

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

**ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ
ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ**

Методические указания
по выполнению курсового проекта
для студентов специальности 1-43 01 07
«Техническая эксплуатация энергооборудования организаций»

Витебск
2023

УДК 621.1.016.4(075.8) + 621.565

Составители:

С. В. Жерносек, А. М. Гусаров, А. С. Марущак

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом УО «ВГТУ», протокол № 9 от 29.05.2023.

Промышленные тепломассообменные процессы и установки : методические указания по выполнению курсового проекта / сост. С. В. Жерносек, А. М. Гусаров, А. С. Марущак. – Витебск : УО «ВГТУ», 2023. – 44 с.

В методических указаниях приведена методическая последовательность расчета одноступенчатой парокompрессионной холодильной установки, включающая расчёт рабочего цикла, расчёт и подбор основного и вспомогательного оборудования, пояснения по выполнению расчетов, справочную информацию, список рекомендуемой литературы. Выполнение курсового проекта по курсу «Промышленные тепломассообменные процессы и установки» позволит студентам закрепить знания по основным разделам дисциплины, а также приобрести навыки применения теоретических знаний при решении теплотехнических задач по расчету и проектированию холодильных установок.

Издание в электронном виде расположено в репозитории библиотеки УО «ВГТУ».

УДК 621.1.016.4(075.8) + 621.565

© УО «ВГТУ», 2023

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1 Общие теоретические сведения	6
2 Расчёт цикла одноступенчатой парокompрессионной холодильнойхолодильной машины	9
3 Расчёт и подбор основного оборудования холодильной машины	12
4 Расчёт и подбор вспомогательного оборудования	19
5 Расчет системы обратного водоснабжения	22
Список использованных источников	25
Информация о доступе к виртуальной образовательной среде УО «ВГТУ» и электронным ресурсам кафедры «теплоэнергетика»	25
Приложение А. Коэффициенты подачи λ холодильных компрессоров	27
Приложение Б. Холодильные компрессоры	28
Приложение В. Определение температуры мокрого термометра по i - d -диаграмме	32
Приложение Г. Построение рабочего цикла холодильной установки на i - lgr -диаграмме	34
Приложение Д. Физические свойства раствора $CaCl_2$	39
Приложение Е. Чертёж компрессора	40
Приложение Ж. Чертёж конденсатора	41
Приложение И. Чертеж испарителя	42
Приложение К. Чертёж маслоотделителя	43
Приложение Л. Чертёж влагоотделителя	44
Приложение М. i - lgr -диаграмма	45
Приложение Н. Схема холодильной установки	46

ВВЕДЕНИЕ

Целью изучения дисциплины «Промышленные теплообменные процессы и установки» является изучение современных конструкций, методов расчета теплотехнологических схем, процессов и аппаратов, источников и методов использования вторичных энергоресурсов, систем для защиты окружающей среды; выработка навыков в оформлении проектно-конструкторской документации. Задачи изучения дисциплины заключаются в приобретении навыков и умений оценивать, выбирать, оптимизировать и разрабатывать теплотехнологические схемы установок, систем и их элементов. При изучении дисциплины теоретический материал закрепляется решением примеров.

Выполнение курсового проекта имеет своей целью:

- закрепление знаний о существующих вариантах конструкций холодильных установок и их технических характеристиках;
- получение знаний о построении рабочего цикла холодильной установки;
- изучение методов расчета и подбора оборудования для холодильных установок;
- умение пользоваться справочной и нормативной литературой;
- выполнение на практике расчета и подбора оборудования холодильной установки;
- получение навыков проектирования холодильных установок.

Проект рекомендуется выполнять последовательно, по мере изучения основных разделов курса. Исходные данные к расчету и номер варианта студенту выдает преподаватель.

Курсовой проект, представляемый студентом к защите, включает в себя расчетно-пояснительную записку и чертежи, выполненные по индивидуальному заданию в полном объеме.

Расчетно-пояснительная записка должна включать:

- титульный лист (оформляется на лицевой стороне обложки);
- задание на курсовую работу;
- оглавление;
- введение;
- основную часть;
- заключение;
- список использованных источников.

Титульный лист, оглавление и список использованной литературы выполняются в соответствии с Положением о порядке организации курсового проектирования и защиты курсовых проектов (курсовых работ) (утверждено Приказом № 317 от 30.08.2018). Задание включает в себя типовой бланк с основной исходной информацией (холодопроизводительность, температура выхода хладоносителя из испарителя, область и город РБ, хладагент). Во введение должно быть отражено состояние вопроса, дан обзор использованных источников, описаны использование того или иного аппарата, преимущества разрабатываемой кон-

струкции, поставлена цель расчета.

В основной части уделено внимание построению рабочего цикла холодильной установки, расчёту и подбору основного и вспомогательного оборудования, подбору насосов.

Графическая часть курсового проекта выполняется в выбранном масштабе (обычно 1:2; 1:5; 1:10; 1:20; 1:40). Обязательный состав (примеры чертежей показаны в соответствующих приложениях):

1. Чертёж выбранного компрессора на листе формата А3 (приложение Е);
2. Чертёж выбранного конденсатора на листе формата А3 (приложение Ж);
3. Чертёж выбранного испарителя на листе формата А3 (приложение И);
4. Чертёж выбранного маслоотделителя на листе формата А4 (приложение К);
5. Чертёж выбранного влагоотделителя на листе формата А4 (приложение Л);
6. I–lgP-диаграмма с нанесённым рабочим циклом и параметрами рабочих точек на листе формата А3 (приложение М);
7. Схема холодильной установки на листе формата А1 (приложение Н).

1 ОБЩИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Холодильные установки – это комплекс машин и аппаратов, предназначенных для получения и поддержания в охлаждаемых объектах температур ниже, чем температура окружающей среды. Холодильная установка состоит из холодильной машины, системы отвода теплоты конденсации и системы отвода теплоты от потребителей холода. К последней должны предъявляться следующие требования:

- распределение рабочего тела по всем потребителям холода в соответствии с их тепловыми нагрузками;
- поддержание требуемого технологического режима в охлаждаемых объектах;
- безопасность эксплуатации;
- простота и удобство эксплуатации;
- экономичность (как по первоначальным затратам, так и в процессе эксплуатации).

В зависимости от тепловой нагрузки на холодильное оборудование, типа холодильных машин и разнообразия объектов охлаждения используется либо централизованное хладоснабжение, либо местная система хладоснабжения.

В зависимости от способа отвода теплоты в охлаждаемых объектах различают:

- системы непосредственного охлаждения;
- системы охлаждения с помощью промежуточного хладоносителя.

В свою очередь системы непосредственного охлаждения делятся на:

- насосно-циркуляционные, в которых циркуляция хладагента в приборах охлаждения осуществляется с помощью специального насоса;
- безнасосные системы, в которых хладагент подается в приборы охлаждения под действием разности давлений конденсации и кипения.

В системах охлаждения с помощью промежуточного хладоносителя, охлажденный в испарителе хладоноситель с помощью циркуляционного насоса подается к охлаждаемому объекту, откуда после подогрева вновь возвращается в испаритель.

В данных методических указаниях рассматривается система охлаждения с помощью промежуточного хладоносителя. Такой вариант хладоснабжения имеет свои преимущества по сравнению с непосредственным охлаждением (безнасосные и насосно-циркуляционные системы):

- возможность упрощения технологической схемы;
- удобство монтажа и обслуживания оборудования;
- безопасность и надежность эксплуатации.

Недостатками такой системы является повышенный расход электроэнергии и коррозия трубопроводов, арматуры и аппаратов системы охлаждения, так как в качестве хладоносителя, как правило, используются растворы солей – рас-

соли (обычно NaCl и CaCl_2).

Для отвода теплоты в окружающую среду (теплоты конденсации) используются системы оборотного водоснабжения. Воздух в качестве охлаждающего теплоносителя используется гораздо реже. Для охлаждения воды в системах оборотного водоснабжения применяются в большинстве случаев градирни различных конструкций (пленочные, оросительные, насадочные, безнасадочные и т. д.).

В холодильных установках, применяемых в различных отраслях промышленности и в торговле, наибольшее распространение получили парокомпрессионные холодильные машины. Абсорбционные холодильные машины целесообразно применять в том случае, когда имеются вторичные энергоресурсы в виде дымовых газов, продуктов сгорания, продуктов технологического производства, отработанного пара низких параметров. В настоящем пособии рассматривается расчет парокомпрессионной холодильной установки.

При расчете холодильной установки необходимо выполнить следующее: рассчитать холодильный цикл, провести тепловые расчеты и подобрать холодильное оборудование, рассчитать систему охлаждения и систему оборотного водоснабжения, рассчитать коммуникации контура хладагента, рассчитать тепловую изоляцию аппаратов и трубопроводов.

При расчете холодильной установки задают, как правило, следующие данные:

- тепловую нагрузку на холодильную машину или холодопроизводительность (может рассчитываться);
- тип системы хладоснабжения (централизованная с промежуточным хладоносителем, с непосредственным охлаждением или децентрализованная);
- рабочее тело холодильной машины;
- систему водоснабжения;
- местоположение или климатические данные местности, где должна работать холодильная установка (среднемесячная температура самого жаркого месяца и температура абсолютного максимума, а также средняя относительная влажность воздуха самого жаркого месяца или расчетная температура и расчетная относительная влажность атмосферного воздуха).

Схема одноступенчатой парокомпрессионной холодильной установки приведена на рисунке 1.1. Пары хладагента из испарителя VI отсасываются компрессором I и нагнетаются в конденсатор III через маслоотделитель II. В конденсаторе пары ожижаются, отдавая теплоту конденсации охлаждающей воде. Из конденсатора жидкий хладагент сливается в линейный ресивер IV, откуда подается к дроссельному клапану V, в котором происходит дросселирование жидкости и образовавшаяся парожидкостная смесь поступает в испаритель VI, где отбирается теплота от охлаждаемого хладоносителя в результате кипения жидкого хладагента. Из испарителя пары хладагента через отделитель жидкости VII опять поступает в компрессор. Отделитель жидкости предназначен для сепарации капель жидкого хладагента и предотвращения влажного хода компрессора. Это ликвидирует опасность аварийного режима работы установки, особенно при пуске испарителя или при резком возрастании тепловой нагрузки.

2 РАСЧЁТ ЦИКЛА ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Режим работы холодильной машины характеризуется температурами кипения t_0 , конденсации t_k , переохлаждения t_n , всасывания $t_{вс}$ и в значительной степени зависит от параметров окружающей среды: температуры и влажности.

Различают расчетный и эксплуатационный режимы работы. Расчетный режим определяется параметрами наружного воздуха самого жаркого месяца и служит для выбора холодильного оборудования. Эксплуатационный режим зависит от времени года и служит для расчета энергозатрат на производство холода.

В настоящем пособии в качестве рабочего тела рассматривается хладагент. Исходные данные для проектирования холодильной установки:

1. Холодопроизводительность с учётом потерь Q_0 .
2. Температура выхода хладоносителя из испарителя t_{x2} .
3. Область и город.
4. Хладагент.
5. Тип системы хладоснабжения – централизованная с промежуточным хладоносителем.
6. Система водоснабжения – обратная.

2.1 Определение расчётной температуры наружного воздуха

Расчётная температура наружного воздуха t_n^B для данной местности определяется по среднемесячной температуре самого жаркого месяца t_{cp}^B с учётом влияния максимальных температур t_{max} в данной местности по формуле (2.1). Относительная влажность наружного воздуха φ_n^B , среднемесячная температура самого жаркого месяца t_{cp}^B , максимальная температура t_{max} в данной местности выбирается из [1].

$$t_n^B = t_{cp}^B + 0,25 \cdot t_{max} \quad (2.1)$$

2.2 Определение температуры воды, поступающей на конденсатор

Температура воды, поступающей на конденсатор $t_{в1}$, определяется в зависимости от температуры наружного воздуха. Для систем обратного водоснабжения температура $t_{в1}$ определяется по формуле

$$t_{в1} = t_M^B + 3^\circ\text{C}, \quad (2.2)$$

где t_M^B – температура наружного воздуха по мокрому термометру (определяется по $i-d$ -диаграмме при t_H^B и ϕ_H^B . Определение температуры мокрого термометра показано в приложении В).

2.3 Определение температуры воды на выходе из конденсатора

Температура воды на выходе из конденсатора определяется по формуле

$$t_{в2} = t_{в1} + \Delta t_B^{кд}, \quad (2.3)$$

где $\Delta t_B^{кд}$ – подогрев воды в конденсаторе равен 4°C .

Если пренебречь эффектом смешения оборотной и свежей воды, подаваемой для компенсации потерь, то подогрев воды в конденсаторе можно принять равным охлаждению воды в вентиляторных градирнях.

2.4 Определение температуры конденсации паров хладагента

Температура конденсации паров хладагента t_k зависит от температуры воды, подаваемой на конденсатор. Оптимальная температура конденсации на 4°C выше отходящей из конденсатора воды:

$$t_k = t_{в2} + 4^\circ\text{C}. \quad (2.4)$$

2.5 Определение температуры кипения хладагента

Температура кипения хладагента t_0 определяется по формуле

$$t_0 = t_{x2} - \Delta t_{\min}^u, \quad (2.5)$$

где Δt_{\min}^u – минимальная разность температур в испарителях, $\Delta t_{\min}^u = 3^\circ\text{C}$;
 t_{x2} – температура выхода хладоносителя из испарителя.

2.6 Определение температуры переохлаждения хладагента

Температура переохлаждения жидкого хладагента t_n перед регулирующим вентилем должна быть на 3°C выше температуры воды, поступающей на конденсатор.

$$t_3 = t_n = t_{в1} + 3^\circ\text{C}. \quad (2.6)$$

2.7 Определение температуры во всасывающих трубопроводах

Для исключения попадания жидкого хладагента в цилиндры компрессора должен быть обеспечен перегрев паров на всасывании в компрессор на 10°C . Этот перегрев обеспечивается в испарителе и во всасывающих трубопроводах за счёт внешних теплопритоков.

$$t_1 = t_{вс} = t_0 + 10^\circ\text{C}. \quad (2.7)$$

2.8 Построение цикла одноступенчатой парокompрессионной машины в диаграмме $i\text{--lg}P$

Графическое изображение холодильного цикла позволяет рассматривать одновременно различные изменения в состоянии хладагента, происходящие в течение цикла, и влияние этих изменений на цикл без воспроизведения в памяти различных цифровых величин, связанных с циклом.

Наиболее распространенной в холодильной технике является диаграмма $i\text{--lg}p$ (удельная энтальпия – давление) как наиболее удобная для последующих тепловых расчетов. Логарифмическая ось давления принимается в целях уменьшения масштаба диаграммы.

Состояние хладагента, находящегося в любом термодинамическом виде, может быть показано на диаграмме в виде точки, которая определяется двумя любыми параметрами, соответствующими данному состоянию. При этом могут быть использованы простые измеряемые параметры: температура, давление, а также удельный объем или плотность.

Кроме простых измеряемых параметров, используют также сложные расчетные параметры. Одним из основных параметров является удельная энтальпия. Это полная энергия хладагента, отнесенная к единице массы.

Расчетным параметром является и энтропия. В расчетах и на диаграммах используют удельное значение энтропии.

В справочной литературе находим $i\text{--lg}P$ -диаграмму для заданного хладагента. Внешний вид диаграммы показан на рисунке Г.1.

Построение цикла холодильной машины показано в приложении Г.

Цикл одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машины состоит из следующих процессов:

1–2 – адиабатное сжатие паров хладагента в компрессоре;

2–3 – изобарный процесс охлаждения паров хладагента до состояния насыщения, конденсация их и переохлаждение жидкого хладагента до $t_{\text{п}}$ в конденсаторе;

3–4 – дросселирование хладагента в регулирующем вентиле;

4–1 – изобарный процесс кипения жидкого хладагента и перегрев паров в испарителе. Процессы конденсации и кипения происходят при постоянных давлениях $p_{\text{к}}, p_0$ и постоянных температурах $t_{\text{к}}, t_0$.

Здесь $t_{\text{п}} = t_3$ – температура переохлаждения жидкого хладагента;

$t_{\text{вс}} = t_1$ – температура всасывания паров хладагента в компрессор.

По построенной диаграмме i – $\lg P$ и по температурам кипения t_0 и конденсации $t_{\text{к}}$ находим давления кипения p_0 и конденсации $p_{\text{к}}$. Для парокомпрессионной одноступенчатой холодильной машины должны выполняться условия (2.8):

$$\begin{aligned} 1) \frac{p_{\text{к}}}{p_0} < 9; \\ 2) (p_{\text{к}} - p_0) \leq 1,67 \text{ МПа.} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Если хотя бы одно из условий не выполняется, то следует перепроверить построение цикла и обратиться к преподавателю для корректировки исходных данных к расчёту.

После построения рабочего цикла, заполняется таблица Г.1, в которой указываются все необходимые параметры для точек цикла (приложение Г).

3 РАСЧЁТ И ПОДБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Для расчёта оборудования по холодопроизводительности установки и параметрам точек цикла определяется тип и количество компрессоров, и тепловую мощность аппаратов (испаритель и конденсатор). На основании тепловых расчётов аппаратов выбираем тип и количество испарителей и конденсаторов.

3.1 Определение удельной массовой холодопроизводительности, кДж/кг:

$$q_0 = i_1 - i_4. \quad (3.1)$$

3.2 Определение удельной работы сжатия в компрессоре, кДж/кг:

$$l_s = i_2 - i_1. \quad (3.2)$$

3.3 Расчёт массового расхода хладагента (для обеспечения заданной холодопроизводительности), кг/с:

$$m_\tau = \frac{Q_0}{q_0}. \quad (3.3)$$

3.4 Определение действительного объёмного расхода паров, поступающих в компрессор в единицу времени, м³/с:

$$V_d = m_\tau v_1. \quad (3.4)$$

3.5 Определение коэффициента подачи компрессора

Коэффициентом подачи компрессора называется отношение поданного в главный резервуар объема воздуха, приведенного к температуре и давлению всасывания, к объему, описываемому поршнем. Коэффициент подачи учитывает все потери – сопротивление всасывающих клапанов, неплотность поршневых колец, условия охлаждения и др.

Коэффициент определяется по графику (приложение А, рисунок А.1).

3.6 Находим объём, описываемый поршнями в единицу времени, м³/с:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda}, \quad (3.5)$$

где λ – коэффициент подачи компрессора, определяемый в п. 3.5

3.7 Определяем тип компрессора и их количество по объему, описываемому поршнями:

$$n = \frac{V_h}{V_h^k}, \quad (3.6)$$

где V_h^k – теоретическая объемная подача одного компрессора, м³/с, являющаяся паспортной характеристикой, выбирают из таблицы Б.1 приложения Б.

Расчётное значение числа компрессоров n округляют до ближайшего большего целого числа. Тип компрессора и их число выбирают так, чтобы действительная суммарная объёмная подача (3.7) была больше и максимально близко к объёмному расходу пара (3.4).

3.8 Определяем действительную объёмную подачу компрессоров, м³/с:

$$V_d^k = \lambda \cdot V_h^k \cdot n. \quad (3.7)$$

3.9 Расчёт массового расхода хладагента, циркулирующего в установке, кг/с при n установленных компрессорах

$$m_\tau^k = \frac{V_d^k}{v_1}. \quad (3.8)$$

3.10 Определение теоретической (адиабатная) мощности сжатия паров хладагента в компрессорах, кВт

$$N_m = m_\tau^k \cdot l_s. \quad (3.9)$$

3.11 Определение индикаторного КПД компрессора

Индикаторный КПД компрессора – это отношение мощности сжатия пара в идеальном адиабатическом процессе (определяется из диаграммы) к внутренней мощности, которая определяется фактической работой, произведенной поршнем или ротором компрессора.

Коэффициент определяется по графику (приложение А, рисунок А.2).

3.12 Расчёт индикаторной мощности, потребляемой компрессорами, кВт

Индикаторной мощностью называется внутренняя мощность, затрачиваемая на осуществление действительного процесса. Она учитывает все затраты энергии на всасывание, сжатие, нагнетание и обратное расширение газа и не учитывает затраты энергии на преодоление механического трения в контактных парах (поршень-цилиндр, шток-сальник и т. п.), в подшипниках, пальцах и др.

Для определения индикаторной (внутренней) мощности работающего компрессора служат индикаторные диаграммы, записанные индикатором для

каждой полости цилиндров всех ступеней.

Индикаторная мощность компрессора является суммой индикаторных мощностей всех полостей, в которых происходят рабочие процессы.

$$N_i = \frac{N_m}{\eta_i}, \quad (3.10)$$

где η_i – индикаторный КПД, определяемый по графику (приложение А, рисунок А.2).

3.13 Расчёт эффективной мощности на валу компрессора, кВт

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m}, \quad (3.11)$$

где η_m – механический КПД, учитывающий потери на трение. Для бескрейцкопфных компрессоров $\eta_m = 0,82 - 0,92$; для крейцкопфных $\eta_m = 0,8 - 0,9$;

3.14 Определение электрической мощности, потребляемой из сети, кВт

$$N_э = \frac{N_e}{\eta_n \cdot \eta_{дв}}, \quad (3.12)$$

где $\eta_n = 0,8 - 0,9$ – КПД передачи, $\eta_{дв} = 0,9 - 0,99$ – КПД электродвигателя.

3.15 Расчёт действительной тепловой мощности испарителя, кВт (действительной холодопроизводительности компрессоров)

$$Q_0^k = Q_u = q_0 \cdot m_t^{\partial}. \quad (3.13)$$

3.16 Определение действительной тепловой мощности конденсатора, кВт

$$Q_k = Q_u + N_e. \quad (3.14)$$

3.17 Подбор конденсаторов

Расчет и подбор конденсаторов определяется несколькими факторами:

- климатическими данными местности;
- величиной тепловой мощности конденсатора;
- наличием источника водоснабжения и его мощности;
- удобством обслуживания и т. д.

Для крупных установок целесообразно применять вертикальные кожухотрубчатые конденсаторы, для малых и средних – горизонтальные. Широко применяются как в крупных, так и в мелких холодильных установках испарительные конденсаторы, представляющие собой змеевик с конденсирующимся хладагентом, орошаемый сверху водой через форсунки. Противотоком снизу движется воздух, засасываемый вентилятором, со скоростью 3–5 м/с. Вода стекает в нижнюю часть конденсатора, откуда она забирается центробежным насосом и вновь подается на орошение змеевика конденсатора. При тепломассообмене с воздухом вода частично испаряется, отдавая при этом воздуху теплоту конденсации хладагента. Вследствие интенсивного испарения температура воды остается практически постоянной, что не требует ее дополнительного охлаждения.

В испарительных конденсаторах расход свежей воды значительно меньше, чем в конденсаторах других типов; они более компактны; отличаются меньшим потреблением электроэнергии и малой вместимостью по хладагенту.

Недостатком испарительных конденсаторов является меньший, по сравнению с другими типами конденсаторов, коэффициент теплопередачи. Расчет испарительных конденсаторов приведен в [2]. В настоящем пособии рассматривается укрупненный расчет только горизонтального кожухотрубчатого конденсатора. Исходными данными и для расчета являются:

- тепловая мощность Q_k , кВт;
- температура конденсации t_k , °С;
- температуры воды на входе из аппарата $t_{в1}$, °С;
- температуры воды на выходе из аппарата $t_{в2}$, °С;
- задается или выбирается ориентировочное значение коэффициента теплопередачи K , Вт / (м² · °С), которое для горизонтальных аммиачных кожухотрубчатых конденсаторов составляет 700–1000 Вт / (м² · °С).

Определяем средний температурный напор как среднелогарифмический, °С:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{в2} - t_{в1}}{\ln \frac{t_k - t_{в1}}{t_k - t_{в2}}}. \quad (3.15)$$

Полученное значение среднего температурного напора в горизонтальных кожухотрубчатых конденсаторах Δt_{cp} должно быть в диапазоне от 5 °С до 8 °С включительно. Если значение Δt_{cp} выходит из требуемого диапазона нужно обратиться к преподавателю для корректировки исходных данных к расчёту.

Рассчитываем плотность теплового потока, Вт/м²:

$$q_F = K \Delta t_{cp} \quad (3.16)$$

Для горизонтальных кожухотрубчатых конденсаторов плотность теплового потока q_F составляет 4650–5250 Вт/м² при скорости движения охлаждающей воды до 1,5 м/с.

Определяем расчётную поверхность теплообмена конденсатора, м²:

$$F = \frac{Q_k}{q_F} \quad (3.17)$$

По рассчитанной поверхности теплообмена подбирается конденсатор [приложение Б, таблица Б.2] с поверхностью теплообмена F_d и проверяется его действительная тепловая мощность Q_k^d .

$$Q_k^d = F_d \cdot q_F \quad (3.18)$$

При этом должно выполняться условие $Q_k^d \geq Q_k$, в противном случае расчет необходимо повторить, задавшись другим значением коэффициента теплопередачи K .

3.18 Подбор испарителей

Расчет и подбор испарителя определяется:

- тепловой мощностью;
- рабочим телом (хладагентом);
- температурой хладоносителя;
- температурой кипения хладагента и т. д.

Для аммиачных горизонтальных кожухотрубчатых испарителей величина изменения температуры хладоносителя Δt_x составляет 4 °С.

Определяем среднюю разность температур в испарителе:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{x2} - t_{x1}}{\ln \left(\frac{(t_{x1} - t_0)}{(t_{x2} - t_0)} \right)}, \quad (3.19)$$

где $t_{x1} = t_{x2} + \Delta t_x$ – температура входа хладоносителя в испаритель.

В качестве хладоносителя в проектируемой установке применяется раствор CaCl_2 . По температуре замерзания хладоносителя $t_{зам}$, определяемой по формуле (3.17), и справочным данным (приложение Д) определяем концентрацию раствора γ , %.

$$t_{\text{зам}} = t_0 - 8^{\circ}\text{C}. \quad (3.20)$$

По концентрации раствора и средней температуре хладоносителя t_x , рассчитываемой по формуле (3.18), и справочным данным (приложение Д) определяем:

- плотность ρ_x , кг/м³;
- вязкость кинематическую ν_x , м²/с;
- вязкость динамическую μ_x , Па·с;
- теплопроводность λ_x , Вт/(м·°С);
- удельную теплоёмкость c_x , Дж/(кг·°С).
- число Прандтля Pr.
-

$$t_x = t_0 + \Delta t_{\text{cp}}. \quad (3.21)$$

Принимая ориентировочно значение коэффициента теплопередачи K 250–580 Вт / м², определяется значение плотности теплового потока:

$$q_F = K \cdot \Delta t_{\text{cp}}. \quad (3.22)$$

При движении хладоносителя со скоростью до 1,5 м/с плотность теплового потока должна составлять 2330–2900 Вт / м². Площадь поверхности теплообмена испарителя определяется по формуле

$$F = \frac{Q_{\text{и}}}{q_F}. \quad (3.23)$$

По $F_{\text{и}}$ выбираем испаритель с поверхностью теплообмена $F_{\text{д}}$ [приложение Б, таблица Б.3]. При этом должно быть выполнено условие: $F_{\text{д}} \geq F_{\text{и}}$.

Проверяется действительная тепловая мощность испарителя $Q_{\text{и}}^{\text{д}}$:

$$Q_{\text{и}}^{\text{д}} = F_{\text{д}} \cdot q_F. \quad (3.24)$$

При этом должно выполняться условие $Q_{\text{и}}^{\text{д}} \geq Q_{\text{и}}$, в противном случае расчет необходимо повторить, задавшись другим значением коэффициента теплопередачи.

3.19 Расчёт массового расхода хладоносителя

Массовый расход циркулирующего хладоносителя (рассола) определяется по формуле

$$M_x = \frac{Q_i^d}{(c_x(t_{x2} - t_{x1}))}, \quad (3.25)$$

где c_x – теплоемкость хладоносителя, Дж/кг·К.

4 РАСЧЁТ И ПОДБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

К вспомогательному оборудованию парокompрессионной холодильной установки с промежуточным хладоносителем относятся отделители жидкости, маслоотделители, маслосборники, линейные дренажные и циркуляционные защитные ресиверы.

4.1 Подбор отделителей жидкости

Отделители жидкости предназначены для обеспечения сухого хода компрессора. Они отделяют капли жидкости от парообразного хладагента на пути из испарителя к компрессору. Количество отделителей жидкости в схеме холодильной установки равно количеству испарителей.

Подбор отделителя жидкости осуществляется по диаметру парового патрубка испарителя [приложение Б, таблица Б.4].

После проверяется скорость паров в отделителе жидкости w , которая не должна превышать 0,5 м/с.

$$w = \frac{4 \cdot m_{\tau}^d \cdot v_2}{\pi \cdot D_{ож}^2}, \quad (4.1)$$

где $D_{ож}$ – внутренний диаметр корпуса отделителя жидкости, м.

4.2 Подбор маслоотделителя

Маслоотделители предназначены для отделения смазочного масла от паров хладагента. Частицы масла отделяются вследствие изменения направления движения паров аммиака, поступающих в маслоотделитель, и значительного уменьшения скорости их движения. Частицы масла, как наиболее тяжелые, оседают на дно маслоотделителя, а горячие пары аммиака, как наиболее легкие, поднимаются, направляясь к конденсатору. Пары масла отделяются промывкой паров аммиака при прохождении их через слой жидкого аммиака. При этом пары масла охлаждаются, конденсируются и оседают на дно маслоотделителя. Они устанавливаются в схемах после каждого компрессора на нагнетательной стороне (между компрессором и

конденсатором). Для более эффективной их работы в нижнюю часть маслоотделителя подается жидкий хладагент, через слой которого барботируют пары.

Маслоотделитель выбирают по диаметру нагнетательного патрубка компрессора, который рассчитывается по формуле (4.2) и округляется до ближайшего большего значения [приложение Б, таблица Б.6].

$$D_{н.р.} = \sqrt{\frac{V_h^k \cdot \lambda \cdot v_2}{0,0785 \cdot v_1 \cdot \omega_h}}, \quad (4.2)$$

где ω_h – скорость паров в нагнетательном патрубке, м/с. Скорость паров выбирается из диапазона 10–30 м/с.

Затем проверяют скорость паров в сосуде, которая не должна превышать 1 м/с.

$$w = \frac{4 \cdot m_\tau^d \cdot v_2}{\pi \cdot D_m^2}, \quad (4.3)$$

где D_m – диаметр выбранного сосуда, м.

4.3 Подбор маслосборника

Маслосборники предназначены для сбора масла из аппаратов установки с последующим удалением его из системы при низком давлении. Подбор маслосборника осуществляется по производительности установки и по количеству испарительных систем. Как правило, предусматривается установка одного маслосборника на одну испарительную систему.

Для малых установок ($Q_0 \leq 600\text{кВт}$) рекомендуется маслосборник марки 150 СМ, для средних ($Q_0 > 600\text{кВт}$) – 300 СМ.

4.4 Подбор линейных дренажных ресиверов

Линейные ресиверы устанавливают для предотвращения затопления теплообменной поверхности конденсаторов жидким хладагентом и обеспечения равномерной подачи его к регулируемому вентилю. Суммарная емкость линейных ресиверов для систем с промежуточным хладоносителем должна быть не менее емкости испарителей по аммиаку при заполнении ресиверов жидким хладагентом не более чем на 80 % их емкости с учетом 50 % рабочего заполнения ресивера:

$$V_{\text{лин.р.}} = \sum V_{\text{и}} \cdot 2,67 \cdot 1,25 = \sum V_{\text{и}} \cdot 3,3, \quad (4.4)$$

где $\sum V_{\text{и}}$ – суммарная емкость испарителей по межтрубному пространству, м³.

Подбор ресивера по [приложение Б, таблица Б.5].

Количество линейных ресиверов в схеме должно быть равно количеству конденсаторов.

4.5 Подбор циркуляционных защитных ресиверов

Циркуляционные защитные ресиверы предназначены для сбора жидкого хладагента из испарительной системы. Емкость ресивера определяется исходя из возможности приема жидкого хладагента из наиболее крупного аппарата (в нашем случае испарителя) с учетом предельного заполнения не более 40 % для вертикальных ресиверов и 60 % – для горизонтальных.

$$V_{\text{защ.р.}} = \alpha \cdot V_{\text{и}}, \quad (4.5)$$

где $V_{\text{и}}$ – объем испарителя по межтрубному пространству, м³; $\alpha = 1,4$ для горизонтальных ресиверов и 1,6 – для вертикальных ресиверов.

Подбор ресивера по [приложение Б, таблица Б.5].

5 РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОБОРОТНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Схема системы оборотного водоснабжения представлена на рисунке 5.1.

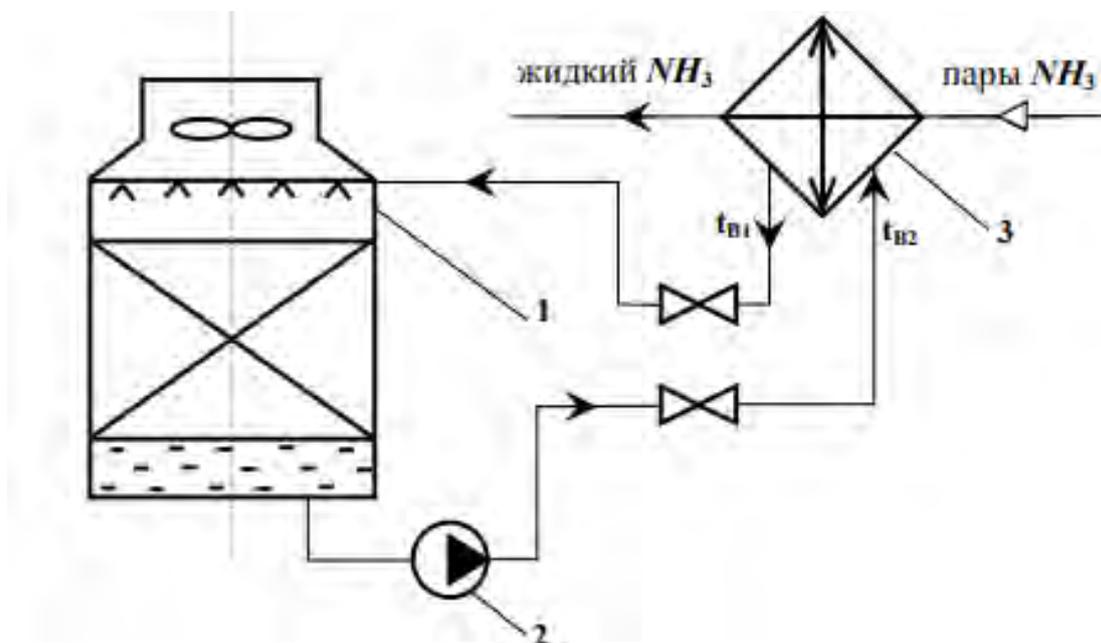


Рисунок 5.1 – Схема оборотного водоснабжения:
1 – вентиляторная градирня; 2 – насос; 3 – конденсатор

Охлажденная в вентиляторной градирне 1 вода подается циркуляционным насосом 2 в конденсатор 3, где нагревается от $t_{в1}$ до $t_{в2}$ и далее под остаточным напором направляется в вентиляторную градирню, где охлаждается от $t_{в2}$ до $t_{в1}$. При расчете вентиляторной градирни пренебрегаем количеством теплоты, вносимой свежей водой на подпитку системы.

Расчет системы оборотного водоснабжения предполагает подбор вентиляторных градирен, подбор циркуляционных насосов и определение расхода энергии на работу системы. Исходными данными при расчете являются:

- тепловая мощность градирни $Q_{гр}$;
- температура наружного воздуха $t_{н.гр}^B$;
- влажность наружного воздуха φ_n^B .

5.1 Определение температуры наружного воздуха

Температура наружного воздуха определяется по формуле

$$t_{н.гр}^B = t_{ср}^B + 0,135 \cdot t_{max}^B \quad (5.1)$$

5.2 Определение тепловой мощности при охлаждении компрессоров

Тепловая мощность, отводимая водой при охлаждении компрессов, определяется по формуле

$$Q_{\kappa}^{\text{охл}} = m_{\text{в}}^{\kappa} \cdot c_{\text{в}} \cdot n \cdot (t_{\text{в}2} - t_{\text{в}1}), \quad (5.2)$$

где $m_{\text{в}}^{\kappa}$ – расход воды через компрессор, выбирается из диапазона 0,8–1,5 м³/ч;
 $c_{\text{в}}$ – теплоёмкость воды, $c_{\text{в}} = 4190$ Дж/(кг·°С).

5.3 Определение тепловой мощности градирни

Тепловая мощность градирни определяется по формуле

$$Q_{\text{гр}} = Q_{\text{д}}^{\kappa} + Q_{\kappa}^{\text{охл}}. \quad (5.3)$$

5.4 Определение массовых расходов воды

$$M_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{гр}}}{c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{в}2} - t_{\text{в}1})}; \quad (5.4)$$

$$M_{\text{х.в.}} = \frac{Q_{\text{гр}} - Q_{\kappa}^{\text{охл}}}{c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{в}2} - t_{\text{в}1})}. \quad (5.5)$$

5.5 Подбор градирни

Определяется требуемая площадь поперечного сечения по формуле

$$F_{\text{гр}} = \frac{Q_{\text{гр}}}{q_{\text{ф}}}, \quad (5.6)$$

где $q_{\text{ф}}$ – плотность теплового потока (удельная тепловая нагрузка) градирни, кВт/м², выбирается из диапазона 40 – 50 кВт/м².

Определив площадь поперечного сечения градирни по [приложение Б, таблица Б.7], выбираем марку градирни по массовому расходу охлаждаемой во-

ды (5.4), количество градирен и выписываем ее технические характеристики из справочной литературы.

5.6 Подбор насосов для системы оборотного водоснабжения и контура хладоносителя

Определяем объёмный расход воды

$$V_{\text{о.в.}} = \frac{Q_{\text{гр}}}{c_{\text{в}} \rho_{\text{в}} \Delta t_{\text{ср.конд.}}}, \quad (5.7)$$

где $\rho_{\text{в}}$ – плотность воды, $\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг}\cdot\text{м}^3$.

Определяем объёмный расход хладоносителя

$$V_{\text{о.х.}} = \frac{Q_{\text{д}}^{\text{к}}}{c_{\text{х}} \rho_{\text{х}} \Delta t_{\text{ср.х.}}}, \quad (5.8)$$

где $\Delta t_{\text{ср.х.}}$ – изменение температуры в конденсаторе, $\Delta t_{\text{ср.х.}} = 4 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

По объёмному расходу из [приложение Б, таблица Б.8] выбираем тип насоса и выписываем его технические характеристики (насоса выбирается два: для $V_{\text{о.в.}}$ и для $V_{\text{о.х.}}$):

- объёмную производительность $V_{\text{н}}$;
- полный напор, развиваемый насосом $\Delta p_{\text{н}}$;
- его КПД $\eta_{\text{н}}$;
- мощность электродвигателя N .

Определяется мощность на валах насосов при напоре, равном сопротивлению контура по формуле

$$N_{\text{н}} = \frac{V_{\text{н}} \cdot \Delta p_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}}. \quad (5.9)$$

Рассчитываем мощность, потребляемая двигателем одного насоса

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{пр}}}, \quad (5.10)$$

где $\eta_{\text{пр}}$ – КПД привода ($\eta_{\text{пр}} = 0,98$).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. СНиП 23-01-99. Строительная климатология. : утв. Госстроем России и Росгидрометом 11.06.1999 г. с изм. № 1 от 24.12.2002, № 164 от 01.01.2003 г. : взамен СНиП 2.01.01-82 : дата введ. 01.01.2000 г. – Москва : [б. и.], 2000. – 74 с.
2. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова [и др.]; под ред. Г. Н. Даниловой. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1986. – 303 с.
3. Холодильные компрессоры : Справочник / А. В. Быков [и др.] ; под ред. А. В. Быкова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Колос, 1992. – 302 с.
4. Аппараты вспомогательные неагрегатированных холодильных машин. Альбом типовых конструкций : АТК 24.203.02-90. – Введ. 01.07.11 (с отменой на территории РБ ГОСТ 24741-81). – Москва : Министерство тяжелого машиностроения СССР, 1990. – 83 с.
5. Промышленные тепломассообменные процессы и установки / А. М. Бакластов, [и др.] ; под общ. ред. А. М. Бакластов. – Москва : Энергоиздат, 1986. – 328 с.
6. Основные процессы и аппараты химической технологии : пособие по проектированию / Г. С. Борисов [и др.] ; под ред. Ю. И. Дытнерского, 2-е изд., перераб. и дополн. – Москва : Химия, 1991. – 496 с.
7. Холодильные машины : учебник для вузов / Н. Н. Кошкин, [и др.] ; под ред. Н. Н. Кошкина. – Москва : Пищевая промышленность, 1973. – 512 с.
8. Холодильная техника. Энциклопедический справочник. Т. 1 : Техника производства искусственного холода / под ред. Б. С. Вейнберга. – Москва : Госторгиздат, 1960. – 544 с.
9. Холодильная техника. Энциклопедический справочник. Т. 2 : Применение холода в промышленности и на транспорте / под ред. П. А. Алексеева. – Москва : Госторгиздат, 1962. – 576 с.
10. Мещеряков, Ф. Е. Основы холодильной техники и технологии / Ф. Е. Мещеряков. – Москва : Пищевая промышленность, 1975. – 559 с.

ИНФОРМАЦИЯ О ДОСТУПЕ К ВИРТУАЛЬНОЙ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЙ СРЕДЕ УО «ВГТУ» И ЭЛЕКТРОННЫМ РЕСУРСАМ КАФЕДРЫ «ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА»

Для удобства работы и развития навыков в работе с удаленными ресурсами студентам рекомендуется использовать материалы по учебной дисциплине, размещенные в виртуальной образовательной среде УО «ВГТУ» (sdo.vstu.by) и на сайте кафедры «Теплоэнергетика» (te.vstu.by).

Приложение А

Коэффициенты подачи λ холодильных компрессоров.

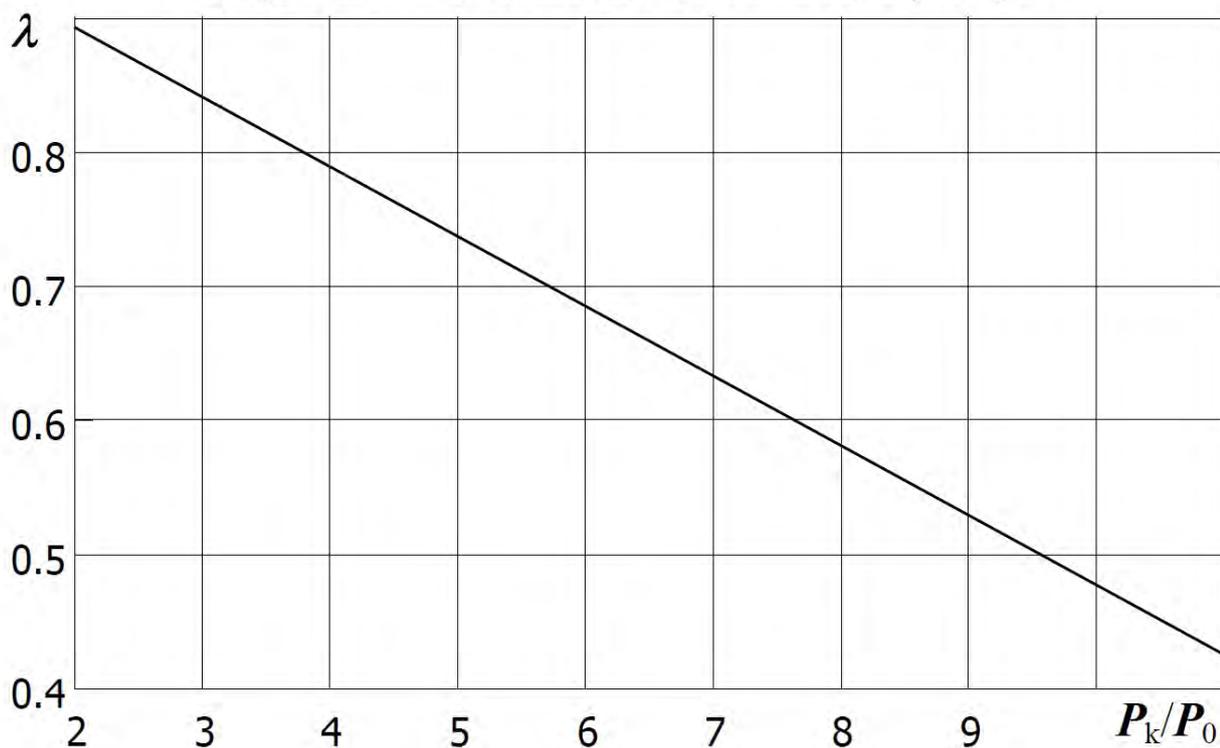


Рисунок А.1 – Коэффициент подачи холодильных компрессоров

Индикаторный КПД холодильных компрессоров.

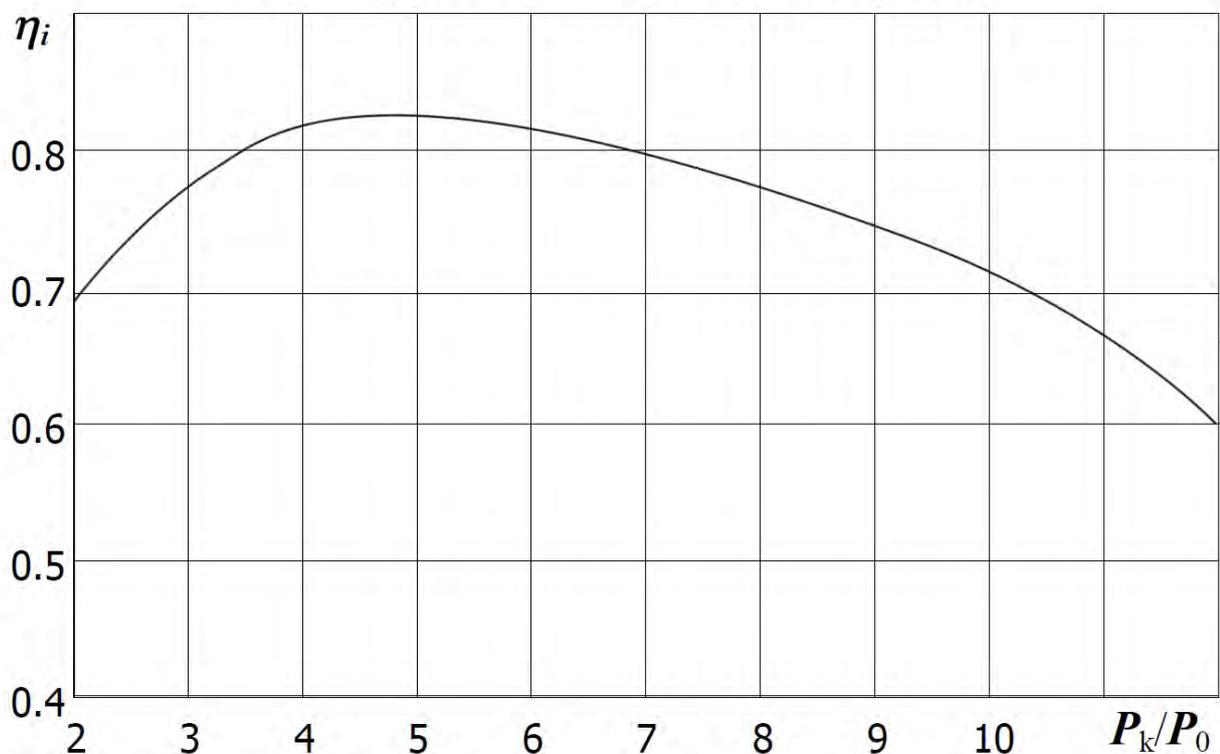


Рисунок А.2 – Индикаторный КПД холодильных компрессоров

Приложение Б

Таблица Б.1 – Холодильные компрессоры*

Марка	Диаметр цилиндра, мм	Объём, описанный поршнями, $\text{м}^3/\text{с} \cdot 10^{-2}$	Холодопроизводительность, кВт	Мощность двигателя, кВт	Длина, мм	Ширина, мм	Высота, мм	Масса, кг
ПБ7	67,5	0,555	9,5	3,5	485	350	460	85
П10	67,5	0,77	13	5	630	360	470	130
ФВ6	67,5	0,855	7,5	2,5	368	324	392	48
2ФУБС 12	67,5	1,71	14,5	6,1	860	620	620	355
ПБ28	67,5	2,22	38	13,85	700	565	485	240
ПБ60	76	4,33	66,3	19,5	885	700	685	330
АУ200	150	8,97	232	66	1370	1320	1100	1400
П220	115	16,7	268	78	1110	1140	890	1000
АО120 0	280	88	1340	375	5700	5700	1700	10800

*Больше информации по холодильным компрессорам можно найти в [3].

Таблица Б.2 – Конденсаторы кожухотрубчатые горизонтальные*

Марка	Площадь наружной поверхности теплообмена, м^2	Вместимость межтрубного пространства, м^3	Вместимость трубного пространства, м^3	Диаметр кожуха, мм	Длина, мм
КТГМ-32	32	0,39	0,17	500	3410
КТГМ-40	40	0,52	0,19	500	4410
КТГМ-50	50	0,53	0,25	600	3510
КТГМ-63	63	0,7	0,32	600	3510
КТГМ-80	80	0,89	0,4	600	5510
КТГМ-125	125	1,25	0,61	800	4650
КТГМ-160	160	1,58	0,72	800	5650
КТГМ-200	200	2,0	1,02	1000	4750
КТГМ-250	250	2,5	1,23	1000	5750
КТГМ-315	315	3,5	1,77	1200	5850
КНГ-315	299,6	2,94	1,5	1000	6770
КНГ-400	381,5	4,55	2,1	1200	6910

*Больше информации по испарительным конденсаторам можно найти в [4].

Таблица Б.3 – Испарители кожухотрубчатые горизонтальные*

Марка	Площадь поверхности теплообмена, м ²	Вместимость межтрубного пространства, м ³	Вместимость трубного пространства, м ³	Диаметр кожуха, мм	Длина, мм
1	2	3	4	5	6
ИТГ-40	40	0,5	0,18	500	4510
ИТГ-50	50	0,52	0,25	600	3560
ИТГ-63	63	0,7	0,32	600	4560
ИТГ-80	80	0,885	0,4	600	5560
ИТГ-125	125	1,14	0,61	800	4650
ИТГ-160	160	1,58	0,72	800	5650
ИТГ-200	200	2,1	0,76	1000	4780
ИТГ-250	250	2,64	0,95	1000	5780
ИТГ-315	315	3,8	2,0	1200	5890
ИТГ-400	400	4,3	2,3	1200	6890
ИТГ-500	500	7,0	4,38	1600	7355
ИТГ-630	630	10,2	5,6	1800	7350
ИТГ-800	800	12,1	6,2	1800	9300

*Больше информации по испарителям можно найти в [4].

Таблица Б.4 – Отделители жидкости*

Марка	Диаметр парового патрубка испарителя, мм	Диаметр корпуса отделителя, мм	Толщина стенки корпуса, мм
ОЖ-80	80	408	9
ОЖ-100	100	500	6
ОЖ-125	125	600	6
ОЖ-150	150	800	8
ОЖ-200	200	1000	10
ОЖ-250	250	1000	10
ОЖ-300	300	1800	12
ОЖ-400	400	2600	16

*Больше информации по отделителям жидкости можно найти в [5].

Таблица Б.5 – Ресиверы*

Марка	Объём ресивера, м ³	Тип ресивера
РЛД-2	2	Ресивер линейный дренажный
РЛД-4	4	Ресивер линейный дренажный
РЛД-8	8	Ресивер линейный дренажный
РЛД-12,5	12,5	Ресивер линейный дренажный
РЛД-16	16	Ресивер линейный дренажный
РЛД-20	20	Ресивер линейный дренажный
РЦЗ-2	2	Ресивер циркуляционный защитный
РЦЗ-4	4	Ресивер циркуляционный защитный
РЦЗ-8	8	Ресивер циркуляционный защитный
РЦЗ-12,5	12,5	Ресивер циркуляционный защитный
РЦЗ-16	16	Ресивер циркуляционный защитный
РЦЗ-20	20	Ресивер циркуляционный защитный

*Больше информации по ресиверам можно найти в [5].

Таблица Б.6 – Маслоотделители*

Марка	Диаметр нагнетательного патрубков компрессора, мм	Диаметр корпуса отделителя, мм
50МА	50	273
75МА	75	325
100МА	100	426
125М	125	512
150М	150	616
175М	175	716
200М	200	1224

*Больше информации по отделителям жидкости можно найти в [5].

Таблица Б.7 – Вентиляторные градирни

Марка	Расход воды, м ³ /ч	Марка	Расход воды, м ³ /ч
1	2	3	4
ГРД-2М	2,3	ГРД-115М	117
ГРД-4М	3,9	ГРД-135М	136,5
ГРД-6М	6,2	ГРД-150М	156
ГРД-8М	7,8	ГРД-175М	175,5
ГРД-12М	11,7	ГРД-195М	195

Окончание таблицы Б.7

1	2	3	4
ГРД-16М	15,6	ГРД-235М	234
ГРД-20М	19,5	ГРД-275М	273
ГРД-24М	23,4	ГРД-320М	312
ГРД-32М	31,2	ГРД-390М	390
ГРД-40М	39	ГРД-460М	468
ГРД-45М	46,8	ГРД-550М	546
ГРД-50М	54,6	ГРД-630М	624
ГРД-65М	62,4	ГРД-780М	780
ГРД-78М	78	ГРД-1000М	975
ГРД-100М	97,5	ГРД-1200М	1170

Приложение В

Определение температуры мокрого термометра по i–d-диаграмме

Для определения температуры мокрого термометра необходимо воспользоваться i–d-диаграммой влажного воздуха. На диаграмме нас интересуют изотермы (линии постоянной температуры) и линии постоянной влажности воздуха. На рисунке В.1 показана область i–d-диаграммы, необходимая для расчёта температуры мокрого термометра с указанными шкалами температуры и влажности.

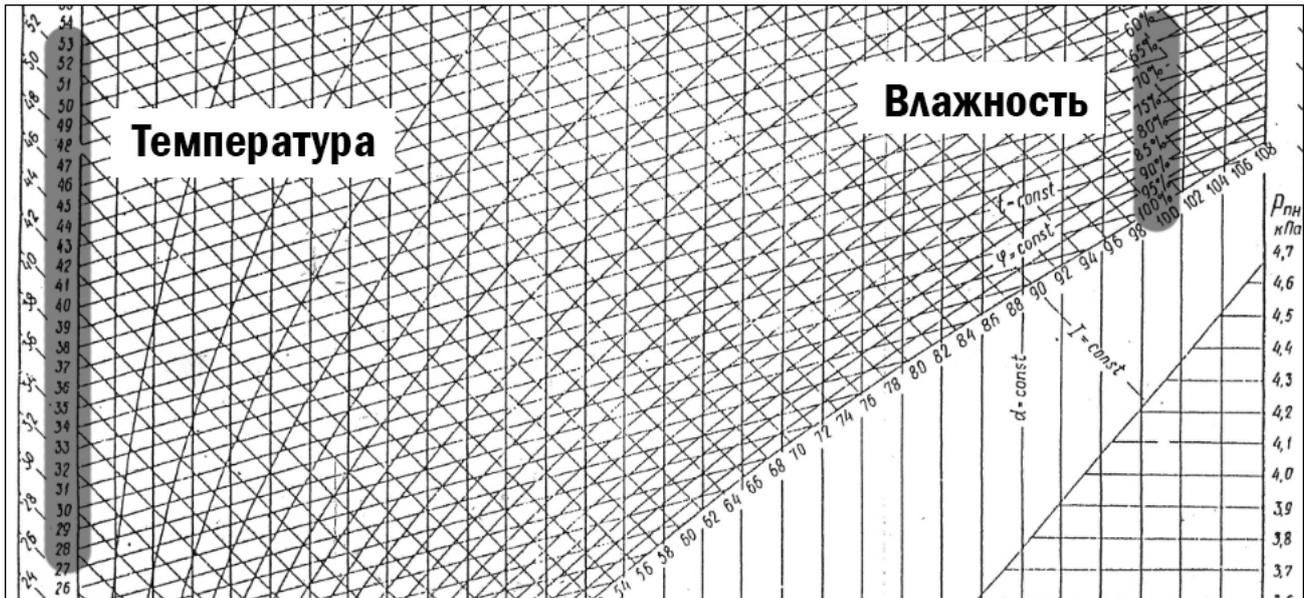


Рисунок В.1 – I–d-диаграмма

Предположим, что расчётная температура наружного воздуха t_n^B равна 33,5 °С, а средняя месячная относительная влажность наружного воздуха наиболее теплого месяца φ_n^B равна 69 %.

По этим данным строим изотерму t_n^B и линию постоянной влажности φ_n^B , как показано на рисунке В.2.

Из точки пересечения этих линий проводим линию постоянной энтальпии до пересечения с линией относительной влажности 100 %, как показано на рисунке В.3.

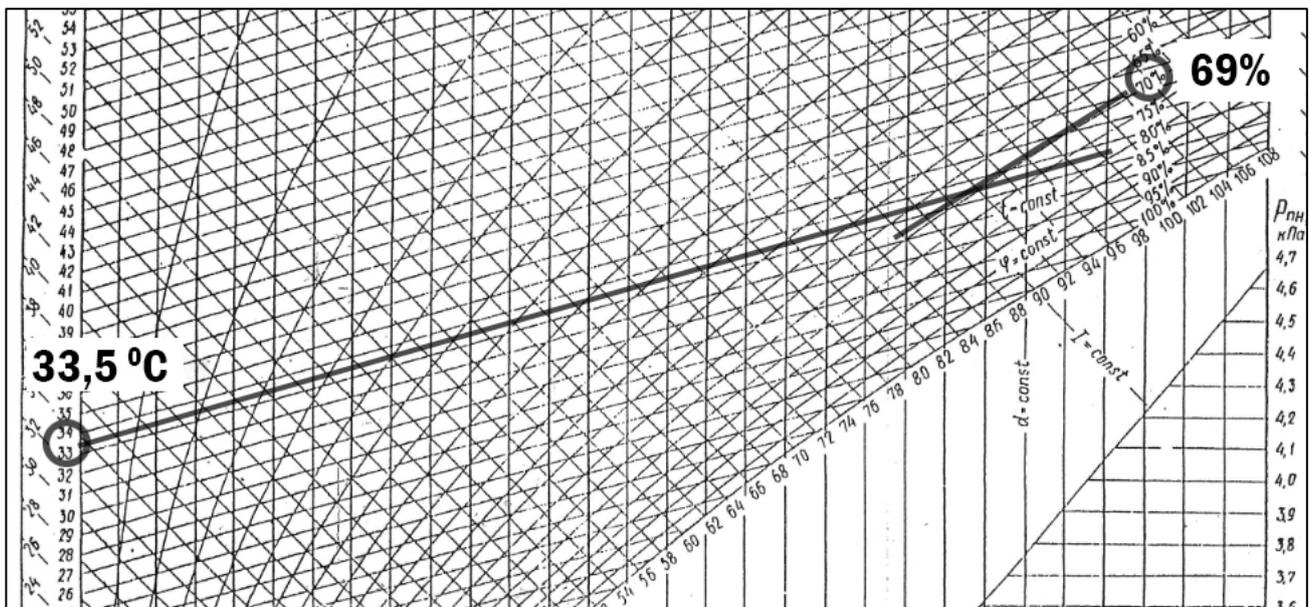


Рисунок В.2 – Построение изотермы t_n^B и линии постоянной влажности φ_n^B на i - d -диаграмме

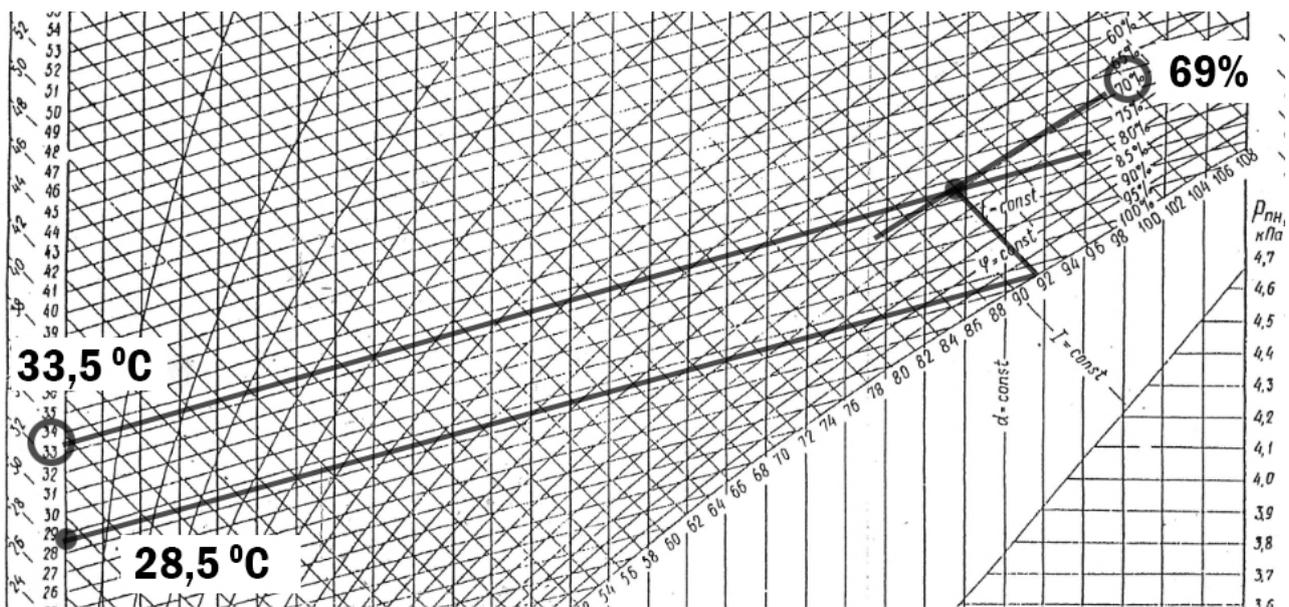


Рисунок В.3 – Определение температуры мокрого термометра по i - d -диаграмме

Из полученной точки (пересечение $i - \text{const}$ и $\varphi = 100\%$) проводим изотерму до начала шкалы температур, как показано на рисунке В.3.

Полученная изотерма определяет температуру мокрого термометра для заданных параметров. В нашем примере температура мокрого термометра равна $t_m^B = 28,5\text{ °C}$. Эти данные используем в дальнейших расчётах.

Приложение Г

Построение рабочего цикла холодильной установки на i - lgp -диаграмме

Для работы с диаграммой надо помнить, что она делится на три зоны:

- 1) переохлажденной жидкости – слева от кривой насыщенной жидкости (на диаграммах кривая черного цвета, имеющая максимальную толщину), где степень сухости пара $x = 0$;
- 2) парожидкостной смеси – между кривыми $x = 0$ и $x = 1$ – насыщенный пар;
- 3) перегретого пара – справа от линии $x = 1$.

Линию, соответствующую насыщенной жидкости ($x = 0$), называют левой, или нижней, пограничной кривой, а линию, соответствующую насыщенному пару ($x = 1$), называют правой, или верхней, пограничной кривой.

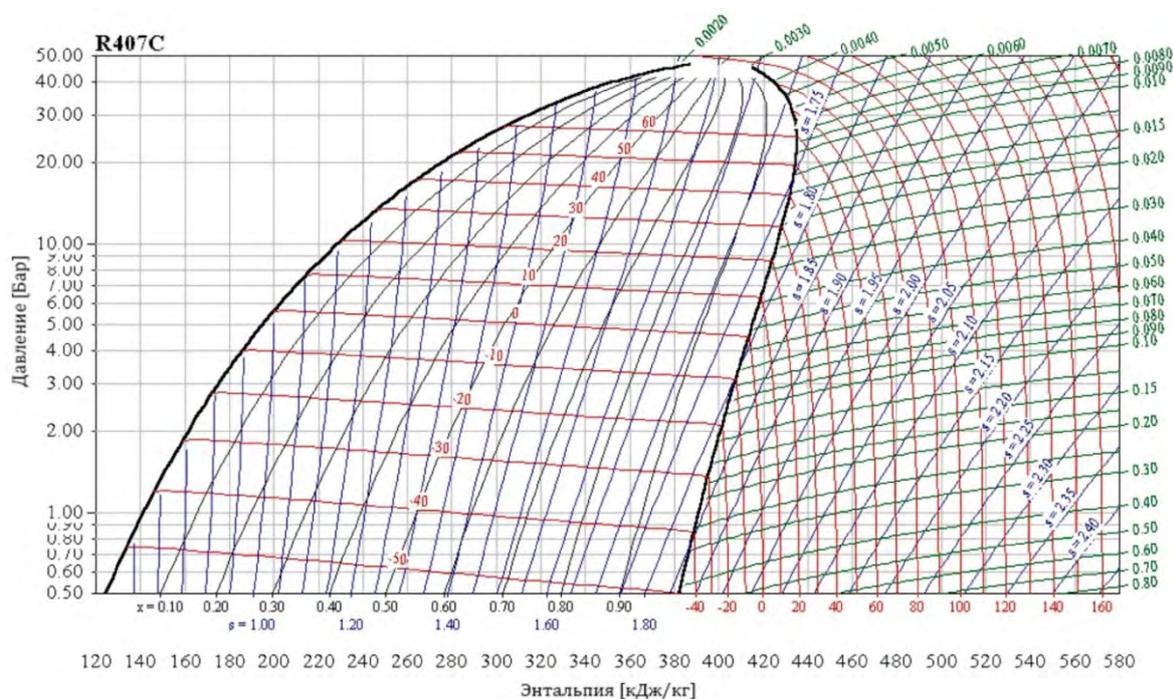


Рисунок Г.1 – i - lgp -диаграмма для фреона R407c

На i - lgp -диаграмме, изотермы (линии постоянной температуры) показаны красным цветом. Первым шагом построения рабочего цикла является нанесение 4 изотерм, которые рассчитаны в разделе 2.

Наносятся 4 изотермы (формулы (2.4–2.7)):

1. Изотерма кипения хладагента t_0 .
2. Изотерма всасывания паров.
3. Изотерма переохлаждения хладагента $t_{п}$.
4. Изотерма конденсации паров хладагента $t_{к}$.

Построенные линии температур на i - lgp -диаграмме показаны на рисунке Г.2.

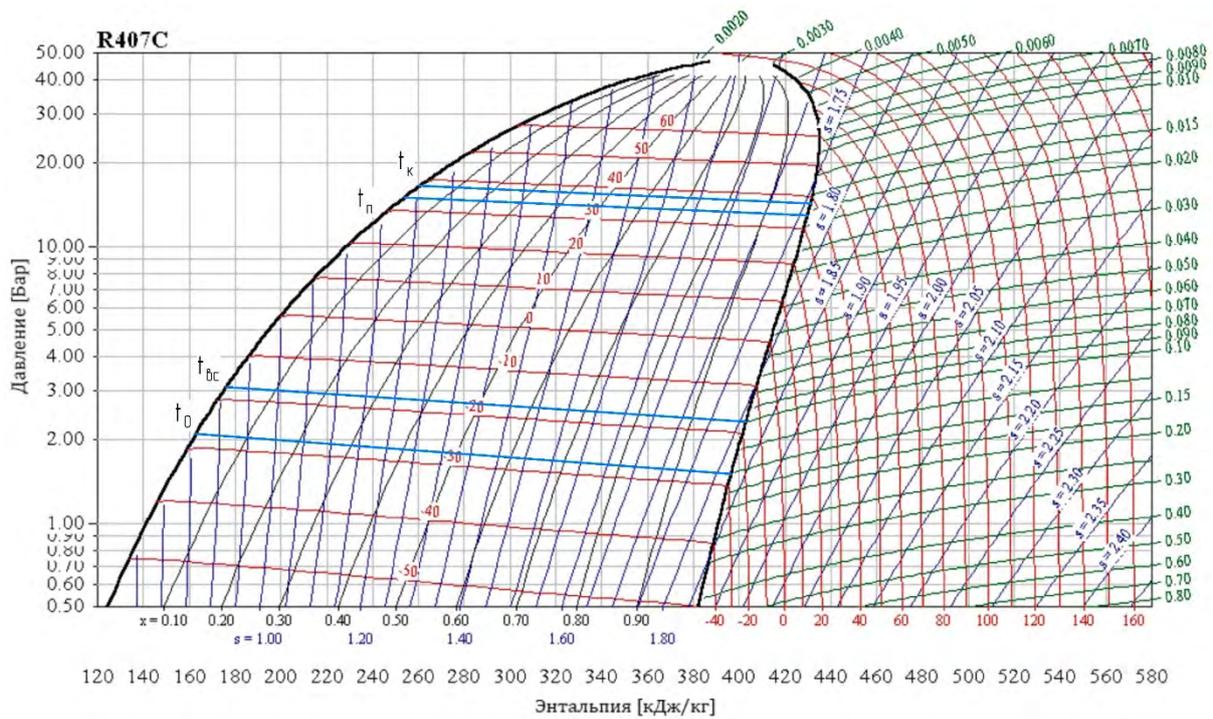


Рисунок Г.2 – i - lgr -диаграмма с нанесёнными изотермами t_0 , t_{bc} , t_n , t_k

Первая точка цикла находится пересечением изотермы t_{bc} и изобары p_0 . На i - lgr -диаграмме, изобары (линии постоянного давления) показаны серыми горизонтальными линиями.

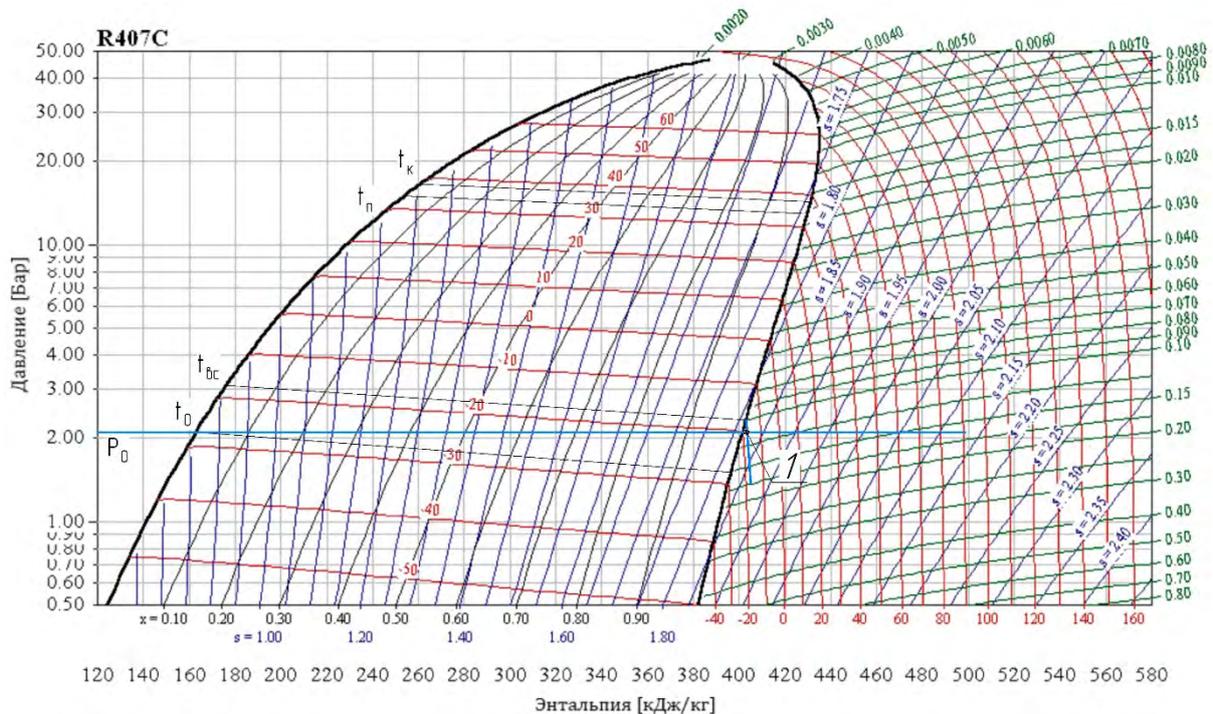


Рисунок Г.3 – Построение первой точки рабочего цикла

Вторая точка цикла определяется пересечением изобары p_k и изоэнтропы

проведённой из точки 1. На i - $\lg P$ -диаграмме, изоэнтропы (линии постоянной энтропии) показаны синим цветом.

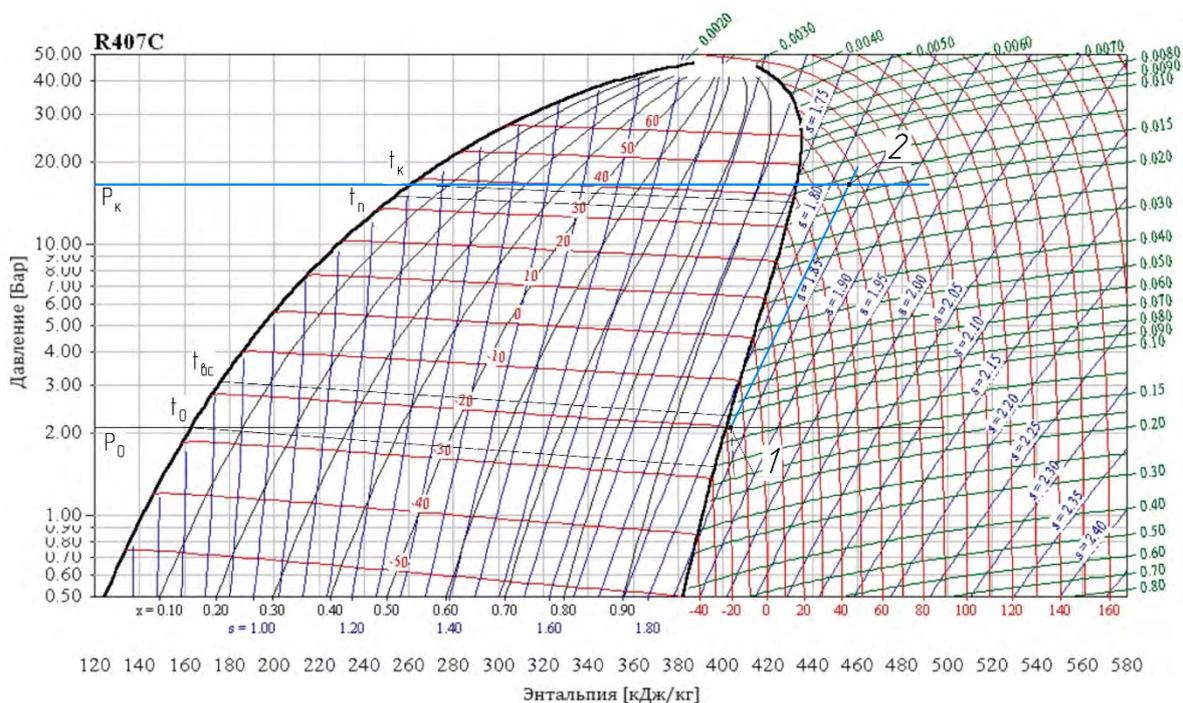


Рисунок Г.4 – Построение второй точки рабочего цикла

Третья точка цикла находится пересечением изотермы t_n и изобары p_k .

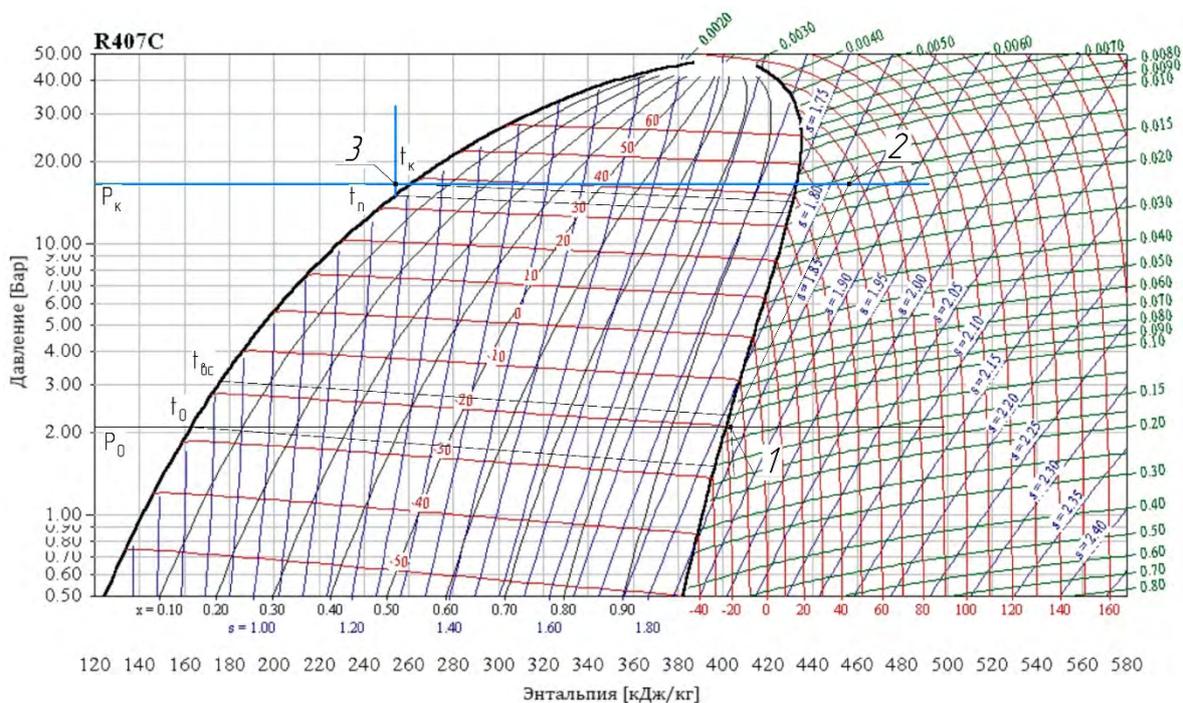


Рисунок Г.5 – Построение третьей точки рабочего цикла

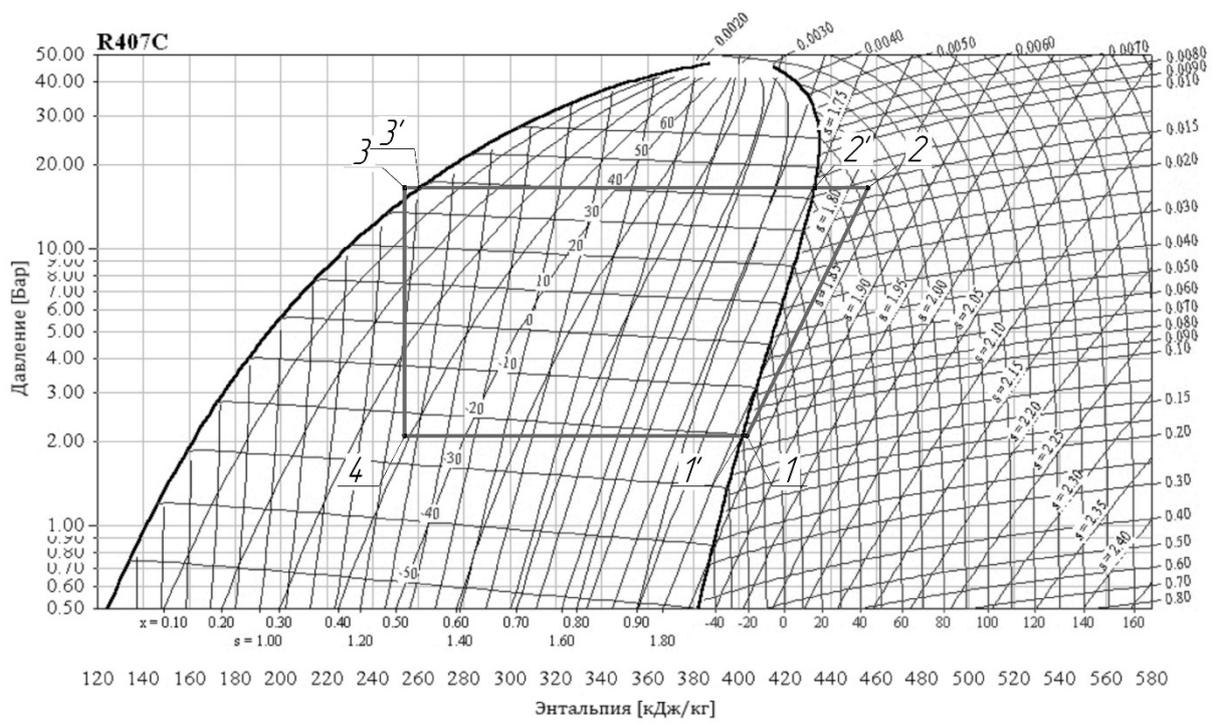


Рисунок Г.7 – Рабочий цикл холодильной установки на i - lgP -диаграмме

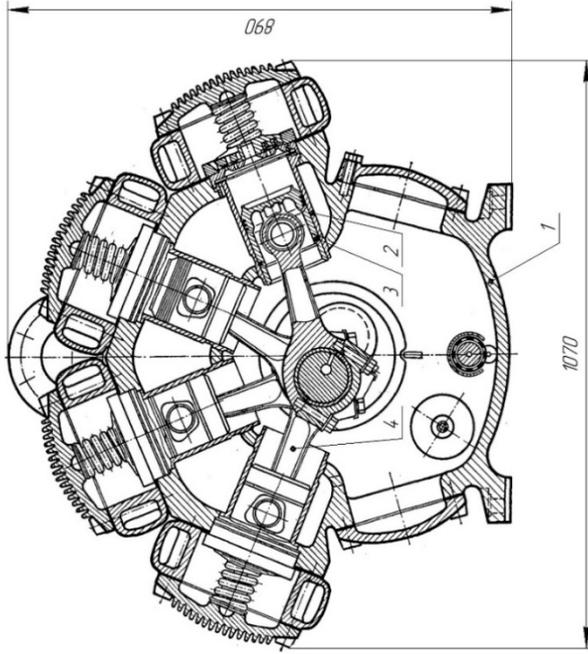
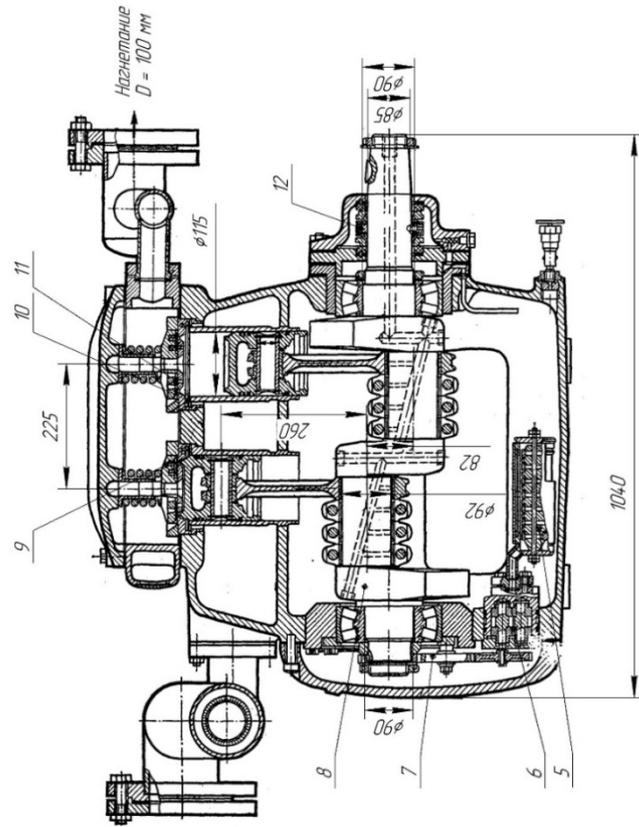
Приложение Д

Таблица Д.1 – Физические свойства раствора CaCl₂

ρ , кг/м ³	γ , %	$t_{зам}$, °C	t_x , °C	c , кДж/(кг·К)	λ , Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^4$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
1190	20,9	-19,2	20	3,077	0,569	20,01	1,68	10,9
			10	3,056	0,555	24,52	2,06	13,6
			0	3,044	0,542	32,75	2,76	18,5
			-5	3,034	0,535	38,25	3,22	21,5
			-10	3,024	0,527	50,70	4,25	28,9
			-15	3,014	0,521	65,90	5,53	38,2
1220	23,8	-25,7	20	2,998	0,565	23,54	1,94	12,5
			10	2,952	0,551	28,73	2,35	15,4
			0	2,931	0,538	38,15	3,13	20,8
			-5	2,910	0,530	44,13	3,63	24,4
			-10	2,910	0,523	59,23	4,87	33,0
			-15	2,910	0,518	75,51	6,20	42,5
			-20	2,889	0,511	94,73	7,77	53,8
			-25	2,889	0,504	115,72	9,48	66,5
1240	25,7	-31,3	20	2,889	0,480	26,28	2,12	13,5
			10	2,879	0,548	32,17	2,51	16,5
			0	2,868	0,535	42,56	3,43	22,7
			-10	2,847	0,521	66,78	5,40	36,6
			-15	2,847	0,514	83,65	6,75	46,3
			-20	2,805	0,508	105,62	8,52	58,5
			-25	2,805	0,501	129,15	10,40	72,0
			-30	2,763	0,494	148,08	12,00	83,0
1260	27,5	-38,6	20	2,847	0,558	29,32	2,33	14,9
			10	2,826	0,545	36,09	2,87	18,8
			0	2,809	0,532	48,05	3,81	25,3
			-10	2,784	0,519	75,22	5,97	40,3
			-20	2,763	0,506	118,66	9,45	65,0
			-25	2,742	0,499	147,10	11,70	80,7
			-30	2,742	0,492	171,61	13,60	95,5
			-35	2,721	0,486	215,74	17,10	120,0

Приложение Е ЧЕРТЁЖ КОМПРЕССОРА

КП.00000.ПТПУ.01СБ



Обозначения и названия элементов компрессора

Номер позиции	Наименование
1	Блок-картер
2	Гильза цилиндра
3	Поршень с кольцами
4	Шатун
5	Заборный масляный фильтр
6	Шестеренный запоренный насос
7	Шестерни привода масляного насоса
8	Коленчатый вал с протилежными
9	Ложная крышка
10	Всасывающий клапан
11	Нагнетательный клапан
12	Сальник уплотнения вала

Основные технические характеристики

Наименование	Величина	Единица измерения
Диаметр цилиндра	115	мм
Ход поршня	87	мм
Количество парней	8	шт
Объём описанный парнями	$16,7 \times 10^{-2}$	м ³ /с
Холодильная производительность	268	кВт
Мощность электродвигателя	78	кВт
Длина компрессора	1040	мм
Ширина компрессора	1070	мм
Высота компрессора	890	мм
Масса компрессора с маслом	1200	кг

Основные технические требования

1. Перед сборкой компрессора все резьбовые и прочие отверстия, поверхности трения, сопрягаемые и другие ответственные поверхности узлов должны быть тщательно очищены и продуты дроссуком.
2. После сборки колечный вал провернуть вручную и убедиться в отсутствии стука и заеданий.
3. Перед пуском компрессора убедиться в правильности направления вращения вращающего вала.
4. Момент затяжки шатунных болтов 14,7-16,7 Нм.
5. Стыковые поверхности клапанов перед сборкой уплотнить джелиоловым лаком.
6. После сборки залить масло в картер до необходимого уровня.
7. Покрыть наружные поверхности эмалью Пр-15 ГОСТ 6465-76. Класс покрытия - VI.

КП.00000.ПТПУ.01СБ	
Лит	Масса
Лит	Листов
Бескрейкопальный непрямоугольный VU-образный одноступенчатый компрессор П220	
40 "ВГТУ" Зр. Т33-00	
Формат А3	

Лист, примен

Лист, №

Лист, и дата

Лист, №

Приложение Ж ЧЕРТЁЖ КОНДЕНСАТОРА

45

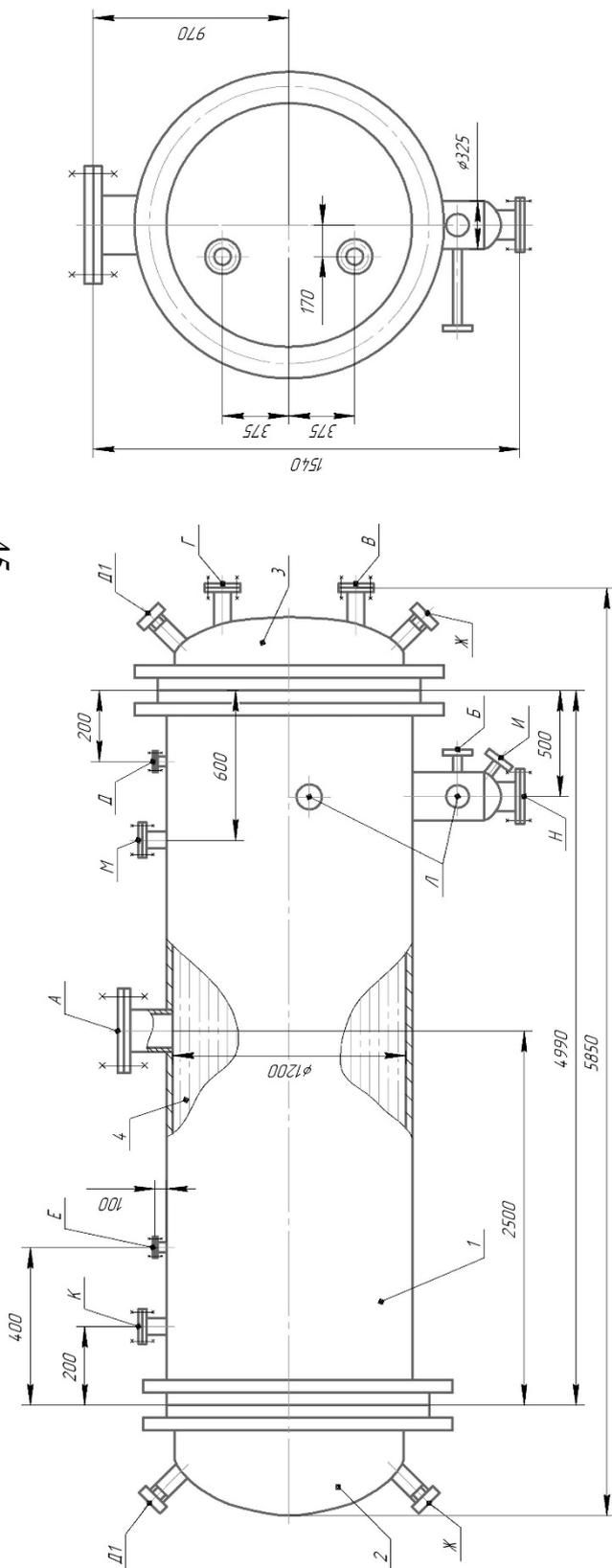


Таблица штицеров

Обозначение	Наименование	Условный проход, мм
А	Вход газодвигательного фрезона	100
Б	Выход жидкого фрезона	40
В	Вход воды	250
Г	Выход воды	250
Д	Спуск воздуха	10
Д1	Спуск воздуха	15
Е	К управлятельной линии	25
Ж	Слив воды	15
И	Слив масла	25
К	Для предохранительного клапана	25
Л	Для указателя уровня	15
М	Для манометра	15
Н	Лук для очистки	65

Условные обозначения

Обозначение	Наименование
1	Обечайка
2	Крышка передняя
3	Крышка задняя
4	Теплообменные трубки

Основные технические характеристики

Показатель	Величина
Площадь наружной поверхности теплообмена	315 м ²
Вместимость межтрубного пространства	35 м ³
Вместимость трубного пространства	1,77 м ³
Давление в межтрубном пространстве	2,3 МПа
Давление в трубном пространстве	0,6 МПа

Основные технические требования

- При изготовлении, испытаниях и подготовке аппарата должны выполняться требования:
 - ГОСТ 12.2.203-74 "Оборудование производственное. Общие требования безопасности".
 - ГОСТ 26-294-79 "Сосуды и аппараты стальные сварные. Технические требования".
- Аппарат испытать на прочность и плотность гидравлически в горизонтальном положении под давлением:
 - Межтрубное пространство - 2,8 МПа.
 - Трубное пространство - 0,9 МПа.
- Сварные швы в объеме 100% контролировать рентгенографически.
- Сварка по ГОСТ 16310-70-72.

КП.00000.ПТПУ.Ч.02.СБ	
Кожухотрубчатый конденсатор КТТМ-315	Лист Масса
№ Док. Исполн. А.А. Иванд. А.А.	Лист Масса
Проб. Пепров В.В.	Лист Масса
Т.контр.	Лист Масса
И.контр.	Лист Масса
Чтб.	Лист Масса
90 "ВГТУ"	
гр. ТЭЗ-00	
Формат А3	

Копировать

Лист 1 из 1

Приложение И ЧЕРТЁЖ ИСПАРИТЕЛЯ

КП.000000.ПТЛУО3.СБ

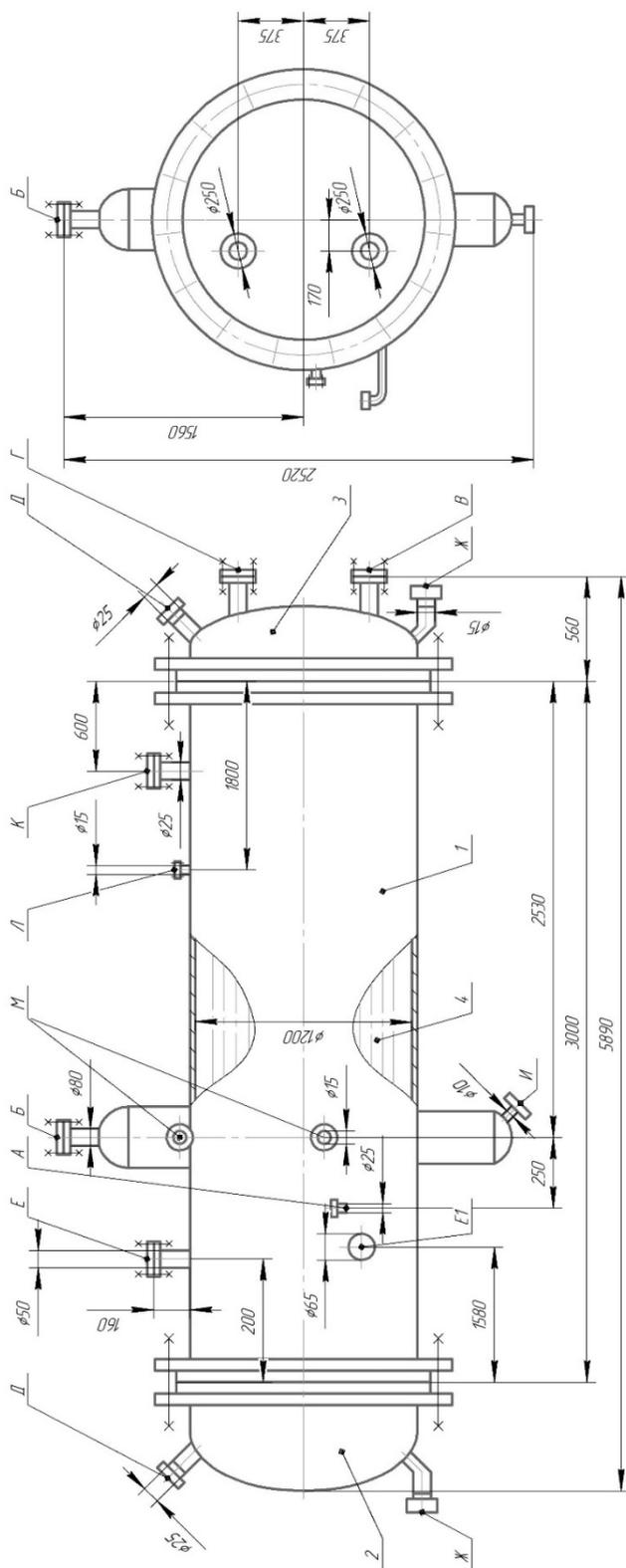


Таблица штуцеров

Обозначение	Наименование	Условный проход, мм
А	Вход жидкого фреона	25
Б	Выход паровозного фреона	80
В	Вход хладагента	250
Г	Выход хладагента	250
Д	Спуск воды	25
Е	К уравнительной паровой линии	50
Е1	К уравнительной жидкостной линии	65
Ж	Слив хладагента	15
И	Слив масла	10
К	Для предохранительного клапана	25
Л	Для манометра	15
М	Для указателя уровня	15

Условные обозначения

Обозначение	Наименование
1	Обечайка
2	Крышка передняя
3	Крышка задняя
4	Теплообменные трубы

Основные технические характеристики

Показатель	Величина
Площадь наружной теплообменной поверхности	315 м ²
Вместимость межтрубного пространства	3,8 м ³
Вместимость трубного пространства	2,0 м ³
Количество труб	870
Число ходов по трубам	1

Основные технические требования

1. При изготовлении, испытании и подготовке аппарата должны выполняться требования а. ГОСТ 12.2.203-74 "Оборудование производственное. Общие требования безопасности". б. ГОСТ 26-291-79 "Сосуды и аппараты стальные сварные. Технические требования".
2. Аппарат испытать на прочность и плотность гидравлически в вертикальном положении под давлением:
 - а. Межтрубное пространство - 0,3 МПа.
 - б. Трубное пространство - 0,9 МПа.
3. Сварные швы в объеме 100% контролировать рентгенопросвечиванием.
4. Сварка по ГОСТ 16310-10-12.

КП.000000.ПТЛУО3.СБ			
Изм./Лист	№ док.им.	Подп.	Дата
Разраб. Иванов А.А.	ИТТ-315		
Проект. Петров В.В.			
Т.контр.			
Н.контр.			
Удл.			
Лит.	Масса	Листов	1
Масштаб		90 "ВГТУ"	2Р. Т33-00
		Формат	A3

Лист примен. _____

Спроб. № _____

Подп. и дата _____

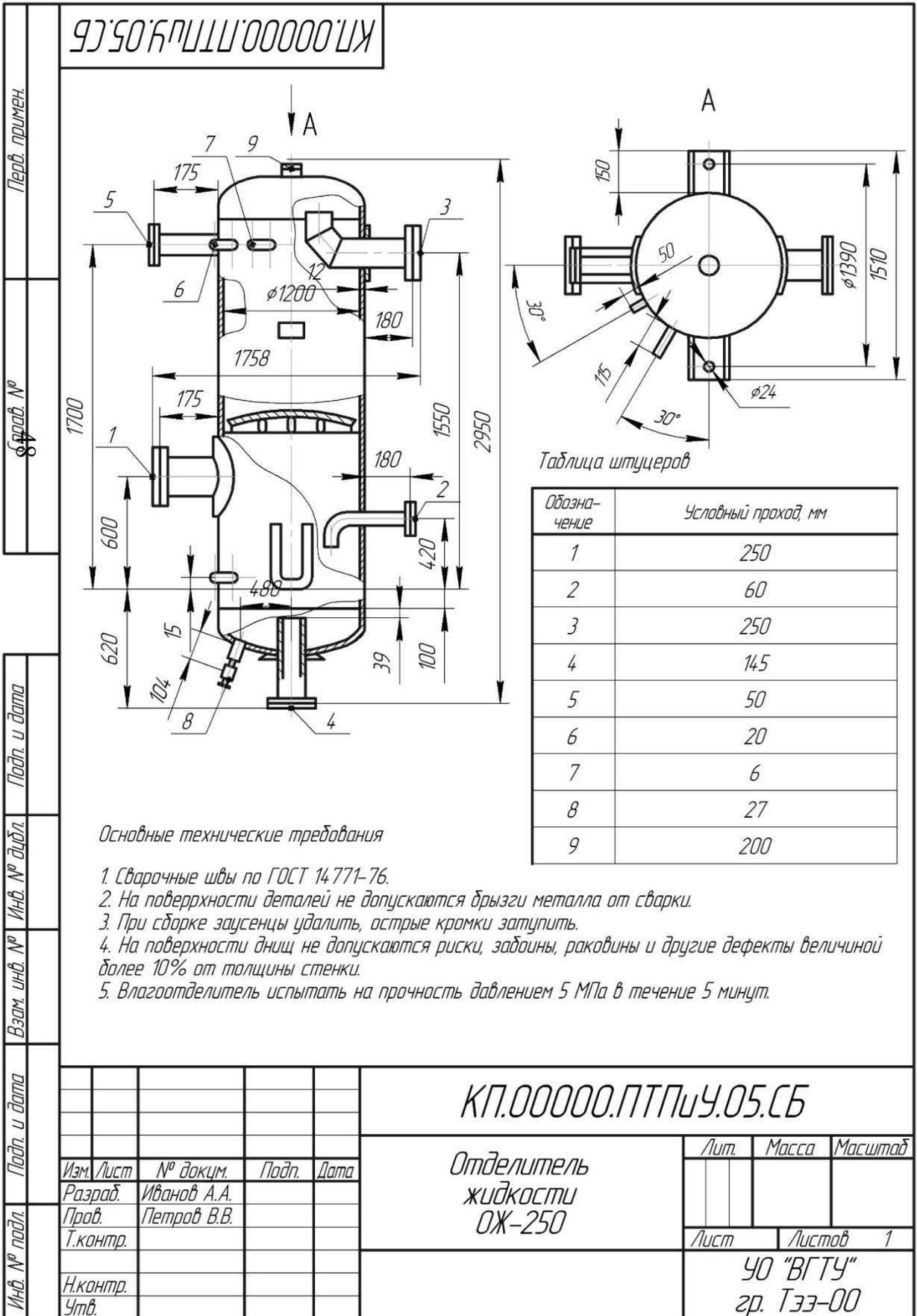
Изм. № док.им. _____

Изм. № _____

Взам. инв. № _____

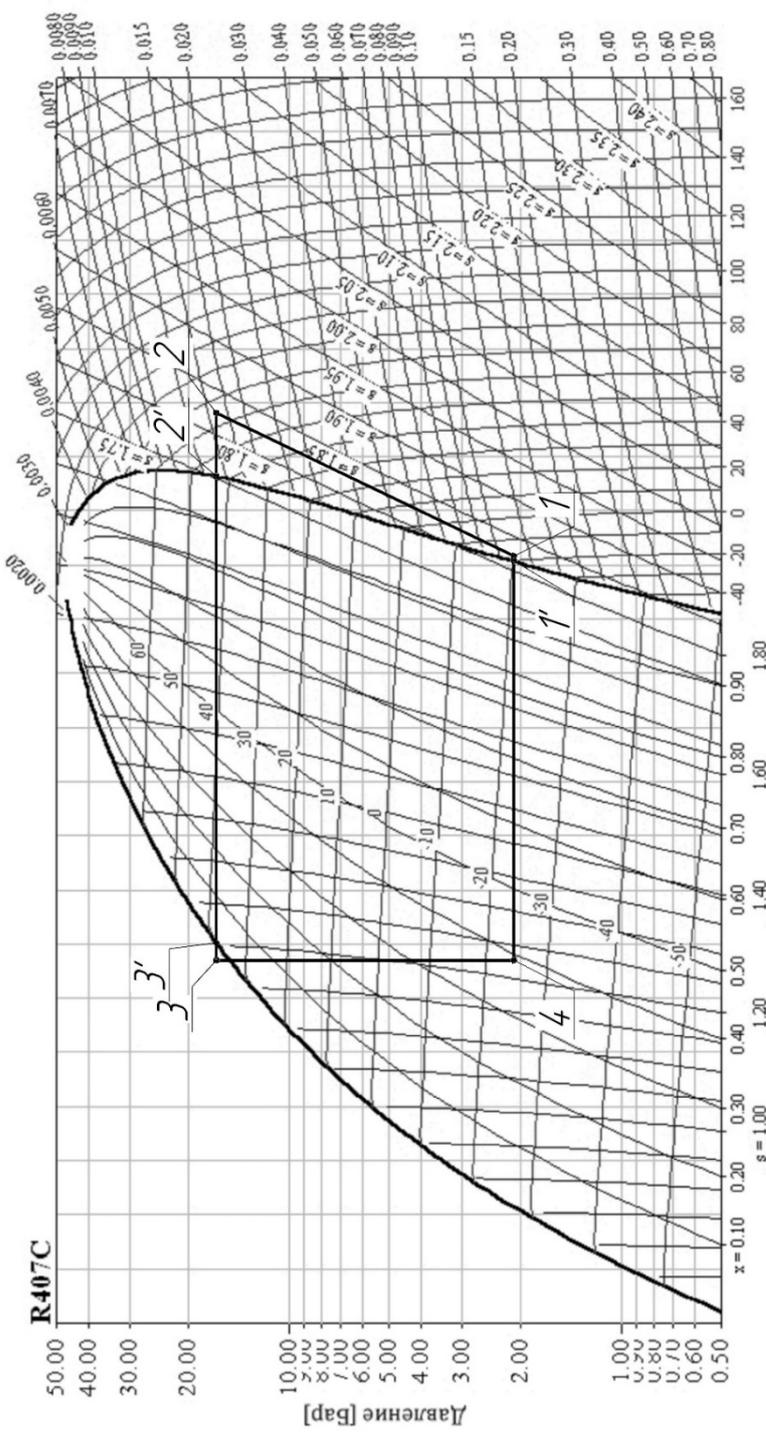
Подп. и дата _____

Приложение Л ЧЕРТЁЖ ВЛАГООТДЕЛИТЕЛЯ



Приложение М I-LGR-ДИАГРАММА

КП.000000.ПТЛУ.Ч.06.IIGP



120 140 160 180 200 220 240 260 280 300 320 340 360 380 400 420 440 460 480 500 520 540 560 580

Энтальпия [кДж/кг]

Точка	Давление, бар	Температура, °C	Энтальпия, кДж/кг	Энтальпия, кДж/кг	Удельный объем, м³/кг	Степень сухости пара
1	2,15	-17	1820	1820	0,113	-
1'	2,15	-20	1815	1815	0,112	1
2	16,65	64	1820	1820	0,017	-
2'	16,65	43	1750	1750	0,014	1
3	16,65	34,5	1190	1190	-	-
3'	16,65	38,5	1200	1200	-	0
4	2,15	-24	1220	1220	-	0,38

КП.000000.ПТЛУ.Ч.06.IIGP

Рабочий цикл установки
на термодинамической
диаграмме I-LGR для R407C

Имя/Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист	Масса	Масштаб
Разраб. Иванов А.А.						1:1
Проб. Петров ИИ						
Т.контр.						
Исполн.						
Учб.						

90 'ВГТУ'
ЗР. Т.33-00
Формат А3

Копирован

Учебное издание

Промышленные тепломассообменные процессы и установки

Методические указания
по выполнению курсового проекта

Составители:

Жерносек Сергей Васильевич
Гусаров Алексей Михайлович
Марущак Алексей Сергеевич

Редактор *А.В. Пухальская*
Корректор *А.В. Пухальская*
Компьютерная верстка *А.С. Марущак*

Подписано к печати 22.06.2023. Формат 60x90¹/₁₆. Усл. печ. листов 2,9.
Уч.-изд. листов 3,5. Тираж 2 экз. Заказ № 167.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»
210038, г. Витебск, Московский пр., 72.

Отпечатано на ризографе учреждения образования
«Витебский государственный технологический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/172 от 12 февраля 2014 г.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 3/1497 от 30 мая 2017 г.