

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

СИСТЕМЫ ПРОИЗВОДСТВА И РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЕЙ

**Методические указания по выполнению лабораторных работ
для студентов специальностей
1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций»,
7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника»**

Витебск
2025

Составители:

И. А. Тимонов, А. А. Котов

Одобрено кафедрой «Теплоэнергетика»
УО «ВГТУ», протокол № 8 от 22.05.2025.

Рекомендовано к опубликованию редакционно-издательским советом
УО «ВГТУ», протокол № 9 от 28.05.2025.

Системы производства и распределения энергоносителей :
методические указания по выполнению лабораторных работ / И. А. Тимонов,
А. А. Котов. – Витебск : УО «ВГТУ», 2025. – 49 с.

Методические указания предназначены для выполнения лабораторных работ по курсу «Системы производства и распределения энергоносителей» студентами специальности 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций» и 7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника». В пособии приведены схемы и описание учебно-лабораторного оборудования, порядок проведения работ и рекомендуемая литература.

УДК 620.9

© УО «ВГТУ», 2025

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
Лабораторная работа 1	
Настройка оборудования газораспределительного пункта.....	5
Лабораторная работа 2	
Исследование работы компрессорных установок.....	12
Лабораторная работа 3	
Исследование работы системы оборотного водоснабжения	20
Лабораторная работа 4	
Исследование работы холодильной установки	28
Литература	33
Приложение А. Исходные данные к лабораторной работе 1	34
Приложение Б. Характеристики газовых фильтров	35
Приложение В. Характеристики регуляторов давления	36
Приложение Г. Характеристики предохранительных запорных клапанов.....	38
Приложение Д. Характеристики предохранительных сбросных устройств...	39
Приложение Е. Исходные данные к лабораторной работе 2.....	40
Приложение Ж. Параметры оросительных устройств	41
Приложение И. Расчет аэродинамического сопротивления градирни.....	42
Приложение К. Максимальная упругость паров воды, мм рт. ст.	43
Приложение Л. Исходные данные к лабораторной работе 4.....	44
Приложение М. p_i -диаграмма аммиака.....	45
Приложение Н. p_i -диаграмма фреона 11	46
Приложение П. p_i -диаграмма фреона 12	47
Приложение Р. p_i -диаграмма фреона 22	48

ВВЕДЕНИЕ

Курс «Системы производства и распределения энергоносителей» является одной из базовых дисциплин для специальности 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций» и 7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника», который изучает назначение, устройство и принцип действия систем топливоснабжения, водоснабжения, производства и распределения холода, сжатого воздуха, контролируемых и защитных атмосфер, продуктов разделения воздуха.

В процессе изучения данной дисциплины студенты получают навыки в расчетах основных и вспомогательных элементов систем производства и распределения энергоносителей, осваивают основные вопросы эксплуатации энергооборудования этих систем.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 1

НАСТРОЙКА ОБОРУДОВАНИЯ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ПУНКТА

Цель работы: изучение устройства и принципа работы основного оборудования газораспределительного пункта и освоение методики проведения расчета его параметров.

1 Общие сведения

Система газоснабжения – организованная подача и распределение газового топлива для нужд народного хозяйства. Надежное и устойчивое функционирование систем газоснабжения населенных пунктов, промышленных, коммунальных и сельскохозяйственных предприятий невозможно без устройства газорегуляторных пунктов (ГРП) и установок (ГРУ), определяющих режимы давления в газопроводах.

В зависимости от давления газа на входном газопроводе ГРП бывают высокого (свыше 0,3 до 1,2 МПа) и среднего (свыше 0,005 до 0,3 МПа) давления.

Основным назначением ГРП и ГРУ промышленного предприятия является:

- прием поступающего газа;
- снижение давления газа до требуемого значения и поддержание его при изменении давления в магистральном газопроводе или городских сетях, а также при изменении потребления газа объектами газоснабжения;
- очистка природного газа от механических примесей;
- учет расхода природного газа;
- отсечку газа (срабатывание предохранительно-запорного клапана (ПЗК) и его сброс в атмосферу при кратковременном повышении давления газа за регулятором давления (РД), срабатывание предохранительно-сбросного клапана (ПСК)).

ГРП размещают:

- в отдельно стоящих зданиях;
- встроенными в одноэтажные производственные здания или котельные:
- в шкафах на наружных стенах или отдельно стоящих опорах;
- на покрытиях производственных зданий I и II степени огнестойкости с негорючим утеплителем;
- на открытых огражденных площадках под навесом.

ГРУ размещают:

- в газифицированных зданиях, как правило, вблизи от входа;
- непосредственно в помещениях котельных или цехов, где находятся газоиспользующие агрегаты, или в смежных помещениях, соединенных с ними

открытыми проемами и имеющими не менее чем трехкратный воздухообмен в час.

Принципиальная схема газорегуляторного пункта представлена на рисунке 1.1.

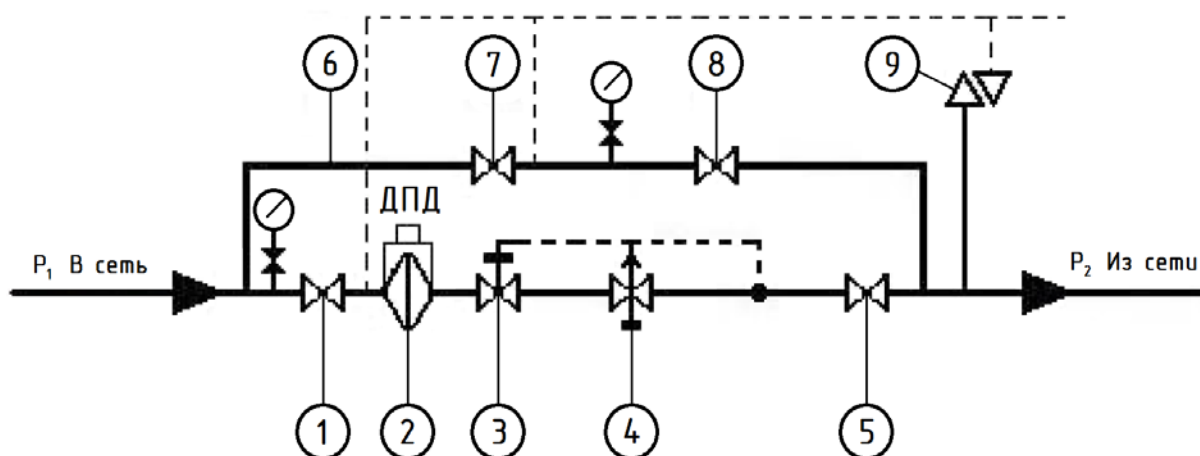


Рисунок 1.1 – Принципиальная схема газорегуляторного пункта

Газ с давлением P_1 , из сети, через открытый кран 1 (задвижку и так далее) проходит, очищается от механических примесей с помощью фильтра 2. Затем он проходит через предохранительно-запорный клапан (ПЗК) 3 (если он открыт) и попадает в регулятор давления 4, который понижает давление газа до заданного и поддерживает в настроечных значениях, независимо от входного давления и расхода.

После регулятора давления организована точка отбора газа и установлена импульсная линия, которая позволяет получать сигнал (в виде давления) регулятору 4 и ПЗК 3. Регулятор при помощи сигнала регулирует положение дросселя, тем самым уменьшается или увеличивается проходное сечение регулятора и давление остается в настроечном диапазоне. А ПЗК прекратит поступление газа если давление выйдет из заданного диапазона более 25 %. Далее газ с давлением P_2 , через открытый кран 5 попадает в сеть. Если давление газа возрастет более 15 %, сработает предохранительно-сбросной клапан (ПСК) 9 и выбросит излишки газа в атмосферу. Байпасная линия 6 служит для ремонтных работ на основной линии, с помощью крана 8 регулируется подача газа, кран 7 является запорным. Байпасная линия может заменяться резервной, в этом случае в ней будет присутствовать тот же набор оборудования, что и на основной. Так же в схеме должны присутствовать показывающие приборы для видимости значений P_1 , P_2 и перепада давления на фильтре (ДПД). Так же должны быть организованы продувочно-сбросные трубопроводы на основной и резервной линии для сброса излишков давления и продувки газопровода при пуске установки (обозначены пунктиром).

Оборудование газораспределительного пункта включает в себя:

1. Фильтр газовый.

Фильтр газовый предназначен для очистки газа от механических примесей (пыли, окалины, грязи).

Наиболее распространены фильтры волосяные с диаметром штуцера 50–300 мм. Для контроля сопротивления фильтра и оценки его загрязнения параллельно ему включается дифференциальный манометр. Чистый волосяной фильтр имеет сопротивление 4–6 кПа и подлежит замене и очистке при повышении сопротивления до 10 кПа.

Фактическое сопротивление фильтра в расчетных условиях определяется по формуле:

$$\Delta P_{\phi} = (\Delta P_{\phi})_n \cdot \left(\frac{V_{np.\phi.}}{V_n} \right)^2 \cdot \frac{\rho_0}{(\rho_0)_n} \cdot \frac{(P_{n.\phi.})_n}{P_{n.\phi.}}, \text{ кПа}, \quad (1.1)$$

где $(\Delta P_{\phi})_n$ – сопротивление фильтра по паспортным данным, кПа; $V_{np.\phi.}$ – фактический расход природного газа через фильтр, $\text{нм}^3/\text{ч}$; V_n – паспортная пропускная способность фильтра, соответствующая $(\Delta P_{\phi})_n$, $\text{нм}^3/\text{ч}$; ρ_0 – фактическая плотность природного газа, $\text{кг}/\text{нм}^3$; $(\rho_0)_n$ – расчетная (паспортная) плотность природного газа, $\text{кг}/\text{нм}^3$; $(P_{n.\phi.})_n$ – паспортное значение давления газа за фильтром, кПа; $P_{n.\phi.}$ – фактическое значение давления газа за фильтром, кПа.

$$(P_{n.\phi.})_n = P_n - (\Delta P_{\phi})_n = P_n - 6, \text{ кПа}; \quad (1.2)$$

$$P_{n.\phi.} = P_n - \Delta P_{\phi}, \text{ кПа}. \quad (1.3)$$

2. Предохранительно-запорный клапан (ПЗК).

ПЗК предназначен для автоматического отключения подачи газа при повышении или понижении давления газа после регулятора сверх установленных пределов. Установку ПЗК предусматривают перед регулятором давления.

В соответствии с требованиями правил верхний предел срабатывания ПЗК не должен превышать максимальное рабочее давление газа после регулятора более чем на 25 %. Нижний предел, устанавливаемый проектом, соответствует требованиям обеспечения устойчивой работы газогорелочных устройств, и уточняется при пусконаладочных работах.

Предел настройки ПЗК определяется как:

$$P_{ПЗК} = 1,25 \cdot P_p, \text{ кПа}, \quad (1.4)$$

где $P_p = P_2$ – избыточное давление газа на выходе из ГРП.

$$P_{ПЗК}^{\min} = P_{раб.}^{\min} + \Delta P_{нум.}, \text{ кПа}. \quad (1.5)$$

3. Предохранительно-сбросной клапан (ПСК).

Установку ПСК необходимо предусматривать за регулятором давления, а при наличии расходомера – после расходомера.

ПСК должен обеспечивать сброс газа в атмосферу, исходя из условий кратковременного повышения давления, не влияющего на промышленную безопасность и нормальную работу газового оборудования потребителей.

Перед ПСК предусматривают отключающие устройства, которые должны быть опломбированы в открытом положении.

Предохранительные сбросные клапаны должны обеспечить сброс газа при превышении номинального рабочего давления после регулятора не более чем на 15 %.

Величина срабатывания ПСК:

$$P_{ПСК} = 1,15 \cdot P_{раб.}, \text{ кПа}, \quad (1.6)$$

где $P_{раб.}$ – рабочее давление газа на выходе из ГРП, кПа.

4. Регулятор давления (РД).

Регулятор давления предназначен для автоматического снижения давления газа и поддержания его значения на заданном уровне независимо от изменения расхода газа на оборудование и колебаний давления на входном газопроводе.

Для определения расчетной пропускной способности предварительно намеченного к установке РД используется выражение:

$$V_{пр.расч.} = V_m \cdot \sqrt{\frac{\Delta P \cdot (\rho_0)_m \cdot P_2}{(\Delta P)_m \cdot \rho_0 \cdot (P_2)_m}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.7)$$

где индексом «*m*» отмечены табличные характеристики, причем $(\Delta P)_m = 0,1$ МПа, $(\rho_0)_m = 0,73 \text{ кг/м}^3$, $(P_2)_m = 0,101$ МПа. Давление перед регулятором P_1 и за ним P_2 , а также перепад $\Delta P = P_1 - P_2$ принимаются в соответствии с данными расчета газопроводов среднего и низкого давлений.

Записанная выше расчетная формула справедлива для докритических значений P_1/P_2 , то есть при условии, что $P_1/P_2 < 2$. Для критических и сверхкритических давлений ($P_1/P_2 > 2$) формула несколько видоизменяется:

$$V_{пр.расч.} = 0,5 \cdot V_m \cdot P_1 \cdot \sqrt{\frac{(\rho_0)_m}{\rho_0 \cdot (\Delta P)_m \cdot (\Delta P_2)_m}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.8)$$

Определив значение $V_{пр.расч.}$, необходимо проверить, удовлетворяются ли условия нормальной загрузки регулятора при максимальном (зимой) и минимальном (летом) потреблении газа.

К установке в ГРП принимаются регуляторы давления с клапаном соответствующего диаметра, который обеспечит конечное давление, соответствующее расчетному.

На ГРП стремятся ограничиться одним – максимально двумя параллельно установленными одноступенчатыми РД. Размер их может быть различным. Их следует выбирать так, чтобы при максимальном в году часовом пропуске газа (зимой в часы пик), они были бы загружены не более 75 %, а при минимальном (летом ночью) – не менее 10 % их расчетной пропускной способности.

Максимальная загрузка РД:

$$n_{\max} = \frac{V_{\max}}{V_{\text{пр.расч.}}} < 75. \quad (1.9)$$

Минимальная загрузка РД:

$$n_{\min} = \frac{V_{\min}}{V_{\text{пр.расч.}}} > 10. \quad (1.10)$$

где $V_{\max} / V_{\text{пр.расч.}}$ – загрузка при максимальном потреблении газа; $V_{\min} / V_{\text{пр.расч.}}$ – загрузка при минимальном потреблении газа.

5. Обводной газопровод (байпас).

Обводной газопровод служит для подачи по нему газа во время ревизии или ремонта оборудования. Для ГРП с входным давлением свыше 6 кПа и пропускной способностью более 5000 м³/ч, вместо байпаса предусматривают дополнительную резервную линию регулирования.

6. Сбросные и продувочные трубопроводы.

Сбросные и продувочные трубопроводы предназначены для сброса газа в атмосферу от предохранительно-сбросных устройств и продувки газопроводов и оборудования, то есть для освобождения их в необходимых случаях от воздуха или газа.

7. Средства измерений.

Средства измерений – манометры (показывающие и самопишущие) для измерения давления газа перед регулятором и за ним; термометры (показывающие и самопишущие) для измерения температуры газа;

8. Импульсные трубки.

Импульсные трубки служат для соединения отдельных элементов оборудования между собой и с контролируемыми точками газопроводов, а также для присоединения средств измерений к газопроводам в контролируемых точках.

2 Порядок выполнения работы

Исходные данные для расчета оборудования газораспределительного пункта выбираются согласно варианту по приложению А и заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 1.1

Таблица 1.1 – Исходные данные для расчета оборудования ГРП

Наименование параметров	Размерность	Значение	Примечания
Месторождение, тип газа	-		
Плотность газа	кг/м^3		
Расход газа	$\text{м}^3/\text{ч}$		
Температура газа	$^{\circ}\text{C}$		
Давление газа на входе в ГРП	кг/см^2		
Давление газа после регулятора	кг/см^2		

На основании полученных расчетных данных необходимо выбрать основное оборудование ГРП, выбрать марку, тип, найти пропускную способность фильтра, регулятора.

Характеристики фильтров газовых выбираются по приложению Б.

Характеристики регуляторов давления выбираются по приложению В.

Характеристики предохранительных запорных клапанов выбираются по приложению Г.

Характеристики предохранительных сбросных устройств выбираются по приложению Д.

Рассчитать величину давлений срабатывания ПЗК, ПСК. Рассчитать $P_{\min}$ для ПЗК, исходя из выбранного РД, диаметра газопроводов, его длины и количества местных сопротивлений. Результаты расчетов занести в таблицу, составленную по форме таблицы 1.2.

Таблица 1.2 – Результаты расчетов газового оборудования

Наименование оборудования	Тип	Параметры настройки	Примечания

Контрольные вопросы

1. Назначение ГРП промышленного предприятия.
2. Схема ГРП. Элементы оборудования ГРП.
3. Фильтр газовый. Классификация, назначение.
4. Регулятор давления. Назначение, устройство и принцип работы.
5. ПЗК, ПСК. Назначение и принцип работы. Пределы срабатывания.
6. Возможные аварийные ситуации и их ликвидация.
7. Требования техники безопасности при обслуживании ГРП.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 2

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК

Цель работы: изучение принципа работы поршневых и турбокомпрессорных установок, освоение методики расчета компрессорной установки.

1 Общие сведения

Компрессорами называют машины, предназначенные для сжатия и перемещения газов по трубопроводам.

Классификация систем воздухообеспечения:

- система низкого давления (2–3 ат.);
- система среднего давления (6–9 ат.);
- системы высокого давления (от 20 ат. и выше).

Компрессорные установки выполненные на базе поршневых компрессоров предназначены для производств, в которых потребителям воздуха требуется воздух высокого давления и в небольшом количестве (при малых расходах). Для повышения давления воздуха используется многоступенчатые компрессоры. После каждой ступени могут быть установлены промежуточные холодильники.

Поршневая компрессорная установка, схема которой представлена на рис. 2.1, работает следующим образом. Поршневой компрессор, приводимый в движение электродвигателем, через воздухозаборное устройство 1 засасывает атмосферный воздух. Пройдя по прямому участку трубопровода, воздух попадает в фильтр 2, где очищается от примеси атмосферной влаги и пыли. Далее, проходя через всасывающий трубопровод, воздух попадает в первую ступень компрессора 3. После сжатия, через обратный клапан и промежуточный трубопровод, воздух нагнетается в межтрубное пространство промежуточного охладителя 5. Из охладителя воздух всасывается второй ступенью компрессора 4 и через нагнетательный трубопровод подается в межтрубное пространство конечного охладителя 6. После охлаждения воздух поступает в водомаслоотделитель 7 и далее в воздухохранильник 8, предназначенный для снижения пульсации воздуха и резервирования его части. Из воздухохранильника воздух по магистральному трубопроводу 13 поступает в воздушную сеть предприятия и к потребителю.

Через продувочный бак 12 осуществляется слив конденсата из конечного охладителя и водомаслоотделителя. Кроме того, схема компрессорной установки должна содержать: предохранительные клапаны (сброс излишка воздуха); запорные задвижки (предназначены для переключений, отключений, вывода в ремонт элементов компрессорной установки); обратный клапан (предназначен для избежания утечек воздуха из сети при отключении

компрессора); разгрузочный клапан (предназначен для сброса воздуха и облегчения пуска компрессорной установки).

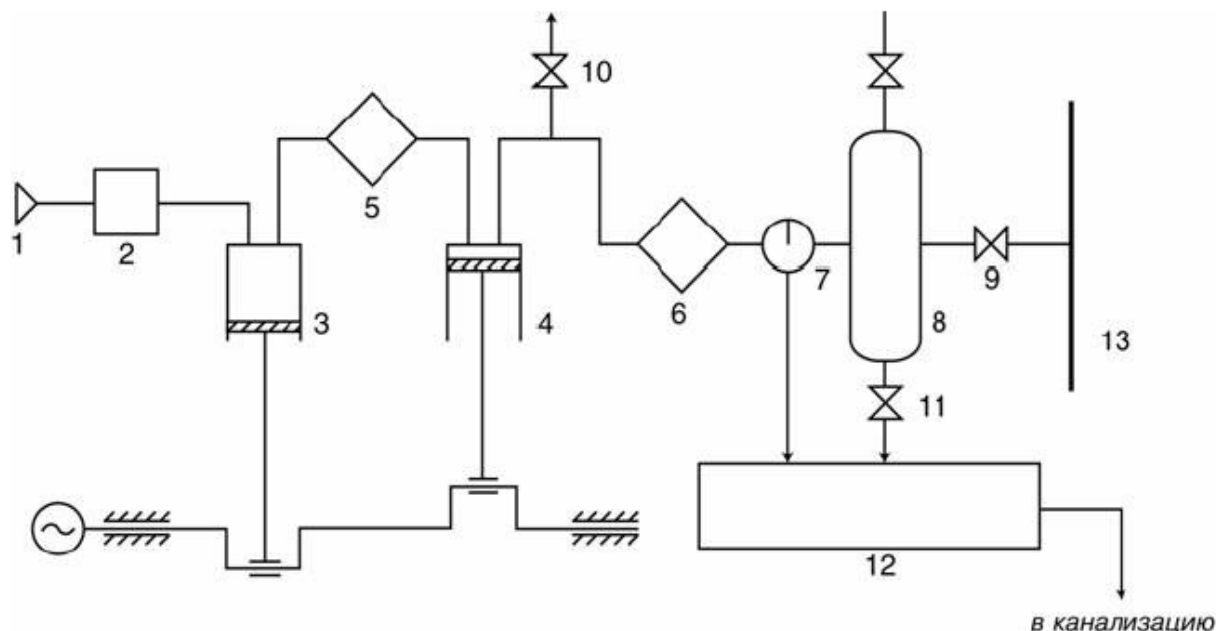


Рисунок 2.1 – Поршневая компрессорная установка:

- 1 – всасывающее устройство; 2 – фильтр; 3 – первая ступень компрессора;
 4 – вторая ступень компрессора; 5 – межступенчатый холодильник;
 6 – концевой холодильник; 7 – водомаслоотделитель; 8 – ресивер;
 9 – магистральный клапан; 10 – пусковой клапан; 11 – выпускной клапан;
 12 – сборный бак; 13 – магистраль

Принципиальная схема турбокомпрессорной установки, построенной на базе центробежных компрессоров, представлена на рис. 2.2.

Компрессорные установки, построенные на базе центробежных компрессоров, используются в производстве с большим расходом воздуха и малых давлениях.

Установка работает следующим образом. Атмосферный воздух засасывается через воздухоприемник 1 и проходит предварительную очистку в фильтре 2. Между второй и первой ступенью компрессора устанавливается дроссельный клапан 3, связанный с регулятором давления. Это позволяет поддерживать постоянное давление в напорном коллекторе 12 путем открытия или закрытия дроссельной заслонки на входе. Затем воздух поступает в первую секцию турбокомпрессора и далее через межсекционный холодильник 5 во вторую ступень компрессора. После второй секции компрессора, пройдя через промежуточный холодильник 6 и третью секцию компрессора, воздух поступает в концевой холодильник 7. После концевой холодильника воздух поступает в напорную линию 12. На участке сети от концевой холодильника до напорной линии устанавливаются обратный 8, антипомпажный 10 клапаны и

выхлопная задвижка 11. Антипомпажный клапан открывается автоматически при уменьшении потребления воздуха, часть воздуха при этом сбрасывается в атмосферу через глушитель 9. При необходимости получить воздух низкого давления возможен промежуточный отбор воздуха 13 с любой из секций компрессора. Для ручной регулировки сброса воздуха и запуска компрессора в случае одновременной параллельной работы нескольких установок в сеть предназначена выхлопная задвижка 11.

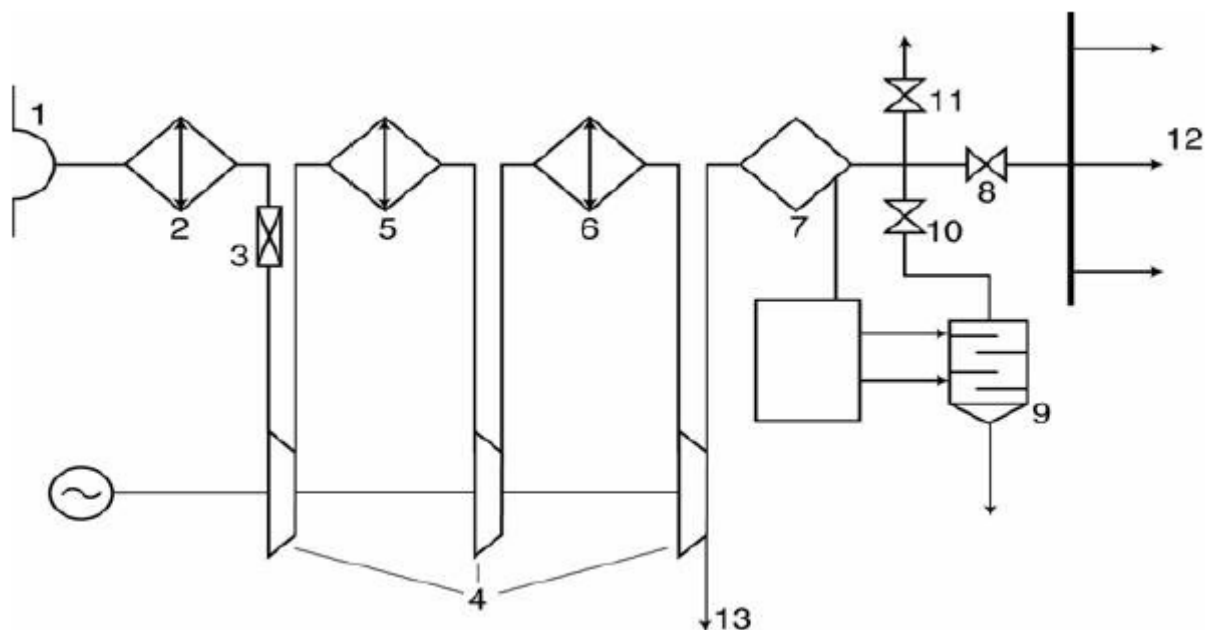


Рисунок 2.2 – Турбокомпрессорная компрессорная установка

1 – воздухоприемник; 2 – фильтр; 3 – дроссельный клапан; 4 – секции компрессора; 5 – межсекционный холодильник; 6 – промежуточный холодильник; 7 – концевой холодильник; 8 – обратный клапан; 9 – глушитель; 10 – антипомпажный клапан; 11 – выхлопная задвижка; 12 – напорный коллектор; 13 – промежуточный отбор

В системе воздухоснабжения, построенной на базе центробежных компрессоров, отсутствует воздухоотборник (нет пульсаций и воздухопроводы большого диаметра выполняют роль ресивера), а также водомаслоотделитель.

Компрессоры, независимо от принципа действия, подразделяются по основным эксплуатационным параметрам – давлению и подаче.

По давлению компрессоры подразделяются на:

- низкого давления – 0,2–1,0 МПа;
- среднего давления – 1,0–10,0 МПа;
- высокого давления – 10–100 МПа.

По назначению подачи компрессора делятся на:

- малые – до $0,015 \text{ м}^3/\text{с}$ ($0,9 \text{ м}^3/\text{мин}$);
- средние – от $0,015$ до $1,5 \text{ м}^3/\text{с}$ ($0,9$ – $90 \text{ м}^3/\text{мин}$);
- крупные – свыше $1,5 \text{ м}^3/\text{с}$ ($90 \text{ м}^3/\text{мин}$).

Выбор типа конструкции компрессоров зависит от конкретных условий его использования.

Одной из основных характеристик компрессора является степень сжатия, которая для одноступенчатого компрессора представляет собой отношение давлений p_K и p_1 на нагнетании и всасывании соответственно.

$$\varepsilon = \frac{p_K}{p_1}. \quad (2.1)$$

При $\varepsilon < 1,15$ устройства называют вентиляторами, а при $\varepsilon > 1,15$ – нагнетателями (компрессорами).

В таблице 2.1 приведена зависимость заданной степени сжатия от числа ступеней нагнетателя:

Таблица 2.1 – Зависимость степени сжатия от числа ступеней

Степень сжатия ε	Число ступеней
до 6	1
6–30	2
30–100	4
100–150	5
выше 150	6 и более

По характеру расположения осей цилиндров компрессоры подразделяются на вертикальные; горизонтальные и угловые.

Процесс сжатия газа в компрессоре в зависимости от условий протекания теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра теоретически может осуществляться по изотерме, адиабате и политропе. Сжатие по каждому из трех процессов дает различную величину затраченной работы. Сжатие по изотерме дает наименьшую затрату работы. Вся энергия, подводимая в форме работы, отводится от газа в форме теплоты. Сжатие по адиабате дает наибольшую затрату работы. При этом вся энергия, подводимая в форме работы, идет на изменение энтальпии газа. При политропном сжатии величина работы принимает промежуточное значение. На практике процесс сжатия как правило протекает политропно.

Основной целью термодинамического расчета компрессора является определение величины работы, затрачиваемой на получение 1 кг сжатого газа и, в конечном итоге, определение мощности приводного двигателя.

При политропном процессе сжатия работа в процессе определяется по уравнению

$$l = \frac{1}{n-1} \cdot (p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1). \quad (2.2)$$

Работа привода компрессора в n раз больше работы политропного сжатия:

$$l_{np.} = \frac{n}{n-1} \cdot (p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1) = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (2.3)$$

Количество отводимого тепла:

$$q = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot (T_2 - T_1). \quad (2.4)$$

Ступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением приближает рабочий процесс компрессора к наиболее экономичному изотермическому процессу. Охлаждение рабочего тела во всех охладителях производится, как правило, до одной и той же температуры, равной начальной температуре T_1 .

Степень сжатия во всех ступенях обычно также берется одинаковой. На примере трехступенчатого компрессора:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_6}{p_5} = \varepsilon. \quad (2.5)$$

Это соотношение давлений обеспечивает минимальную для принятых условий работу на привод многоступенчатого компрессора.

При одинаковых отношениях давлений во всех ступенях, равенстве начальных температур и равенстве показателей политропы будут равны между собой и конечные температуры газа в отдельных ступенях компрессора:

$$T_2 = T_4 = T_6. \quad (2.6)$$

Степень увеличения давления в каждой ступени многоступенчатого компрессора равна (для z ступеней):

$$\varepsilon = \sqrt[z]{\frac{p_K}{p_1}}. \quad (2.7)$$

При равенстве температур газа на входе в каждую ступень и равенстве отношений давлений во всех цилиндрах получаем равенство затраченных работ во всех ступенях компрессора:

$$l_{np.1} = l_{np.2} = l_{np.3}, \quad (2.8)$$

откуда полная работа привода многоступенчатого компрессора равна работе одной ступени, помноженной на число ступеней:

$$l_{np.K} = z \cdot l_{np.1}. \quad (2.9)$$

При одинаковых условиях сжатия газа количества теплоты, отводимые от газа в отдельных ступенях, будут равны между собой:

$$q_i = c_v \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot (t_1 - t_2). \quad (2.10)$$

Теплоту, отводимую от газа к любому охладителю при изобарном охлаждении, можно найти по формуле:

$$q_{охл.} = c_{p \text{ охл.}} \cdot \Delta t_{охл.}. \quad (2.11)$$

2 Порядок выполнения работы

При проведении работы осуществляется расчет компрессора, в котором происходит сжатие воздуха с начальным давлением p_1 и начальной температурой t_1 , до давления p_K . Производительность компрессора $V_{блх.}$. Сжатие газа может происходить одноступенчато и многоступенчато (с числом ступеней z). Значение показателя политропы, начальные параметры, производительность и конечное давление выбираются из таблицы приложения Е индивидуально согласно номера варианта.

Необходимо определить основные характеристики компрессора: работу сжатия l , количество отведенного тепла Q , теоретическую мощность привода N_m , а также массовый расход m и конечную температуру t_2 сжатого воздуха, расход охлаждающей воды $m_{охл.}$ при изменении ее температуры на $\Delta t_{охл.}$.

Конечную температуру воздуха можно определить исходя из соотношения начальных и конечных параметров как

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (2.12)$$

Теплоемкости воздуха: $c_p = 1005 \text{ Дж/кг}\cdot\text{град}$, $c_v = 718 \text{ Дж/кг}\cdot\text{град}$. Значения газовой постоянной и показателя адиабаты находятся соответственно как

$$R = c_p - c_v, \quad (2.13)$$

$$k = \frac{c_p}{c_v}. \quad (2.14)$$

Массовый расход полученного сжатого воздуха, исходя из параметрического уравнения состояния, будет равен

$$m = \frac{p_2 \cdot V_{\text{ввл.}}}{R \cdot T_2}. \quad (2.15)$$

Общее количество отведенного тепла определяется как

$$Q = q \cdot m, \quad (2.16)$$

где для многоступенчатого сжатия

$$q = z \cdot q_i, \quad (2.17)$$

а теоретическая мощность привода компрессора – как

$$N_m = l_{np.} \cdot m. \quad (2.18)$$

Расход охлаждающей воды $m_{\text{охл.}}$ можно найти, согласно уравнению (2.11), как

$$m_{\text{охл.}} = \frac{Q}{c_{p \text{ охл.}} \cdot \Delta t_{\text{охл.}}}. \quad (2.19)$$

принимая теплоемкость воды $c_{p \text{ охл.}} = 4190 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град.}$

Результаты расчетов заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 2.2.

Таблица 2.2 – Исходные данные и результаты расчетов

Параметры	Одноступенчатое сжатие	Многоступенчатое сжатие
Начальное давление $p_1, \text{Па}$		
Начальная температура $t_1, ^\circ\text{C}$		

Окончание таблицы 2.2

Конечное давление p_k , Па		
Производительность $V_{\text{вх.}}$, м ³ /с		
Показатель политропы n		
Число ступеней z	1	
Степень сжатия ε		
Удельная работа сжатия l , Дж/кг		
Массовый расход m , кг/с		
Мощность привода компрессора N_m , Вт		
Количество отведенного тепла Q , Вт		
Конечная температура t_2 , °С		
Расход воды $m_{\text{охл.}}$, кг/с		

Контрольные вопросы

1. Какие существуют типы компрессоров по принципу действия?
2. Каков принцип действия поршневого компрессора?
3. Что такое степень сжатия?
4. Как подразделяются компрессоры по давлению?
5. Каково назначение охлаждения компрессора?
6. Как подразделяются компрессоры по производительности?
7. Каков принцип действия турбокомпрессорной установки?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 3

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ОБОРОТНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Цель работы: изучение схемы оборотного водоснабжения промышленного предприятия, освоение методики теплового расчета градирни.

1 Общие сведения

В системах оборотного водоснабжения тепловых электростанций применяются в основном испарительные охладители, в которых охлаждение воды происходит главным образом путем испарения. Благодаря интенсивной теплоотдаче при испарении этот тип охладителей наиболее эффективен и экономичен. Механизм испарительного охлаждения связан с отрывом молекул жидкости, обладающих достаточной кинетической энергией, чтобы преодолеть силы сцепления. Вода при этом теряет наиболее быстро движущиеся молекулы, вследствие чего средняя кинетическая энергия молекул уменьшается, что вызывает понижение температуры. Интенсивность испарения пропорциональна разности давления насыщенного пара в воздухе, что соответствует его малой относительной влажности, предел охлаждения воды может быть значительно ниже температуры воздуха, что является характерным преимуществом испарительных охладителей.

Выбор типа охладителей производится на основании технико-экономических расчетов в зависимости от технологических требований к температуре охлаждающей воды, климатических условий, работы расположения, условий площадки строительства.

По способу отвода тепла охладители подразделяются на испарительные и поверхностные (радиаторные).

В качестве испарительных охладителей могут быть использованы пруды-охладители; брызгальные бассейны; градирни башенного или вентиляторного типа.

В данной лабораторной работе мы более подробно рассмотрим испарительные градирни.

Открытые градирни представляют собой в простейшем случае охлаждающие устройства с соплами, направленными вниз, с ограждениями. Открытые градирни используются для охлаждения сравнительно небольших количеств воды.

Башенные градирни (рисунок 3.1) обладают более высокой и устойчивой охлаждающей способностью и требуют меньшей площади для их размещения. Наличие вытяжных башен, отводящих насыщенный парами воздух, позволяет размещать градирни непосредственно вблизи зданий. Гидравлическая нагрузка при капельном оросителе $4\text{--}5 \text{ м}^3/\text{м}^2\cdot\text{ч}$, при пленочном оросителе $6\text{--}7 \text{ м}^3/\text{м}^2\cdot\text{ч}$.

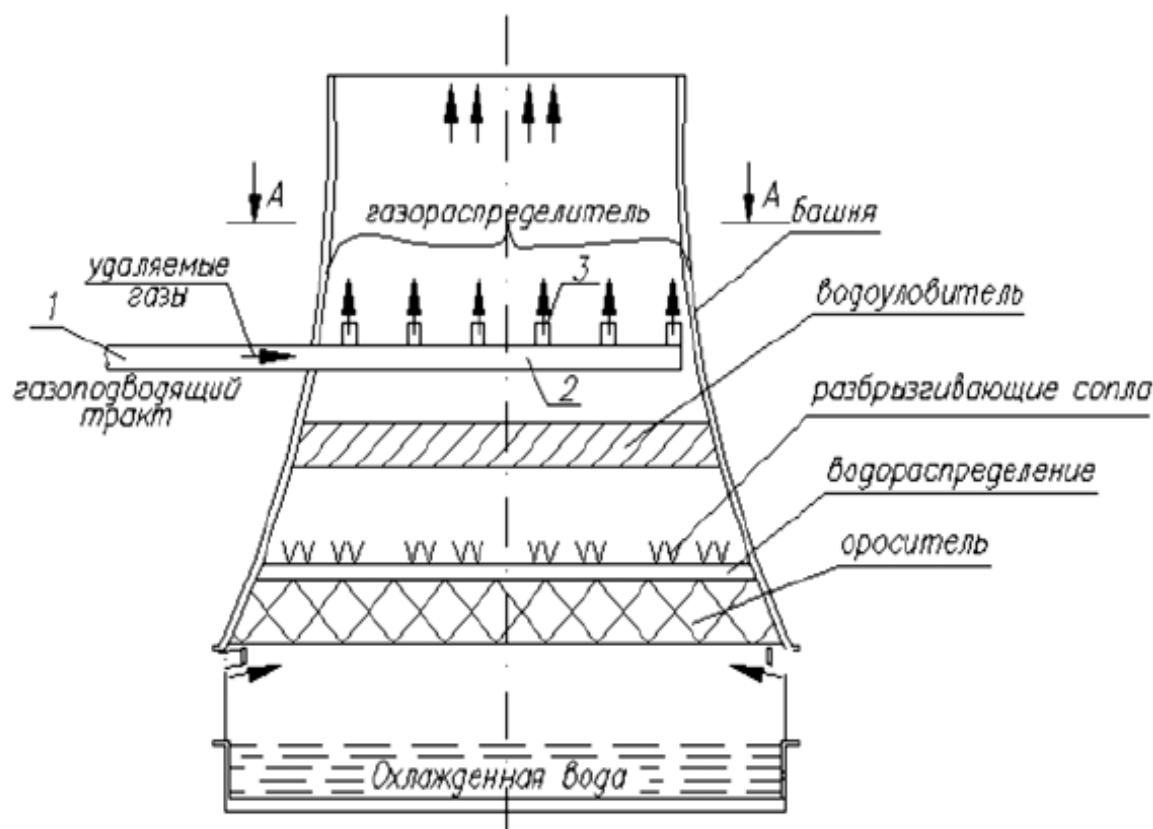


Рисунок 3.1 – Башенная градирня противоточного типа с естественной тягой

Вентиляторные градирни обеспечивают более глубокое охлаждение воды, чем охладители других типов. Стоимость строительства вентиляторных градирен несколько меньше, но эксплуатационные расходы более высокие. Для вентиляторных градирен гидравлическая нагрузка составляет $8\text{--}10 \text{ м}^3/\text{м}^2\cdot\text{ч}$.

В настоящее время для охлаждения оборотной воды электростанций применяются испарительные градирни – башенные и вентиляторные с пленочным или капельно-пленочным оросителями с противоточным движением воздуха.

Гидравлика градирен связана с вопросами распределения охлаждающей воды по площади орошения градирен и создание необходимой поверхности водного потока, которая определяет его охлаждающую способность.

Распределение по площади орошения подаваемой для охлаждения в градирне теплой воды осуществляется с помощью безнапорной системы открытых лотков или системы напорных трубопроводов. Разводящая лотками или трубами вода разбрызгивается специальными устройствами на капли, падающие затем на ороситель. Требования, предъявляемые к системам водораспределения градирен, сводятся к созданию равномерного дождя, что обеспечивает равномерное смачивание элементов оросителя. Для обеспечения равномерного распределения воды при гидравлическом расчете систем водораспределения должно выдерживать условие, чтобы разность

максимальной и минимальной производительности разбрызгивающих устройств систем водораспределения по отношению к средней производительности не превышала 10 %, то есть

$$\frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{cp}} \cdot 100 \leq 10 \%. \quad (3.1)$$

С целью интенсификации процесса охлаждения иногда применяется дифференцированное распределение воды с уменьшением плотности дождя к центру. Изменение плотности орошения при этом достигается путем применения гидравлических насадок или сопел различных диаметров, либо изменением расстояний между ними.

Конструктивные решения башенных градирен определяются в основном характером движения воздуха в отрасли. Схемы башенных градирен с поперечным, поперечно-противоточным и противоточным движением воздуха наиболее часто используются на промышленных объектах.

Основными элементами конструкции башенных градирен являются: вытяжные башни, осуществляющие циркуляцию необходимого расхода воздуха, а также отводящие насыщенные пары на достаточную высоту для их рассеивания; системы водораспределения; оросительные устройства, обеспечивающие создание необходимой поверхности охлаждения, водосбросные бассейны, служащие для сброса охлажденной воды и создания необходимого запаса воды в циркуляционной системе.

Теоретические методы теплового расчета градирен разработаны П. Д. Бергманом и Б. В. Проскуряковым. По этому методу оросительные устройства разбиваются на участки. Определение параметров воздуха и температуры воды производится последовательно по сечениям оросителя согласно следующим уравнениям:

изменение температуры воздуха

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{\alpha_v}{c_p \cdot \gamma_{в.ср.} \cdot V_{op.}} \cdot (t - \theta) = \frac{1,84 \cdot \beta_v}{\gamma_{в.ср.} \cdot V_{op.} \cdot 3600} \cdot (t - \theta), \quad (3.2)$$

изменение абсолютной влажности воздуха

$$\frac{de}{dx} = \frac{\beta_v}{r \cdot V_{op.} \cdot 3600} \cdot (e_m - e), \quad (3.3)$$

изменение температуры воды

$$\frac{dt}{dx} = \frac{c_p \cdot \gamma_{в.ср.} \cdot V_{op.} \cdot 3600}{q} \cdot \frac{d\theta}{dx} + \frac{r \cdot V_{op.} \cdot 3600}{q}, \quad (3.4)$$

где α_V – принимается равным 0,46 β_V ; c_p – теплоемкость влажного воздуха; $\gamma_{в.ср.}$ – средний объемный вес воздуха; $(t - \theta)$ – разность температуры воды и воздуха.

При выполнении расчетов может оказаться, что определенная расчетом в каком-либо сечении оросителя влажность превышает 100 %. В этом случае избыточное количество паров должно конденсироваться. Дополнительное изменение температуры воздуха за счет конденсации пара может быть определено из уравнения

$$d\theta = \frac{\delta \cdot r \cdot 10^{-3}}{c_p \cdot V_{ор.}} = \frac{2,34 \cdot \delta}{\gamma_{в.ср.}}, \quad (3.5)$$

где δ – количество сконденсированных паров, определяемое разностью абсолютной влажности воздуха, полученной по расчету, и влажности воздуха, соответствующей максимальному его насыщению при заданной температуре.

2 Порядок выполнения работы

При выполнении лабораторной работы требуется определить температуру охлажденной воды в башенной градирне площадью орошения 1600 m^2 с противоточным движением воздуха. Средняя высота щитов оросителя 4 м. Плотность орошения 6 $m^3/m^2 \cdot ч$. Высота башни над верхом щитов оросителя и перепад температуры выбираются индивидуально из таблиц приложений Ж и И в соответствии с вариантом. Расчетные метеорологические условия температуры наружного воздуха 25 °С, относительная влажность 54 %, объемный вес воздуха 1,153 $кг/м^3$.

Температура воды, воздуха, относительная влажность воздуха определяются по сечениям оросителя через 0,5 м по высоте для двух значений средней скорости воздуха 0,7 и 1,0 м/с.

Для скорости воздуха 0,7 м/с вычисляется объемный коэффициент теплоотдачи испарением для оросителя со щитами марки согласно данным индивидуального задания, отнесенные к высоте оросителя 0,5 м, с введением коэффициента перехода к натуре 0,9

$$\beta_V = 3,39 \cdot \Delta h \cdot 0,9 \cdot q^{0,4} \cdot (V_{ор.} \cdot 3600)^{0,6}, \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{мм рт. ст.}, \quad (3.6)$$

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{1,84 \cdot \beta_V}{\gamma_{в.ср.} \cdot V_{ор.} \cdot 3600} \cdot (t - \theta), \quad (3.7)$$

$$\beta_V = A \cdot q^{0,4} \cdot V_{ор.}^{0,6}, \quad (3.8)$$

где β_V – объемный коэффициент теплоотдачи; q – средняя плотность орошения, $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$; $V_{op.}$ – средняя скорость воздуха в оросителе, отнесенная к полной его площади, $\text{м}/\text{ч}$; A – коэффициент, принимаемый по справочной литературе.

$$\frac{de}{dx} = \frac{\beta_V}{r \cdot V_{op.}} \cdot (e_m - e), \quad (3.9)$$

где r – скрытая теплота испарения, принимаемая постоянной и равной $580 \text{ ккал}/\text{ч}$.

$$\frac{dt}{dx} = \frac{c_p \cdot \gamma_{в.ср.} \cdot V_{op.}}{q} \cdot \frac{d\theta}{dx} + \frac{r \cdot V_{op.}}{q} \cdot \frac{de}{dx}, \quad (3.10)$$

$$\alpha_V = 0,46\beta_V. \quad (3.11)$$

Результаты расчета заносим в таблицу, составленную по форме таблицы 3.1.

Максимальная упругость паров выбирается по температуре воды по таблице приложения К.

Затем аналогично производится расчет для средней скорости движения воздуха в оросителе $1,0 \text{ м}/\text{с}$. Результаты расчета также заносятся в таблицу 3.1.

В результате расчета получается охлаждающая способность градирни.

Данные для расчета аэродинамического сопротивления градирни выбираются согласно варианту. Расчет производится при скорости воздуха в $V = 3\text{--}4 \text{ м}/\text{с}$.

Потери напора на входе

$$h_1 = \frac{\varepsilon_0 \cdot V_{\varepsilon}^2 \cdot \rho_{\varepsilon}}{2}. \quad (3.12)$$

Сопротивление опорных колонн оросителя

$$h_2 = \frac{\varepsilon_0 \cdot V_{\varepsilon}^2 \cdot \rho_{\varepsilon}}{2}. \quad (3.13)$$

По справочной литературе

$$\varepsilon_0 = \varphi \cdot V_{\varepsilon}, \quad (3.14)$$

где $\varphi = \frac{d}{l}$.

Аналогично находятся:

1. Сопротивление дождя.
2. Сопротивление опорных балок оросителя.
3. Сопротивление выхода воздуха при скорости ветра $W = 3 \text{ м/с}$ и скорости выходящего воздуха $V = 2 \text{ м/с}$.

Общие потери аэродинамического напора

$$h = \sum h_i . \quad (3.15)$$

Общий коэффициент аэродинамического сопротивления градирни

$$\xi_{\text{общ.}} = \frac{h \cdot V}{V_{\text{в.ор.}}^2 \cdot \rho_{\text{в}}} . \quad (3.16)$$

Общее аэродинамическое сопротивление градирни (для скоростей 0,7 и 1 м/с).

$$Z' = \frac{\xi_{\text{общ.}} \cdot V_{\text{ор.}}^2 \cdot \rho_{\text{в.ср.}}}{2} . \quad (3.17)$$

Величина тяги воздуха, определенная при высоте щитов оросителя 4 м и высота башни H

$$Z = (H_{\text{б}} + 0,5h_{\text{ор}}) \cdot (\rho_{\text{в1}} - \rho_{\text{в2}}) \cdot q , \quad (3.18)$$

где $H_{\text{б}}$ – высота башни над верхом щитов; $\rho_{\text{в1}}$ – плотность наружного воздуха; $\rho_{\text{в2}}$ – плотность выходящего воздуха из градирни; $V_{\text{ор}}$ – средняя скорость воздуха, отнесенная к поперечному сечению оросителя.

Для определения искомой температуры охлажденной воды построить кривые сопротивление градирни и тяги воздуха, а также кривые температуры охлажденной воды в зависимости от скорости воздуха в оросителе.

Таблица 3.1 – Результаты теплового расчета градирни

Высота	Температура воды	Температура воздуха	Разность температур воды и воздуха	Изменение температуры воздуха	Максимальная упругость паров	Влажность	Падение влажности	Изменение абсолютной влажности воздуха	Изменение температуры воды
$h_{op., м}$	$t, ^\circ C$	$\theta, ^\circ C$	$t - \theta, ^\circ C$	$\frac{d\theta}{dx}, ^\circ C$	e_m	$e, \%$	$e_m - e, \%$	$\frac{de}{dx}, \%$	$\frac{dt}{dx}, ^\circ C$
$V_{op.} = 0,7 \text{ м/с}$									
0,0		25				12,8			
0,5									
1,0									
1,5									
2,0									
2,5									
3,0									
3,5									
4,0									
$V_{op.} = 1,0 \text{ м/с}$									
0,0		25				12,8			
0,5									
1,0									
1,5									
2,0									
2,5									
3,0									
3,5									
4,0									

Контрольные вопросы

1. Элементы системы производственного водоснабжения.
2. Испарительные и поверхностные охлаждающие устройства систем оборотного водоснабжения.
3. Типы градирен.
4. Конструкция башенных градирен.
5. Метод теплового расчета башенных градирен.
6. Аэродинамические сопротивления градирен.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 4

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Цель работы: изучение принципа работы, освоение методики теплового расчета парокомпрессионных холодильных установок.

1 Общие сведения

Холодильными машинами называются машины, непрерывно поддерживающие температуру в холодильной камере ниже температуры окружающей среды. При этом такие машины, затрачивая механическую энергию, отнимают теплоту от источника с низкой температурой и переносят ее к источнику с более высокой температурой.

Наибольшее распространение получили две основные группы холодильных машин. К первой группе относятся газовые или воздушные установки, в которых в качестве рабочего тела используются газообразные вещества. Ввиду низкой эффективности и больших габаритов отдельных агрегатов такие установки широкого распространения не получили. Ко второй группе относятся компрессорные паровые (парокомпрессионные) установки, рабочим телом в которых являются пары различных веществ. Паровые холодильные установки, обладающие большой надежностью действия, являются наиболее распространенными в промышленности.

Кроме того, существуют также холодильные установки, основанные на других принципах: пароэжекторные, абсорбционные и термоэлектрические.

Наибольшее распространение для охлаждения до температуры $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ получили парокомпрессионные холодильные установки, в качестве рабочего тела в которых используются легкокипящие жидкости (аммиак, хлористый метил, фреоны).

Схема паровой компрессорной холодильной установки и изображение цикла ее работы в Ts -диаграмме приведено на рисунке 4.1.

Установка состоит из компрессора 1, конденсатора 2, дроссельного вентиля 3 и испарителя 4, размещенного в холодильной камере.

Сухой насыщенный пар или влажный насыщенный пар с большой степенью сухости в процессе 1–2 адиабатно сжимается в компрессоре до состояния перегретого пара в точке 2. Из компрессора пар подается в теплообменник–конденсатор, в котором конденсируется, полностью превращаясь в жидкость (процесс 2–3–4). После конденсатора сконденсировавшаяся жидкость проходит через дроссельный вентиль, в котором дросселируется, в результате чего ее температура и давление понижаются. Процесс дросселирования, как необратимый процесс, условно изображается на диаграмме кривой 4–5. Затем жидкость с низкой температурой поступает в испаритель, где, получая теплоту в процессе 5–1, испаряется и охлаждает объем холодильной камеры.

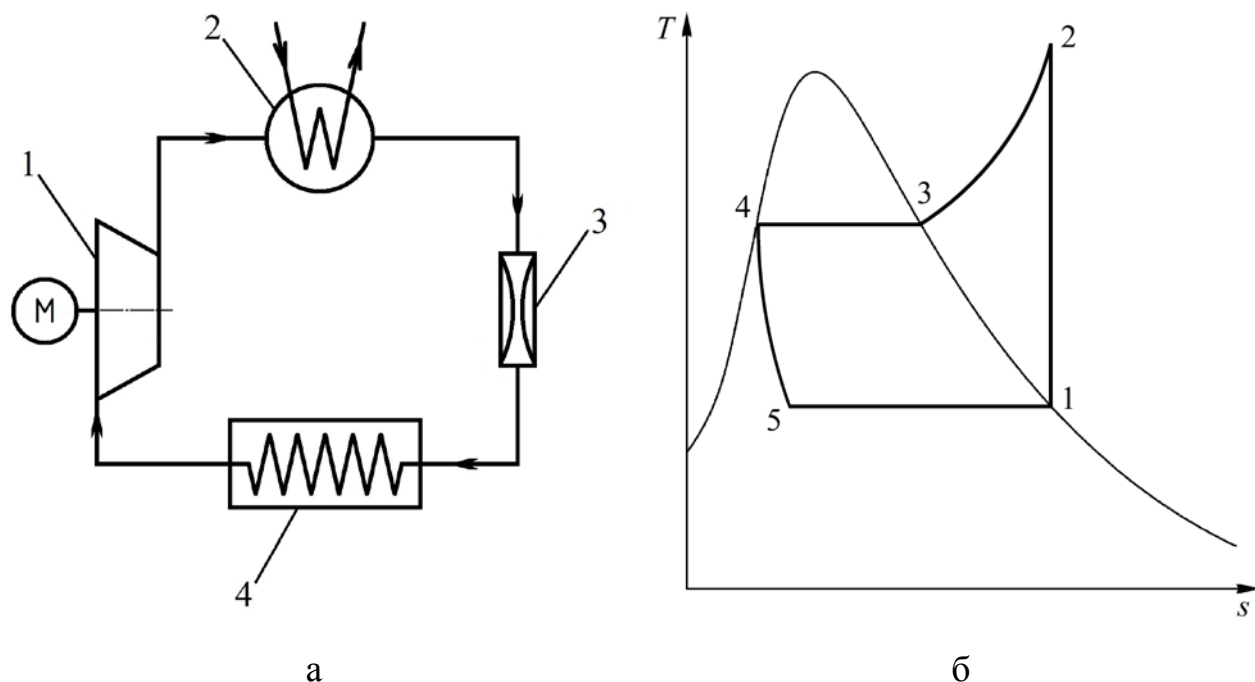


Рисунок 4.1 – Парокомпрессионная холодильная установка:
а – схема, б – изображение цикла ее работы в Ts -диаграмме

В парокомпрессионной холодильной установке, как правило, не применяется детандер, а рабочее тело дросселируется в дроссельном вентиле. Замена детандера дросселем вызывает некоторую потерю холодопроизводительности, но значительно упрощает установку и позволяет легко регулировать давление пара и получать необходимую температуру в испарителе, так как в области двухфазных состояний эффект охлаждения при дросселировании будет таким же, как и при адиабатном расширении.

Показателем совершенства работы холодильной машины является холодильный коэффициент. Холодильный коэффициент паровой компрессионной холодильной установки

$$\varepsilon = \frac{q_{омв.}}{l_k}, \quad (4.1)$$

где $q_{омв.}$ – количество теплоты, отводимое в испарителе и воспринимаемое паром,

$$q_{омв.} = i_1 - i_5 = i_1 - i_4, \quad (4.2)$$

поскольку в результате дросселирования энтальпии в точках 4 и 5 будут одинаковы; l_k – работа, затраченная при адиабатном сжатии пара в компрессоре,

$$l_k = l_y = i_2 - i_1. \quad (4.3)$$

Таким образом, холодильный коэффициент установки может быть рассчитан как

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}. \quad (4.4)$$

Тепловая нагрузка конденсатора определяется по формуле

$$q_k = q_{отв.} + l_k = i_2 - i_4. \quad (4.5)$$

Значения энтальпий в этих уравнениях определяются по pi -диаграмме либо по таблицам для рабочего тела, используемого в установке. Изображение цикла работы парокомпрессионной холодильной установки в pi -диаграмме приведено на рисунке 4.2 (обозначение точек цикла то же, что и на рис. 4.1, б).

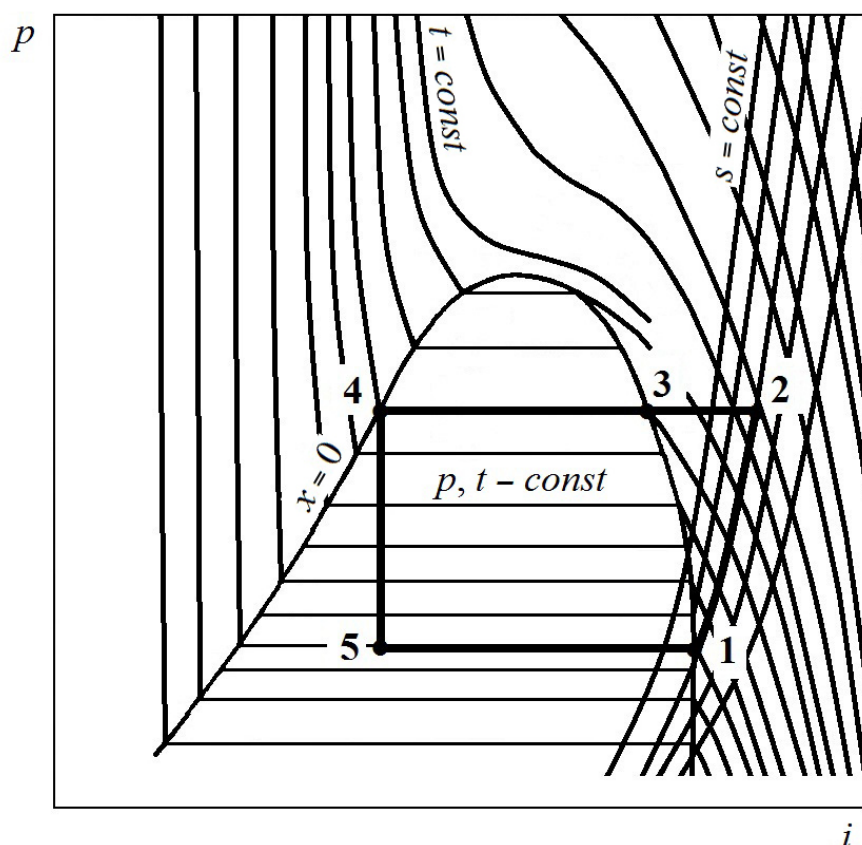


Рисунок 4.2 – Изображение цикла работы парокомпрессионной холодильной установки в pi -диаграмме

Холодопроизводительность холодильной установки определяется как

$$Q = q_{отв.} \cdot m, \text{ Дж/с}, \quad (4.6)$$

где m – расход холодильного агента, кг/с .

Теоретическая мощность, необходимая для привода компрессора холодильной установки

$$N_m = l_k \cdot m, \text{ Вт}. \quad (4.7)$$

Парокомпрессионные холодильные установки имеют большое преимущество перед другими типами. Они компактны, дешевы и имеют достаточно высокий холодильный коэффициент. Эти факторы определяют широкое распространение таких установок.

2 Порядок выполнения работы

При выполнении лабораторной работы осуществляется расчет парокомпрессионной холодильной установки, работающей с водяным охлаждением конденсатора, если температура в холодильной камере t_1 , температура после конденсатора t_3 , холодопроизводительность агрегата Q . Исходные данные для выполнения работы выбираются из таблицы приложения Л индивидуально согласно номера варианта.

Необходимо определить параметры (энтальпии) холодильного агента в характерных точках цикла, работу, затраченную в компрессоре, количество отведенного тепла, тепловую нагрузку конденсатора, холодильный коэффициент, расход холодильного агента и теоретическую мощность привода компрессора холодильной установки.

Значения энтальпий в характерных точках цикла определяются по p - i -диаграмме для соответствующего рабочего тела, используемого в установке (приложения М–Р).

Для расчета параметров холодильной установки используются формулы (4.2)–(4.7).

Результаты расчета заносятся в таблицу, составленную по форме таблицы 4.1.

Таблица 4.1 – Исходные данные и результаты расчетов

Параметры		Значения
Холодильный агент		
Температура в холодильной камере t_1 , °C		
Температура после конденсатора t_3 , °C		
Холодопроизводительность Q , Дж/с		
Энтальпия	i_1 , Дж/кг	
	i_2 , Дж/кг	
	i_3 , Дж/кг	
	i_4 , Дж/кг	
Температура после компрессора t_2 , °C		
Количество отведенной теплоты $q_{отв.}$, Дж/кг		
Затраченная работа l_k , Дж/кг		
Тепловая нагрузка конденсатора q_k , Дж/кг		
Холодильный коэффициент ε		
Расход холодильного агента m , кг/с		
Теоретическая мощность привода компрессора N_m , Вт		

Контрольные вопросы

1. Что называется холодильной машиной?
2. Какие существуют типы холодильных установок?
3. Что такое холодильный коэффициент?
4. Как работает парокомпрессионная холодильная установка?
5. Каковы достоинства парокомпрессионных холодильных установок?
6. Как рассчитывается холодильный коэффициент парокомпрессионной холодильной установки?

ЛИТЕРАТУРА

1. Промышленная теплоэнергетика. Справочник / под ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – Москва, 1991. – 592 с.
2. СНБ 4.03.01–98. Газоснабжение. – Минск : М-во архитектуры и строительства Республики Беларусь, 1999. – 94 с.
3. Системы производства и распределения энергоносителей / под ред. А. П. Несенчук. – Москва : Энергоатомиздат, 1989. – 278 с.
4. Ионин, А. А. Газоснабжение / А. А. Ионин. – Москва : Стройиздат, 1989. – 439 с.
5. Равич, М. Б. Газ и эффективность его использования в народном хозяйстве / М. Б. Равич. – Москва : Недра, 2000. – 237 с.
6. Справочник эксплуатационщика газофицированных котельных / под ред. Л. А. Рейхерта. – Москва : Недра, 1992. – 607 с.
7. Промышленные теплотехнологии: Машиностроительное и металлургическое производство. В 2 ч. Ч. 2 / А. П. Несенчук [и др.] ; под общ. ред. А. П. Несенчука, В. И. Тимошпольского. – Минск : Выш. шк., 1997. – 421 с.
8. Стаскевич, Н. Л. Справочник по газоснабжению и использованию газа / Н. Л. Стаскевич, Г. Н. Северинец, Д. Я. Вигдорчик. – Ленинград : Недра, 1990. – 762 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Исходные данные к лабораторной работе 1

Номер варианта	Тип газа	Относительная плотность газа по воздуху	Давление газа в магистральном трубопроводе, кГ/см^2	Давление газа за регулятором давления, кГ/см^2	Расход газа, $\text{нм}^3/\text{ч}$	Температура, $^{\circ}\text{C}$	Длина газопровода, м
1	Бугуруслановское	0,66	6	0,5	1500	+10	200
2	Седь-Иоль (Коми)	0,58	6	0,45	3000	+15	150
3	Ставропольское	0,56	6	1	1000	+10	120
4	Уренгойское Юра	0,67	6	2	6000	+8	100
5	Седь-Иоль (Коми)	0,58	6	0,7	5000	+7	110
6	Бугуруслановское	0,66	6	0,5	1000	+9	110
7	Уренгойское Юра	0,67	12	1,5	2000	+6	120
8	Уренгойское Юра	0,67	12	0,9	1500	+5	190
9	Уренгойское Юра	0,67	12	1,2	3000	+4	180
10	Заполярье	0,56	10	1,3	4000	+3	200
11	Губкинское	0,57	9	2	5000	+2	210
12	Солинское	0,58	8	3	6000	+1	300
13	Березовское	0,58	7	0,5	7000	0	190
14	Березовское	0,58	6	0,45	5000	-1	200
15	Газлинское	0,59	7	0,7	4500	-2	210
16	Северо-Мубарекское	0,65	8	0,8	4000	-3	250
17	Северо-Мубарекское	0,65	9	0,9	6000	+5	300
18	Ставропольское	0,56	10	1	5000	+6	350
19	Заполярье	0,56	11	1,1	20000	+7	600
20	Губкинское	0,57	12	1,2	22000	+7	700
21	Солинское	0,58	7	0,5	7000	+8	300
22	Бугуруслановское	0,66	8	0,6	6000	+3	240
23	Седь-Иоль (Коми)	0,58	6	1	4000	+2	350
24	Уренгойское Юра	0,67	11	0,7	3000	0	150
25	Березовское	0,58	10	0,5	2000	-3	160

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Характеристики газовых фильтров

Тип и марка фильтра	Входное давление кг/см ² , не более	Допустимая пропускная способность, м ³ /ч при входном давлении, кг/см ²							Размеры, мм			Масса, кг
		0,5	1	2	3	6	12	L	H	B		
Сетчатый	ФС-25	125	145	175	205	270	370	160	198	115	5,8	
	ФС-40	260	305	370	430	570	770	200	245	145	8,8	
	ФС-50	375	430	530	610	810	—	250	290	160	14	
	ФСС-40	460	585	655	755	1000	—	—	—	—	—	
	ФСС-50	525	1070	1310	1510	2000	—	—	—	—	—	
Волосяной кассетный литой	ФВ-80	540	625	765	880	1170	1600	280	325	386	51	
	ФВ-100	770	890	1090	1257	1665	2270	280	348	410	57	
	ФВ-200	3000	3500	4250	4900	5500	8870	280	478	584	145	
Волосяной кассетный сварной	ФГ7-50-6	—	2500	3600	4500	7000	—	600	525	435	67	
	ФГ9-50-12	—	2500	3600	4500	7000	9000	600	585	460	94	
	ФГ15-100-6	—	7000	10000	11000	15000	—	850	1100	535	125	
	ФГ19-100-12	—	—	—	—	—	19000	—	—	580	200	
	ФГ36-200-6	—	21000	26000	29000	36000	—	1000	1620	860	400	
	ФГ46-200-12	—	—	—	—	—	46000	—	—	910	567	
	ФГ80-300-6	—	50000	58000	66000	80000	—	1400	1900	1175	840	
ФГ100-300-12	—	—	—	—	—	100000	—	—	1255	1157		

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Характеристики регуляторов давления

Тип и марка регулятора давления		D_y , мм	Диаметр седла, мм	Давление $\kappa\Gamma/\text{cm}^2$		Допустимая пропускная способность, $\text{м}^3/\text{ч}$ при входном давлении, $\kappa\Gamma/\text{cm}^2$				Масса, $\kappa\text{г}$
				входное, не более	выходное, в пределах	1	3	6	12	
Регулятор давления газа	РДГ-6	15	1,6	16	0,02–0,036	0,75	1,5	–	–	0,68
	РДГ-8		2			1,8	3,6	–	–	0,65
Регулятор давления газа домовый	РДГ Д-20	20	–	3	0,02–0,025	45	80	–	–	5,0
Регулятор среднего давления	D_y 32	32	10	6	0,1–1,1	40	90	160	–	130
	D_y 50	50	25			320	720	1260	–	260
Регулятор давления универсальный конструкции Казанцева	РДУК2Н-50	50	35	12	0,005–0,6	900	1790	3125	5800	45
	РДУК2Н-100	100	50			1420	2840	4970	9200	80
	РДУК2Н-100	100	70			2825	5650	9900	18350	80
	РДУК2Н-200	200	105			5880	11800	20225	38000	300
	РДУК2Н-200	200	140	6	9500	19000	33340	–	300	
	РДУК2В-50	50	35	12	0,6–6	720	1790	3125	5800	45
РДУК2В-100	100	50	1200			2840	4970	9200	80	
РДУК2В-100	100	70	2300			5650	9900	18350	80	
РДУК2В-200	200	105	105		4700	11800	20550	38000	300	

Продолжение приложения В

Регулятор давления блочный конструкции Казанцева	РДБК1-25	25	21	16	0,01–0,6	310	620	1080	2000	26
	РДБК1-50	50	35			900	1790	3125	5800	36
	РДБК1-100	100	50	12	0,6–6	1420	2840	4970	9200	93
	РДБК1-100	100	70			2825	5650	9900	18350	93
	РДБК1П-25	25	21	16	0,3–6	250	620	1080	2000	23
	РДБК1П-50	50	35			720	1790	3125	5800	36
	РДБК1П-100	100	50	12		1200	2840	4570	9200	89
	РДБК1П-100	100	70			2300	5650	9900	18350	89
Регулятор среднего давления	РДС-80	80	34	12	0,05–6	1300	2600	4570	8500	186
	РДС-100	100	42			1860	3700	6460	12000	236
	РДС-150	150	62	6–10		4850	9600	16800	–	237
	РДС-200	200	90			9100	18000	31600	–	336
	РДС-300	300	140			22000	43000	–	–	596
	РД-25-64	25	16	64	2,5–25	–	–	300	560	28
Регулятор давления	РД-25-64	25	20			–	–	720	1340	28
	РД-40-64	40	20			–	–	720	1340	54
	РД-40-64	40	32			–	–	1900	3580	54
	РД-50-64	50	45		1,5–10 или 12–16	–	–	3000	5600	106
	РД-80-64	80	70			–	–	7200	13400	135
	РД-100-64	100	85			–	–	12000	22400	215

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Характеристики предохранительных запорных клапанов

Наименование	Марка	Давление на входе, кг/см^2 , не более	Предел настройки контролируемого давления, кг/см^2	
			нижний	верхний
Предохранительный клапан (для ГРП с выходным низким давлением)	ПК-80	12	0,004–0,006	0,036–0,1
	ПК-100			
	ПК-150			
	ПК-200			
	ПК-300			
Предохранительный клапан (для ГРП с выходным средним давлением)	ПК-80	12	0,015–0,03	0,1–1,5
	ПК-100			
	ПК-150			
	ПК-200			
	ПК-300			
Предохранительный запорный клапан	ПЗКн	12	0,003–0,005	0,02–0,04
	ПЗКс		0,015–0,03	0,1–1,5
	ПКН	6	0,003–0,03	0,02–0,6
	ПКВ	12	0,03–0,3	0,3–6,0
Запорный клапан	КПН	12	0,003–0,03	0,02–0,7
	КПВ		0,03–0,2	0,3–0,7

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Характеристики предохранительных сбросных устройств

Наименование	Марка	Давление на входе, кг/см^2 , не более	Диапазон настройки, кг/см^2	Масса, кг
Клапан предохранительный специальный полноподъемный пружинный с рычагом для контрольной продувки	СППК4Р-25	40	4,5–40	28
	СППК4Р-50	16	0,5–16	30
	СППК4Р-80	16	0,5–16	40
	СППК4Р-100	16	0,5–16	55
	СППК4Р-150	16	0,5–16	123
	СППК4Р-200	16	0,5–16	250
Клапан предохранительный малоподъемный пружинный цапковый	17с11нж (D_y 15)	16	2–16	2,6
	17с11нж (D_y 25)	16	2–16	5,6
Клапан предохранительный сбросной малоподъемный	ПСК-50Н	1,23	0,01–0,05	6,2
	ПСК-50С	1,23	0,2–0,5	
	ПСК-50В	1,23	0,5–1,2	
	ПСК-50Н/0,05	1,25	0,01–0,05	5,7
	ПСК-50С/0,5	1,25	0,2–0,5	
	ПСК-50С/0,25	1,25	0,5–1,25	
Клапан предохранительный сбросной малоподъемный	П117 (D_y 15)	1,15	0,02–1,25	3,5
Клапан предохранительный сбросной полноподъемный	ПСПК-50	1,25	0,02–1,25	11,5

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Исходные данные к лабораторной работе 2

№ варианта	$t_1, ^\circ\text{C}$	$p_1, \text{кПа}$	$p_K, \text{МПа}$	z	$V_{\text{блх.}}, \text{м}^3/\text{с}$	n	$\Delta t_{\text{охл.}}, ^\circ\text{C}$
01	10	97,5	0,5	3	1,50	1,18	40
02	12	97,7	1,0	4	1,45	1,19	35
03	14	97,9	1,5	5	1,40	1,20	30
04	16	98,1	2,0	4	1,35	1,21	25
05	18	98,3	2,5	3	1,30	1,22	20
06	20	98,5	3,0	2	1,25	1,23	25
07	22	98,7	3,5	3	1,20	1,24	30
08	24	98,9	4,0	4	1,15	1,25	35
09	26	99,1	4,5	5	1,10	1,24	40
10	28	99,3	5,0	4	1,05	1,23	35
11	30	99,5	5,5	3	1,00	1,22	30
12	32	90,7	6,0	2	0,95	1,21	25
13	34	99,9	6,5	3	0,90	1,20	20
14	35	100,1	7,0	4	0,85	1,19	25
15	33	100,3	7,5	5	0,80	1,18	30
16	31	100,5	8,0	4	0,75	1,19	35
17	29	100,7	8,5	3	0,70	1,20	40
18	27	100,9	9,0	2	0,65	1,21	35
19	25	101,1	9,5	3	0,60	1,22	30
20	23	101,3	10,0	4	0,55	1,23	25
21	21	101,5	10,5	5	0,50	1,24	20
22	19	101,7	11,0	4	0,45	1,25	25
23	17	101,9	11,5	3	0,40	1,24	30
24	15	102,1	12,0	2	0,35	1,23	35
25	13	102,3	12,5	3	0,30	1,22	40

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Параметры оросительных устройств

№ варианта	Тип оросителя	Расстояние между щитами в свету	Расход воды, $\text{м}^3/\text{ч}$	Высота щитов оросителя, м	Температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$	Перепад температуры, $^{\circ}\text{C}$	Относительная влажность, %	Объемный вес воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$
1	КПДЩ-I	28	10000	4	25	8,1	54	1,153
2		32	9900			8,2		
3		36	9800			8,3		
4		40	9700			8,4		
5		44	9600			8,5		
6	КПДЩ-II	22	10000	4	25	8,4	54	1,153
7		24	9900			8,1		
8		28	9800			8,3		
9		32	9700			8,2		
10		36	9600			8,5		
11	ПАЩ-I одно- ярусный	20	10000	4	25	8,3	54	1,153
12		24	9900			8,5		
13		28	9800			8,1		
14		32	9700			8,4		
15		36	9600			8,2		
16	ПАЩ-I двух- ярусный	20	10000	4	25	8,5	54	1,153
17		24	9900			8,3		
18		28	9800			8,2		
19		32	9700			8,1		
20		34	9600			8,4		
21	ППЩ	22	10000	4	25	8,3	54	1,153
22		26	9900			8,5		
23		30	9800			8,2		
24		34	9700			8,4		
25		36	9600			8,1		
26	ППЯ	50	10000	4	25	8,2	54	1,153
27		60	9900			8,1		
28		70	9800			8,5		
29		80	9700			8,4		
30		90	9600			8,3		

ПРИЛОЖЕНИЕ И

Расчет аэродинамического сопротивления градирни

№ варианта	Высота башни, м	Выбранный тип	Скорость орошения	Перепад	Сопротивление дождя	Сопротивление выхода воздуха	Напор	Сопротивление оросителя
1	50,0		1–5	0,050			0,05	
2	49,8			0,055				
3	49,6			0,060				
4	49,4			0,065				
5	49,2			0,070				
6	49,0		6–10	0,075			0,07	
7	48,8			0,080				
8	48,6			0,085				
9	48,4			0,090				
10	48,2			0,095				
11	48,0		11–15	0,100			0,09	
12	47,8			0,105				
13	47,6			0,110				
14	47,4			0,115				
15	47,2			0,120				
16	47,0		16–20	0,125			0,11	
17	46,8			0,130				
18	46,6			0,135				
19	46,4			0,140				
20	46,2			0,145				
21	46,0		21–25	0,150			0,13	
22	45,8			0,148				
23	45,6			0,146				
24	45,4			0,144				
25	45,2			0,142				
26	45,0		26–30	0,138			0,15	
27	45,5			0,136				
28	46,5			0,134				
29	47,5			0,132				
30	48,5			0,128				

ПРИЛОЖЕНИЕ К

Максимальная упругость паров воды, *мм рт. ст.*

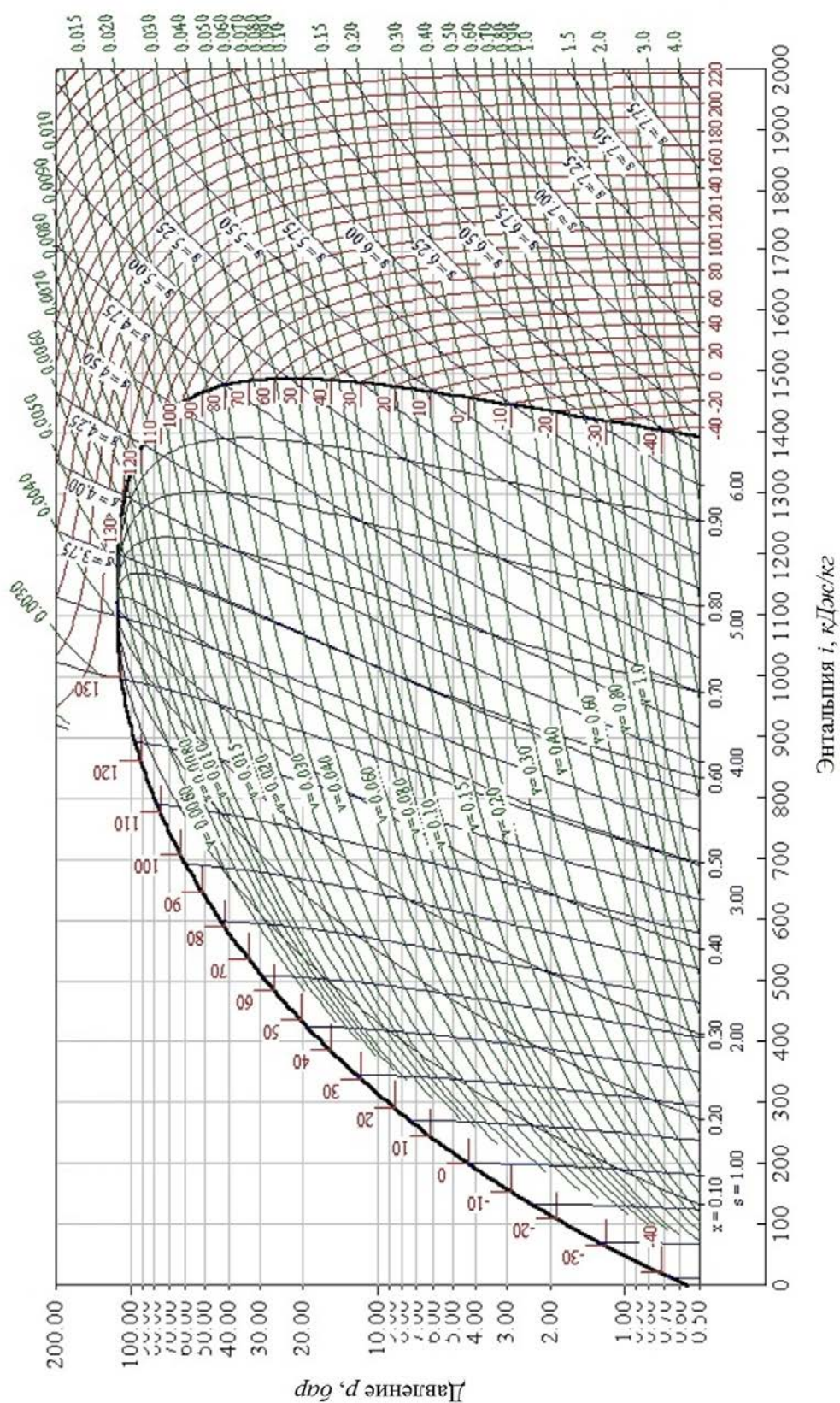
Градусы, °C	Десятые градуса									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	4,58	4,61	4,65	4,68	4,72	4,75	4,78	4,82	4,86	4,89
1	4,93	4,96	5,00	5,03	5,07	5,11	5,14	5,18	5,22	5,26
2	5,29	5,33	5,37	5,41	5,45	5,49	5,52	5,56	5,60	5,64
3	5,68	5,72	5,77	5,81	5,85	5,89	5,93	5,97	6,02	6,06
4	6,10	6,14	6,19	6,23	6,27	6,32	6,36	6,41	6,45	6,50
5	6,54	6,59	6,64	6,68	6,73	6,78	6,82	6,87	6,92	6,96
6	7,01	7,06	7,11	7,16	7,21	7,26	7,31	7,36	7,41	7,46
7	7,51	7,56	7,62	7,67	7,72	7,78	7,82	7,87	7,92	7,99
8	8,04	8,10	8,16	8,21	8,27	8,32	8,38	8,44	8,49	8,55
9	8,61	8,67	8,73	8,79	8,84	8,90	8,96	9,02	9,09	9,15
10	9,21	9,27	9,33	9,40	9,46	9,52	9,58	9,65	9,71	9,78
11	9,84	9,91	9,98	10,04	10,11	10,18	10,24	10,31	10,38	10,45
12	10,52	10,59	10,66	10,73	10,80	10,87	10,94	11,01	11,08	11,16
13	11,23	11,30	11,38	11,45	11,53	11,60	11,68	11,76	11,83	11,91
14	11,99	12,06	12,14	12,22	12,30	12,38	12,46	12,54	12,62	12,71
15	12,79	12,87	12,95	13,04	13,12	13,20	13,29	13,38	13,45	13,55
16	13,63	13,72	13,81	13,90	13,99	14,08	14,17	14,26	14,35	14,44
17	14,53	14,62	14,72	14,81	14,90	15,00	15,09	15,19	15,28	15,38
18	15,48	15,58	15,67	15,77	15,87	15,97	16,07	16,17	16,27	16,37
19	16,48	16,58	16,68	16,79	16,89	17,00	17,10	17,21	17,32	17,43
20	17,54	17,64	17,75	17,86	17,97	18,08	18,20	18,31	18,42	18,54
21	18,65	18,76	18,88	19,00	19,11	19,23	19,35	19,47	19,59	19,71
22	19,83	19,95	20,07	20,19	20,32	20,44	20,56	20,69	20,82	20,94
23	21,07	21,20	21,32	21,45	21,58	21,71	21,84	21,98	22,11	22,24
24	22,38	22,51	22,65	22,78	22,92	23,06	23,20	23,34	23,48	23,62
25	23,76	23,90	24,04	24,18	24,33	24,47	24,64	24,76	24,91	25,06
26	25,21	25,36	25,51	25,66	25,81	25,96	26,12	26,27	26,43	26,58
27	26,74	26,90	27,06	27,21	27,37	27,54	27,70	27,86	28,02	28,18
28	28,35	28,51	28,68	28,85	29,02	29,18	29,35	29,52	29,70	29,87
29	30,04	30,22	30,39	30,57	30,74	30,92	31,10	31,28	31,46	31,64
30	31,82	32,01	32,19	32,38	32,56	32,75	32,93	33,12	33,31	33,50
31	33,70	33,89	34,08	34,28	34,47	34,67	34,86	35,06	35,26	35,46
32	35,66	35,86	36,07	36,27	36,47	36,68	36,89	37,10	37,31	37,52
33	37,73	37,94	38,15	38,37	38,58	38,80	39,02	39,24	39,46	39,68
34	39,90	40,12	40,34	40,57	40,80	41,02	41,25	41,48	41,71	41,94
35	42,18	42,41	42,64	42,88	43,12	43,36	43,60	43,84	44,08	44,32
36	44,56	44,81	45,05	45,30	45,55	45,80	46,05	46,30	46,56	46,81
37	47,07	47,32	47,58	47,84	48,10	48,36	48,63	48,89	49,16	49,42
38	49,69	49,96	50,23	50,50	50,77	51,05	51,32	51,60	51,88	51,16
39	52,44	52,72	53,01	53,29	53,58	53,87	54,16	54,45	54,74	55,03

ПРИЛОЖЕНИЕ Л

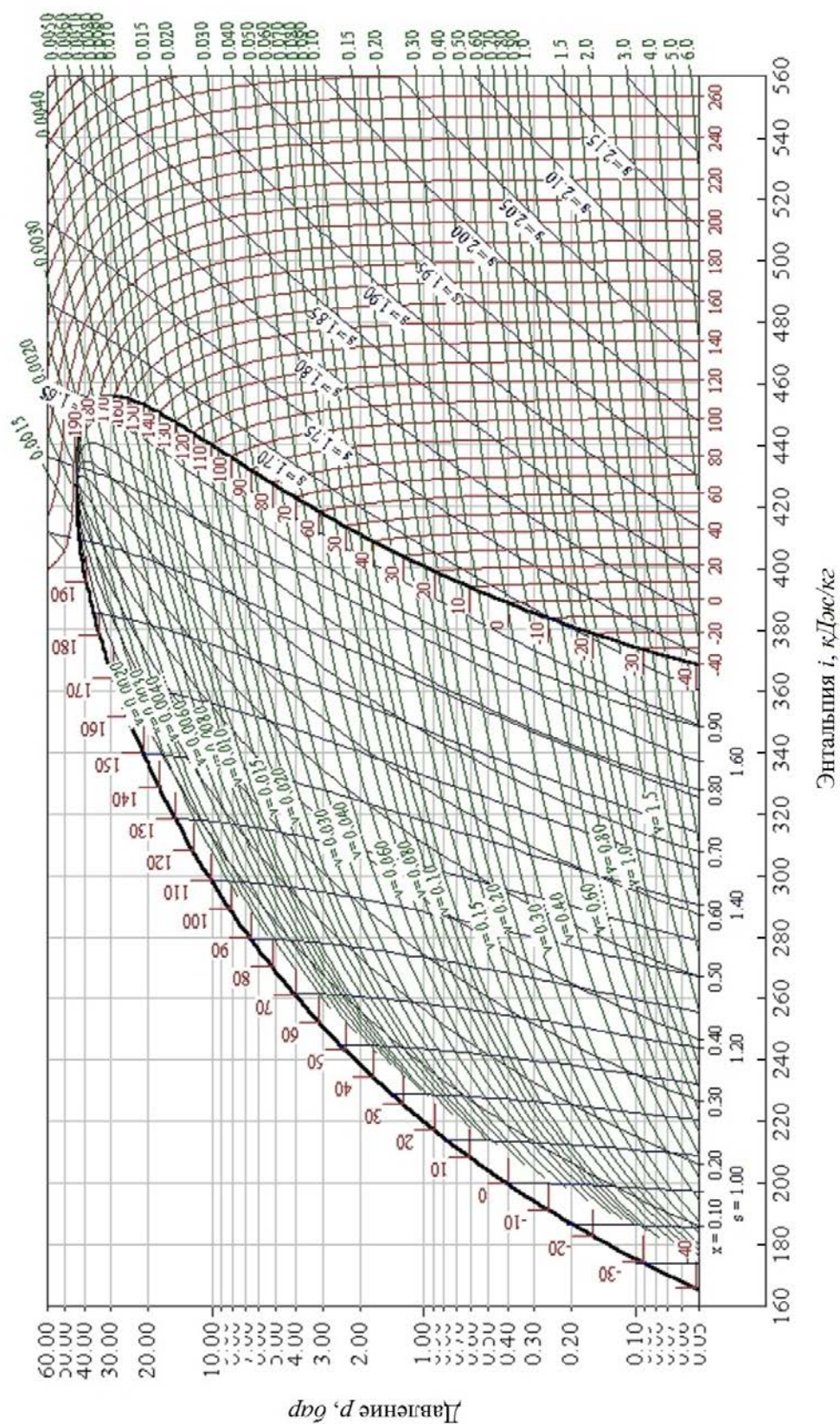
Исходные данные к лабораторной работе 4

№ варианта	Холодильный агент	$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_3, ^\circ\text{C}$	$Q, \text{Дж/с}$
01	аммиак	−10	10	7500
02	аммиак	−15	11	7600
03	аммиак	−20	12	7700
04	аммиак	−25	13	7800
05	аммиак	−30	14	7900
06	аммиак	−35	15	8000
07	фреон 11	−10	16	8100
08	фреон 11	−15	17	8200
09	фреон 11	−20	18	8300
10	фреон 11	−25	19	8400
11	фреон 11	−30	20	8500
12	фреон 11	−35	21	8600
13	фреон 12	−10	22	8700
14	фреон 12	−15	23	8800
15	фреон 12	−20	24	8900
16	фреон 12	−25	25	9000
17	фреон 12	−30	10	9100
18	фреон 12	−35	11	9200
19	фреон 22	−10	12	9300
20	фреон 22	−15	13	9400
21	фреон 22	−20	14	9500
22	фреон 22	−25	15	9600
23	фреон 22	−30	16	9700
24	фреон 22	−35	17	9800
25	фреон 22	−40	18	9900

ПРИЛОЖЕНИЕ М *p*i-диаграмма аммиака

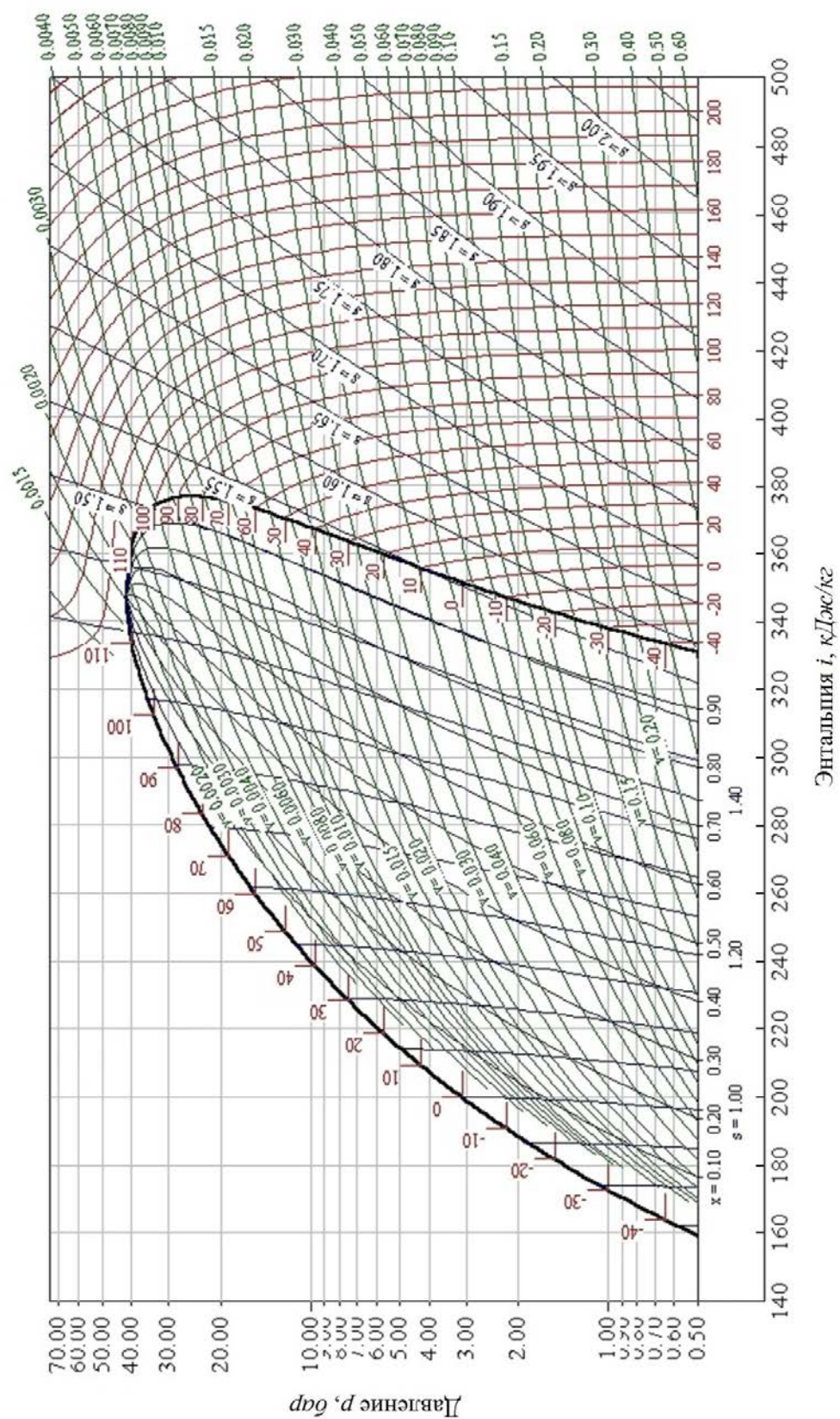


ПРИЛОЖЕНИЕ Н *p*-*i*-диаграмма фреона 11

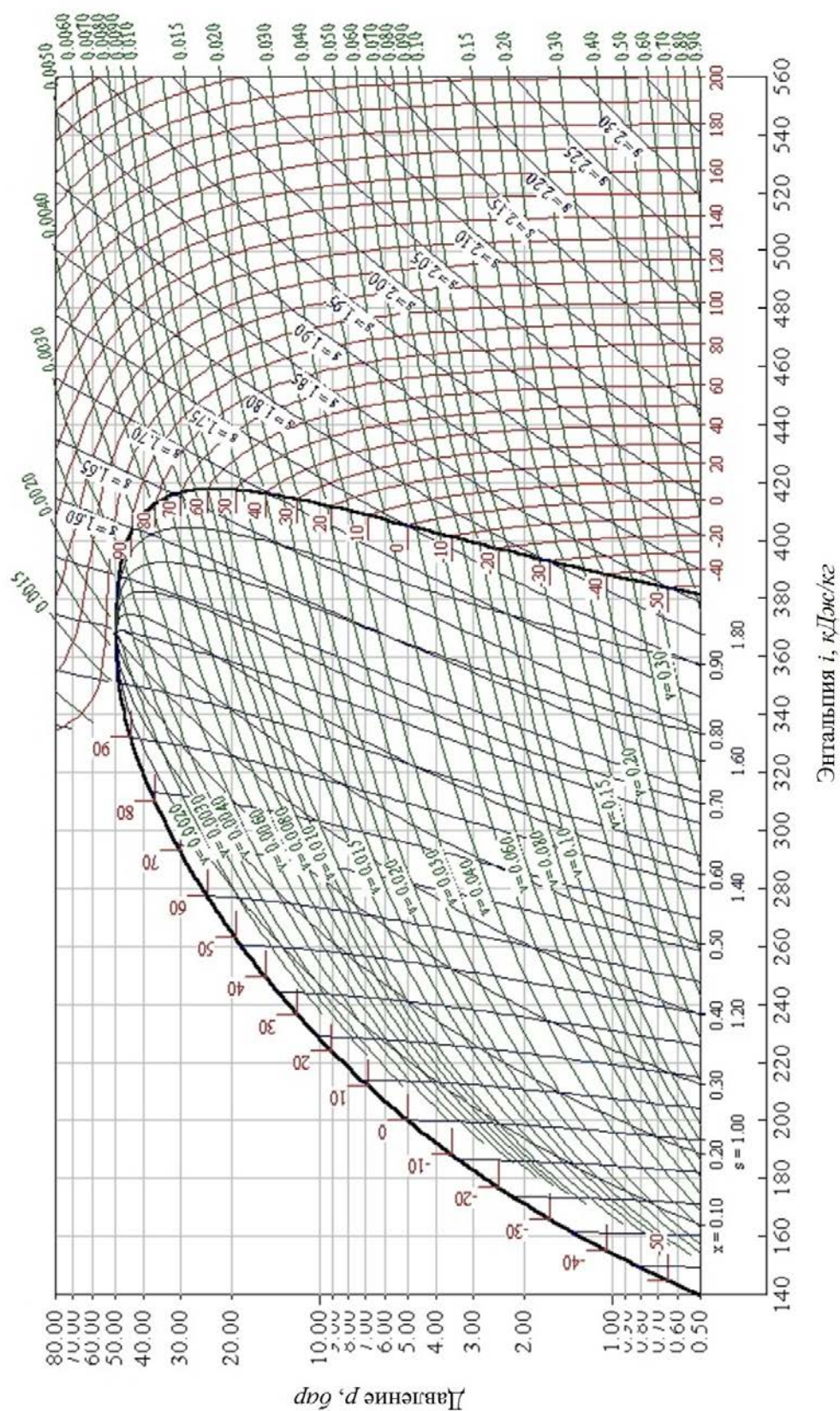


ПРИЛОЖЕНИЕ П

p*i*-диаграмма фреона 12



ПРИЛОЖЕНИЕ Р рi-диаграмма фреона 22



Учебное издание

Системы производства и распределения энергоносителей

Методические указания по выполнению лабораторных работ

Составители:

Тимонов Иван Афанасьевич

Котов Алексей Анатольевич

Корректор *А.С. Прокопюк*

Компьютерная верстка *А.А. Котов*

Подписано к печати 07.07.2025. Формат 60х90¹/₁₆. Усл. печ. листов 3,0.

Уч.-изд. листов 4,0. Тираж 30 экз. Заказ № 134.

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