |
| Камеры охлаждения, аккумуляторы и камеры хранения охлажденной рыбы | 23 | 12 | 10 |
| Камеры хранения охлажденных продуктов | 29 | 15 | 12 |
| Камеры замораживания | 32 | 15 | 12 |
| Камеры хранения мороженных продуктов | 22 | 12 | 8 |
| Экспедиции и приемные | 78 | 38 | 20 |

Приложение Б

Построение цикла холодильной установки и определение параметров хладагента

Цикл паровой холодильной установки удобнее для расчета изображать в $i\text{-lg } p$ – диаграмме (рис.1).

На диаграмме $i\text{-lg } p$ изображены следующие процессы:

- 4–1' – кипение хладагента в испарителе при t_0 , p_0 (принято, что из испарителя выходит сухой пар – насыщенный);

- 1'–1 – перегрев паров хладагента перед компрессоров от t_0 до $t_{\text{вс}}$ при $p_0 = \text{const}$;

- 1–2 – адиабатное сжатие в компрессоре;

- 2–2'–3' – процесс отвода тепла в конденсаторе при $p_0 = \text{const}$, который можно разделить на два процесса: 2–2' – охлаждение пара до состояния насыщения и 2'–3' – конденсация хладагента при $t_{\text{к}} = \text{const}$;

- 3'–3 – переохлаждение жидкого хладагента в переохладителе от $t_{\text{к}}$ до $t_{\text{по}}$ при давлении $p_{\text{к}}$;

- 3–4 – дросселирование хладагента в регулирующем вентиле от $p_{\text{к}}$ до p_0 по линии постоянной энтальпии.

Рассмотрим процесс построения цикла холодильной установки на примере. В качестве хладагента выберем хладон R–12 со следующими параметрами рабочего режима: $t_0 = -20^\circ\text{C}$; $t_{\text{к}} = 35^\circ\text{C}$; $t_{\text{по}} = 30^\circ\text{C}$; $t_{\text{вс}} = 5^\circ\text{C}$.

Вписывание цикла в диаграмму удобно начать с нанесения линии $t_0 = -20^\circ\text{C}$, которая в области влажного пара совпадает с линией давления $p_0 = 0,15 \text{ МПа} = 1,54 \text{ кгс/см}^2$. На пересечении этой линии с правой пограничной кривой лежит точка 1', характеризующая состояние сухого насыщенного пара (конец процесса кипения). Затем этот пар перегревается в испарителе или трубопроводе на пути из испарителя в компрессор. Перегрев протекает по изобаре p_0 , которая в области перегретого пара изображается в

$i\text{-lg } p$ – диаграмме горизонтальной прямой линией, в $T\text{-S}$ –диаграмме – восходящей кривой, на конце которой дано значение абсолютного давления. Давление p_0 , проще и точнее можно определить по таблице насыщенных паров.

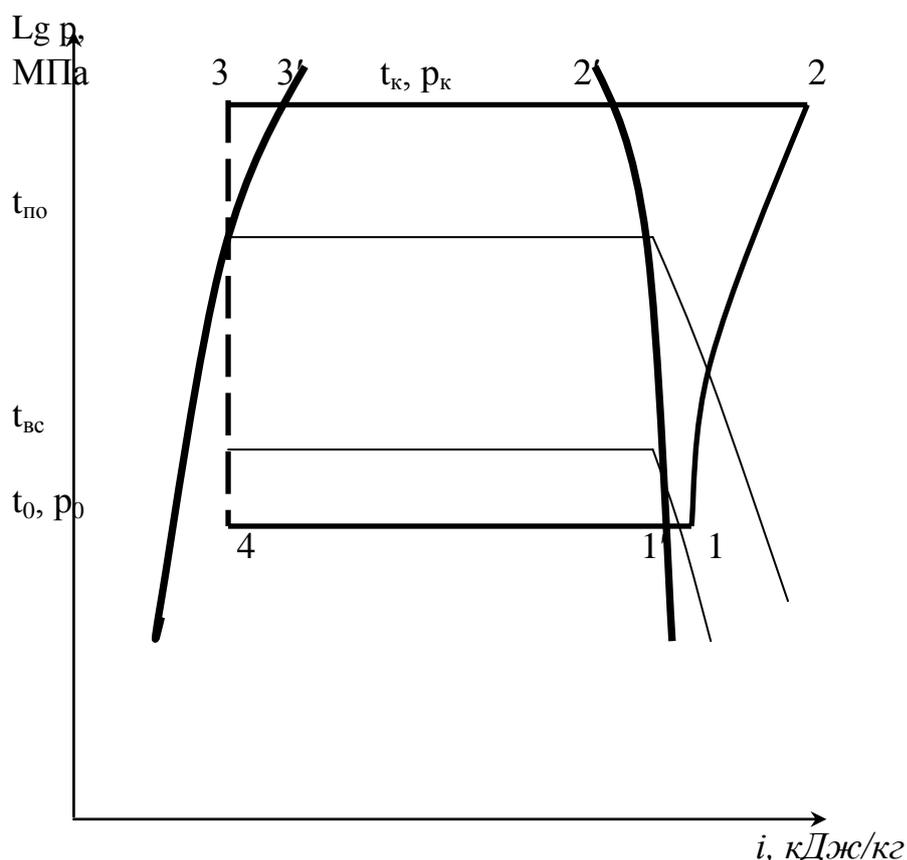


Рисунок 1 – Цикл холодильной машины с одноступенчатым сжатием в i - $\lg p$ – диаграмме

Состояние пара, поступающего в компрессор, характеризуется точкой 1, лежащей в области перегретого пара на пересечении изобары $p_0 = 0,15$ МПа = $1,54$ кгс/см² с изотермой, соответствующей температуре пара, всасываемого компрессором, $t_{вс} = -5^\circ\text{C}$. Изотермы в области перегретого пара изображаются в i - $\lg p$ -диаграмме штрихпунктирными спадающими кривыми, в T - S – диаграмме – горизонтальными прямыми.

Состояние пара в конце сжатия характеризуется точкой 2, которая находится на пересечении адиабаты $S = 4,60$ кДж/(кг·К), проходящей через точку 1, с изобарой p_k (соответствующей температуре конденсации $t_k = 35$ °С). В области влажного пара изобара $p_k = 0,846$ МПа = $8,62$ кгс/см² совпадает с изотермой $t_k = 35$ °С, а в области перегретого пара изображается аналогично p_0 горизонтальной линией в i - $\lg p$ – диаграмме.

Точка 2' лежит на правой пограничной кривой и характеризует состояние насыщенного пара (начало конденсации), а точка 3' – на левой пограничной кривой и характеризует состояние насыщенной жидкости (окончание конденсации).

Состояние переохлажденной жидкости в диаграмме характеризуется точкой 3, лежащей в области жидкости на пересечении изобары p_k с изотермой, соответствующей температуре переохлаждения $t_{по} = 30^\circ\text{C}$. Состояние хладагента после дросселирования (точка 4) находится на пересечении изоэнтальпы $i_3 = 429$ кДж/кг, проходящей через точку 3, с изобарой $p_0 = 0,15$ МПа = $1,54$ кгс/см² (или с изотермой $t_0 = -20$ °С).

По диаграмме можно определить пять параметров в любой точке цикла, кроме удельного объема жидкости в точках 3 и 3'. Удельный объем насыщенной и переохлажденной жидкости определяют только по таблицам насыщенных паров. Термодинамические диаграммы не единственный источник для определения параметров хладагента. Проще и точнее можно определить параметры по таблицам насыщенных и перегретых паров соответствующих хладагентов.

По таблицам насыщенных паров определяют давления p_0 и p_k , а также все другие параметры точек, расположенных на пограничных кривых (1', 2', 3'), т.е. параметры сухого насыщенного пара и насыщенной жидкости, по температурам $t_0 = -20\text{ }^\circ\text{C}$ и $t_k = 35\text{ }^\circ\text{C}$.

По таблице перегретых паров находят параметры точек 1 и 2, находящихся в области перегретого пара. Точки в области перегретого пара определяются двумя любыми параметрами. Так, по давлению $p_0 = 0,15\text{ МПа}$ и температуре $t_{вс} = -5\text{ }^\circ\text{C}$ находят другие три параметра v, i, s точки 1.

Параметры точки 2 находят по давлению $p_k = 0,846\text{ МПа}$ и энтропии $S = 4,60\text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$.

Параметры точки 4 по таблицам не определяют. Однако в процессе 3–4 энтальпия постоянна, т.е. $i_4 = i_3$, а i_3 берется из таблиц насыщенных паров.

Полученные данные заносятся в таблицу 1.

Таблица 1 Значения основных параметров хладагента

| Точки цикла | Параметры | | | | | Состояние |
|-------------|-----------|------------------------|------------------------------|-----------------------|-----------------------|--------------------|
| | p , МПа | t , $^\circ\text{C}$ | V , $\text{м}^3/\text{кг}$ | i , кДж/кг | S , кДж/кг | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 1' | 0,151 | -20 | 0,109 | 542,96 | 4,57 | Сухой насыщ. пар |
| 1 | 0,151 | -5 | 0,117 | 551,96 | 4,60 | Перегретый пар |
| 2 | 0,846 | 60 | 0,024 | 584,87 | 4,60 | Перегретый пар |
| 2' | 0,846 | 35 | 0,021 | 556,64 | 4,55 | Сухой насыщ. пар |
| 3' | 0,846 | 35 | 0,00079 | 434,09 | 4,12 | Насыщ. жидкость |
| 3 | 0,846 | 30 | 0,00077 | 429,08 | 4,09 | Переохл. жидкость |
| 4 | 0,151 | -20 | 0,03000 | 429,08 | 4,10 | Влажный насыщ. пар |

Полученные данные позволяют сделать расчеты характеристик и выбор основного и вспомогательного оборудования холодильной станции.

Функциональные схемы холодильных машин гидравлические:

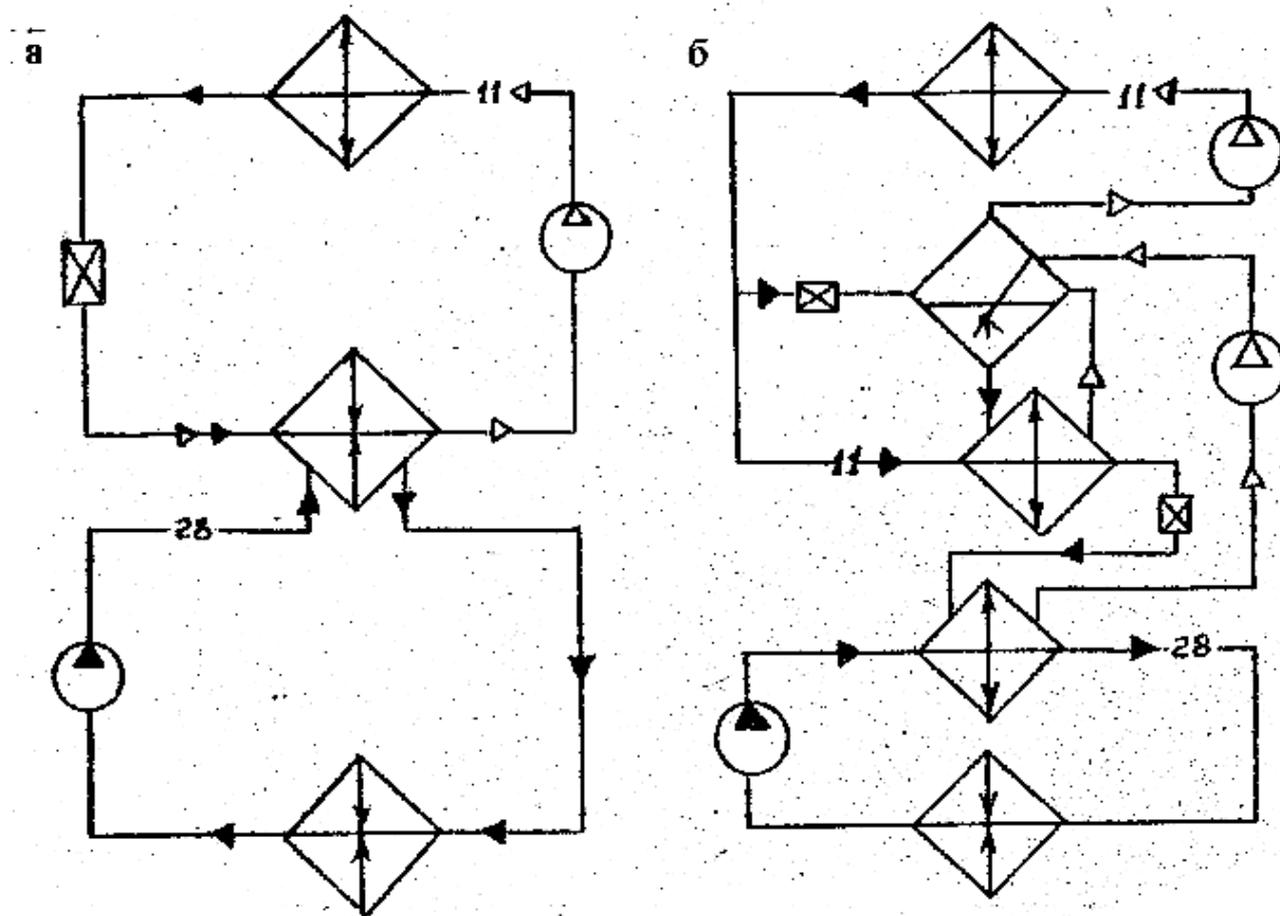
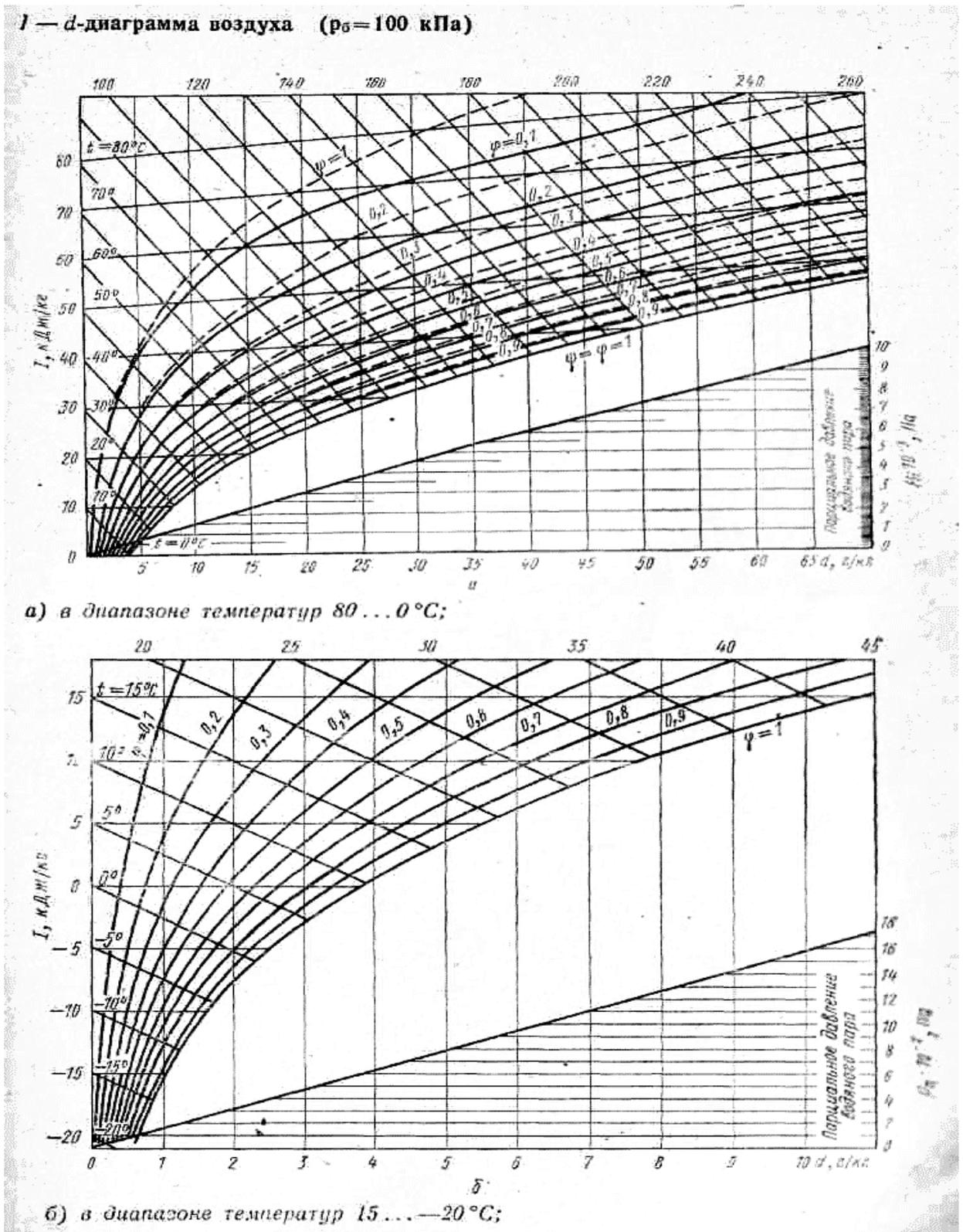


Рисунок 2– Схемы холодильных машин. Гидравлические функциональные:
а – одноступенчатая; б – двухступенчатая с полным промежуточным охлаждением пара
и переохлаждением жидкости

i - d диаграмма влажного воздуха



Пример определения t_m по i - d диаграмме (для г. Киров).
 Расчётные параметры наружного воздуха.

Холодильники, как правило, рассчитывают на самый жаркий период года. Поэтому в качестве летней расчётной температуры в городе Кирове принимаем $t_{л} = 29,5^{\circ}\text{C}$. В качестве летней расчётной относительной влажности наружного воздуха принимают $\varphi = 51\%$. Расчётное значение среднегодовой температуры наружного воздуха $t_{ср.г} = 3,1^{\circ}\text{C}$.

Метод определения температуры мокрого термометра.

На i - d диаграмме сначала определяется точку А с параметрами $t = 29,5^{\circ}\text{C}$, $\varphi = 51\%$. Она находится по линии постоянной температуры ($t = \text{const}$), с заданным значением расчётной летней температуры, до пересечения с линией постоянной относительной влажности ($\varphi = \text{const}$), с заданным значением расчётной летней относительной влажности. Затем из точки А по линии постоянной энтальпии ($i = \text{const}$) двигаемся до пересечения с линией $\varphi = 100\%$ (точка Б). Температура в точке Б. и будет искомой температурой мокрого термометра $t_{м} = 22^{\circ}\text{C}$.

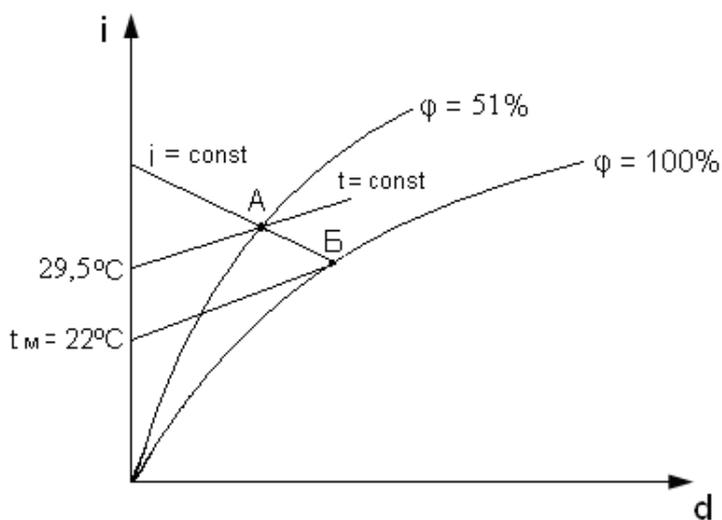


Рис. 3. Метод определения по $i - d$ диаграмме точку мокрого термометра

МАЛСУГЕНОВ Роман Сергеевич
БАЙРАМУКОВ Рашид Альбертович
БИСИЛОВ Назим Урусланович

ХОЛОДИЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Практикум для обучающихся по направлению подготовки
15.03.02 Технологические машины и оборудование

Корректор Чагова О.Х.
Редактор Чагова О.Х.

Сдано в набор 17.09.2024 г.
Формат 60x84/16.
Бумага офсетная.
Печать офсетная.
Усл. печ. л. 2,79
Заказ № 4986
Тираж 100 экз.

Оригинал–макет подготовлен
в Библиотечно–издательском центре СКГА
369000, г. Черкесск, ул. Ставропольская, 36

