

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Амурский государственный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой энергетики
_____ Ю.В. Мясоедов
« ____ » _____ 2012 г.

ЭНЕРГОИСПОЛЬЗОВАНИЕ В ЭНЕРГЕТИКЕ И ТЕХНОЛОГИЯХ

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ПО ДИСЦИПЛИНЕ

для специальности

140101.65 – «Тепловые электрические станции»

Составитель: С.П. Присяжная, А.Н.Козлов

Благовещенск
2012

Печатается по решению
редакционно-издательского совета
энергетического факультета
Амурского государственного
университета

А. Н. Козлов

Учебно-методический комплекс по дисциплине
«Энергоиспользование в энергетике и технологиях» для студентов очной
формы обучения специальности 140101.65 «Тепловые электрические станции».
– Благовещенск: Амурский гос. ун-т, 2012, 334 с.

Учебно-методические рекомендации ориентированы на оказание помощи студентам очной формы обучения специальности 140101.65 «Тепловые электрические станции» для формирования специальных знаний о системах производства и распределения технологических энергоносителей предприятий.

© ФГБОУ ВПО Амурский государственный университет, 2012

© А.Н. Козлов

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Энергоиспользование в энергетике и технологиях» является для специальности 140101.65 дисциплиной по выбору и предусмотрена Государственным образовательным стандартом в разделе ОПД под шифром ОПД.В1.

В данном учебно-методическом комплексе отражены следующие вопросы: соответствие дисциплины «Энергоиспользование в энергетике и технологиях» стандарту; показана рабочая программа дисциплины; подробно описан график самостоятельной учебной работы студентов по дисциплине на каждый семестр с указанием ее содержания, объема в часах, сроков и форм контроля; расписаны методические указания по проведению самостоятельной работы студентов; предложен краткий конспект лекций по данному курсу; методические рекомендации по выполнению домашних занятий; показан перечень программных продуктов, реально используемых в практике деятельности студентов; методические указания по применению современных информационных технологий для преподавания учебной дисциплины; методические указания профессорско-преподавательскому составу по организации межсессионного и экзаменационного контроля знаний студентов; комплекты заданий для домашних заданий; фонд тестовых заданий для оценки качества знаний по дисциплине; контрольные вопросы к зачету; карта обеспеченности дисциплины кадрами профессорско-преподавательского состава.

РАБОЧАЯ ПРОГРАММА

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Амурский государственный университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе
_____ В.В. Проказин
«__» _____ 20__ г.

РАБОЧАЯ ПРОГРАММА

Энергоиспользование в энергетике и технологиях

по специальности **140101.65 – Тепловые электрические станции**

Квалификация (степень) выпускника	<i>специалист</i>		
Курс 3, 4	Семестр	6, 7	
Лекции	Семестр 6	36 (час.)	Зачет - 6 семестр
	Семестр 7	16 (час.)	Экзамен - 7 семестр
Практические занятия	Семестр 7	16 (час.)	
Лабораторные занятия	Семестр 6	18 (час.)	
Самостоятельная работа	Семестр 6	22 (час.)	
	Семестр 7	19 (час.)	КСР 30 (час.)
Общая трудоемкость дисциплины	157 (час.), в т.ч. ауд.		86 (час.)

Составитель **А.Н. Козлов, доцент, канд. тех. наук**

Факультет **энергетический**

Кафедра **энергетики**

Рабочая программа составлена на основании Государственного образовательного стандарта ВПО по направлению подготовки дипломированного специалиста 140100 – ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА.

Рабочая программа обсуждена на заседании кафедры энергетики

« 29 » июня 2012г., протокол № 13

Заведующий кафедрой _____ Ю.В. Мясоедов

Рабочая программа одобрена на заседании учебно-методического совета направления подготовки дипломированного специалиста 140100 – ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

« 29 » июня 2012г., протокол № 13

Председатель _____ Ю.В. Мясоедов

(подпись, И.О.Ф)

Рабочая программа переутверждена на заседании кафедры от _____ протокол № _____

« ____ » _____ 20 ____ г., протокол № _____

Заведующий кафедрой _____

(подпись, дата)

_____ И.О.Ф.

СОГЛАСОВАНО

Учебно-методическое
управление

« ____ » _____ 20 ____ г.

СОГЛАСОВАНО

Председатель учебно-методического
совета факультета

Ю.В. Мясоедов

« 29 » июня 2012г.

СОГЛАСОВАНО

Заведующий выпускающей кафедрой
_____ Ю.В. Мясоедов

« 29 » июня 2012г.

СОГЛАСОВАНО

Директор научной библиотеки
_____ Л.А. Проказина

« ____ » _____ 20 ____ г.

1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ДИСЦИПЛИНЫ

Цель дисциплины - изучить общие принципы, структуру и функционирование систем производства и распределения технологических энергоносителей предприятий; овладеть знаниями и навыками расчета и выбора основного и вспомогательного оборудования систем производства и распределения технологических энергоносителей предприятий; способствовать расширению кругозора, проявлению самостоятельности при выполнении расчетов и технико-экономического обоснования принятых технических решений.

Основные задачи дисциплины – приобретение студентами знаний об основных элементах систем производства и распределения технологических энергоносителей (станции и установки по производству сжатого воздуха, холода, продуктов разделения воздуха; системы водо- и топливоснабжения); приобретение навыков пользования методическими нормативными материалами, технической и технологической документацией, современными информационными средствами и технологиями, а также навыков подбора и расчета стандартного основного и вспомогательного оборудования, расчета потребности в технологических энергоносителях, тепловых и материальных балансов установок и элементов систем производства и распределения технологических энергоносителей.

Базовыми для данной дисциплины являются курсы «Физика», «Теоретическая механика», «Высшая математика», «Термодинамика».

2. МЕСТО ДИСЦИПЛИНЫ В СТРУКТУРЕ ООП ВПО:

Дисциплина «Энергоиспользование в энергетике и технологиях» является для специальности 140101.65 дисциплиной по выбору и предусмотрена Государственным образовательным стандартом в разделе ОПД под шифром ОПД.В1.

Изложение содержания дисциплины базируется на математической и общей теплотехнической подготовке и знаниях, полученных при изучении дисциплин:

«Высшая математика», разделы: «Линейная алгебра с элементами аналитической геометрии»;

«Техническая термодинамика» – разделы «Водяной пар. Термодинамические процессы водяного пара», «Истечение пара через сопло», «Циклы паротурбинных установок»;

«Тепломассообмен» – раздел «Теплообмен при изменении агрегатного состояния вещества».

В свою очередь знания и умения, полученные в курсе, являются необходимыми для изучения специальных дисциплин «Тепловые и атомные электрические станции» и «Парогазовые и газотурбинные установки ТЭС» и используются при выполнении расчетных и лабораторных работ по указанным дисциплинам, а также при выполнении дипломных проектов и работ.

3. ТРЕБОВАНИЯ К РЕЗУЛЬТАТАМ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

В результате изучения дисциплины студенты должны **знать**:

- назначение, принцип действия и основные конструкции оборудования систем производства и распределения технологических энергоносителей предприятий;

- схемы станций и установок производства и распределения технологических энергоносителей предприятий;

- физические и физико-химические процессы, протекающие в аппаратах и установках;

- способы совершенствования и анализа схем производства технологических энергоносителей.

Уметь:

- пользоваться методическими нормативными материалами, технической и справочной литературой, современными техническими средствами и информационными технологиями;

- рассчитывать потребность в технологических энергоносителях, тепловые и материальные балансы установок и элементов систем производства и распределения технологических энергоносителей предприятий;

- анализировать схемы производства и распределения технологических энергоносителей предприятий;

- определять эффективность работы оборудования;

- применять методы рационального (энергосберегающего) энергопотребления с учетом требований надежности и экологической безопасности оборудования.

Владеть навыками:

- проведения расчетов по типовым методикам и проектирования отдельных деталей и узлов с использованием стандартных средств автоматизации проектирования;
- организации рабочих мест, их технического оснащения, размещения технологического оборудования в соответствии с технологией производства;
- соблюдения норм техники безопасности и производственной санитарии, пожарной безопасности и охраны труда;
- проведения предварительного технико-экономического обоснования проектных решений по стандартным методикам.

4. СТРУКТУРА И СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ «ЭНЕРГОИСПОЛЬЗОВАНИЕ В ЭНЕРГЕТИКЕ И ТЕХНОЛОГИЯХ»

Общая трудоемкость дисциплины составляет 157 часов.

№ п/п	Раздел дисциплины	Виды учебной работы				Формы текущего контроля
		Лекции (час.)	Практ. занят. (час.)	Лабор. работы (час.)	СРС (час.)	
<i>Семестр 6</i>						
1	Раздел 1 «Энергоносители и системы топливоснабжения» 1.1 Виды, классификация и характеристика энергоносителей 1.2 Системы топливоснабжения. Твердое топливо 1.3 Системы топливоснабжения. Жидкое топливо 1.4 Системы топливоснабжения. Газообразное топливо 1.5 Техника безопасности в топливном хозяйстве	10		4	8	Посещение лекций. Подготовка рефератов.
2	Раздел 2 «Системы технического водоснабжения» 2.1 Требования к качеству и параметрам технической воды 2.2 Системы технического водоснабжения	14		6	6	Посещение лекций. Подготовка рефератов.
3	Раздел 3 «Системы воздухообеспечения» 3.1 Характеристика потребителей сжатого воздуха 3.2 Выбор компрессоров и детандеров	12		8	8	Посещение лекций. Отчеты по выполнению практических работ.
<i>Семестр 7</i>						
4	Раздел 4 «Системы холоднообеспечения» 1.1 Способы получения холода и классификация холодильных установок 1.2 Выбор и расчет компрессора	8	8		10	Посещение лекций. Отчеты по выполнению практических работ.

5	Раздел 5 «Системы обеспечения предприятий продуктами разделения воздуха» 1.1 Характеристика промышленных потребителей 1.2 Свойства газовых смесей и характеристика методов их разделения	8	8		9	Посещение лекций. Отчеты по выполнению практических работ.
---	---	---	---	--	---	---

5. СОДЕРЖАНИЕ РАЗДЕЛОВ И ТЕМ ДИСЦИПЛИНЫ

5.1 ЛЕКЦИИ

Семестр 6

Раздел 1 «Энергоносители и системы топливоснабжения»

Тема 1. Виды, классификация и характеристика энергоносителей. Системы производства и распределения энергоносителей на промышленных предприятиях. Характеристика энергоносителей. Масштабы их производства и потребления. Методика определения потребности в энергоносителях. Графики нагрузок по энергоносителям.

Тема 2. Системы топливоснабжения. Твердое топливо. Направления, масштабы и перспективы использования органического топлива. Топливо-энергетический баланс предприятия. Стоимость топлива. Твердое топливо. Потребители твердого топлива; их требования к марке и качеству топлива; определение часовой и суточной потребности в топливе. Способы доставки твердого топлива. Методы организации и механизации разгрузки топлива. Необходимое оборудование; его конструкции; режимы работы. Хранение и сортировка топлива. Способы подачи топлива потребителям, их аппаратурное и конструктивное оформление.

Тема 3. Системы топливоснабжения. Жидкое топливо. Потребители мазута. Характеристика мазута. Особенности работы на мазуте. Определение потребности в мазуте. Мазутное хозяйство. Установки для разгрузки мазутных цистерн и танкеров. Подогреватели мазута. Мазутохранилища.

Тема 4. Системы топливоснабжения. Газообразное топливо. Расчет и выбор основного и вспомогательного оборудования системы газоснабжения: назначение, схемы, классификация. Состав оборудования. Газовый баланс предприятия. Определение расчетной потребности в газе. Характеристика природных, искусственных и отходящих горючих газов, используемых в качестве технологического сырья и энергоносителя. Производство и транспорт газа. Проблемы очистки, аккумулирование, использование избыточного давления. Системы обеспечения искусственными горючими газами: области использования. Способы получения; технико-экономические показатели. Промысловый и магистральный газопроводы. Газораспределительная станция и газораспределительные пункты. Определение расчетной потребности в газе; графики определения и методы покрытия пиков нагрузки. Общие принципы и порядок расчета разветвленных газопроводов; гидравлический расчет газовых сетей.

Тема 5. Техника безопасности в топливном хозяйстве. Токсичность и взрываемость, утечка горючих газов; испытание газовых сетей на прочность и герметичность. Охрана труда при эксплуатации и ремонтных работах. Защита газопроводов от коррозии. Проблемы защиты окружающей среды. Мероприятия по защите окружающей среды в системах топливоснабжения.

Раздел 2 «Системы технического водоснабжения»

Тема 6. Требования к качеству и параметрам технической воды. Характеристика потребителей технической воды и основные направления ее использования. Требования к качеству и параметрам технической воды. Связь технического водоснабжения промпредприятий с экологическими и социальными проблемами в масштабах региона, города, республики. Методика определения потребности в воде на технологические, противопожарные, хозяйственные и питьевые нужды предприятия.

Тема 7. Системы технического водоснабжения. Назначение, классификация, схемы, состав оборудования. Прямоточные системы технического водоснабжения. Оборотные и бессточные

системы водоснабжения как средство снижения энергозатрат на водопотребление и уменьшение загрязнения окружающей среды. Определение расчетных расходов и давлений для проектирования основных установок и сооружений в прямоточных и оборотных системах водоснабжения. Особенности системы водоснабжения ТЭС.

Раздел 3 «Системы воздухообеспечения»

Тема 8. Характеристика потребителей сжатого воздуха. Состав и свойства атмосферного и сжатого воздуха. Система воздухообеспечения: назначение, схема. Классификация потребителей сжатого воздуха на предприятиях различных отраслей промышленности. Требования к качеству (содержание влаги, пыли, температура) и надежности подачи технологического и силового воздуха. Осушка и очистка воздуха. Определение расчетной нагрузки для проектирования компрессорной станции (КС). Методы определения нагрузок на компрессорную станцию.

Тема 9. Выбор компрессоров и детандеров. Типы компрессорных станций; типовые принципиальные и технологические схемы вспомогательного оборудования. Классификация компрессоров; область применения компрессоров статического (объемного) и динамического сжатия. Теоретический и действительный рабочий процесс поршневого компрессора. Показатели работы поршневых и центробежных компрессоров. Выбор типа и количества компрессоров КС. Расчет технологических схем КС. Регулирование производительности. Работа компрессора на присоединенную сеть. Сети сжатого воздуха. Правила техники безопасности и эксплуатации компрессорных станций.

Семестр 7

Раздел 4 «Системы холодообеспечения»

Тема 10. Способы получения холода и классификация холодильных установок. Применение искусственного холода в промышленности. Системы холодообеспечения: назначение, схемы, классификация. Способы получения холода и классификация холодильных установок. Методика определения потребности в холоде. Холодильные агенты и хладоносители. Действительный цикл паровой компрессионной холодильной установки. Сложные циклы: 2-х ступенчатое сжатие с двойным регулированием полным и неполным промежуточным охлаждением; 2-х ступенчатое сжатие (промежуточный сосуд); 3-х ступенчатый и каскадный циклы.

Тема 11. Выбор и расчет компрессора. Технологические схемы холодильных станций их выбор и расчет. Классификация компрессоров холодильных установок. Понятие эксергии. Тепловой и эксергетический баланс холодильных станций и установок. Абсорбционная и парожеторная холодильные установки, принцип действия, тепловой баланс. Оценка возможностей утилизации ВЭР для получения холода. Выбор и тепловой расчет теплообменных аппаратов холодильных установок. Техничко-экономические показатели систем производства холода. Перспективы совершенствования систем холодообеспечения.

Раздел 5 «Системы обеспечения предприятий продуктами разделения воздуха»

Тема 12 Характеристика промышленных потребителей. Назначение, схема, классификация систем обеспечения предприятий продуктами разделения воздуха. Характеристика промышленных потребителей технического и технологического кислорода, азота, аргона и других продуктов разделения воздуха. Графики и режимы потребления. Идеальные процессы ожижения и замораживания газов. Дифференциальный эффект дросселирования (дроссель-эффект Джоуля-Томпсона).

Тема 13. Свойства газовых смесей и характеристика методов их разделения. Квазициклы ожижения воздуха Линде, Гейландта, Капицы. Методы расчета технологических схем станций разделения и их оборудования. Выбор компрессоров и детандеров. Свойства газовых смесей и характеристика методов их разделения, характеристика продуктов разделения воздуха. Низкотемпературная ректификация, принципиальные схемы ректификационных колонн. Техническая характеристика воздуходелительных установок, особенности расчета регенеративных и рекуперативных теплообменников, низкотемпературная тепловая изоляция.

5.2 ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ

На практических занятиях закрепляются теоретические знания студентов, полученные на лекциях.

В рамках часов отведенных эти занятия, могут быть выполнены следующие практические работы:

1. Определение показателей работы компрессоров (решение задач).
2. Тепловой расчет промежуточного холодильника компрессора.
3. Методика расчета пароконденсационной холодильной установки.
4. Эксергетический баланс холодильных установок.
5. Выбор и расчет компрессора.
6. Графический способ определения температурного напора.
7. Расчет квазициклов Линде, Клода, Гейландта, Капицы.

5.3 ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

На лабораторных занятиях закрепляются теоретические знания студентов, полученные на лекциях.

В рамках часов отведенных эти занятия, могут быть выполнены следующие практические работы:

1. Расчет ПВД и эффективность подогрева конденсата в нем.
2. Расчет охладителя пара.
3. Расчет устройства очистки пара испарителя.
4. Расчет мощности двигателя дутьевого вентилятора.
5. Расчет трубопровода на прочность.
6. Оценка эффективности наддува в котлоагрегате.
7. Аэродинамический расчет дымовой трубы.

6. САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА СТУДЕНТОВ

Самостоятельная работа предусматривает подготовку студентов к лекционным и лабораторным занятиям, а также выполнение курсовой работы.

№ п/п	№ раздела (темы) дисциплины	Форма (вид) самостоятельной работы	Трудоемкость в часах
<i>Семестр 6</i>			
1	Раздел 1 «Энергоносители и системы топливоснабжения»	Подготовка отчетов по выполнению лабораторных работ.	8
2	Раздел 2 «Системы технического водоснабжения»	Подготовка отчетов по выполнению лабораторных работ.	6
3	Раздел 3 «Системы воздухообеспечения»	Подготовка отчетов по выполнению лабораторных работ.	8
<i>Семестр 7</i>			
4	Раздел 4 «Системы холодоснабжения»	Подготовка отчетов по выполнению практических работ.	10
5	Раздел 5 «Системы обеспечения предприятий продуктами разделения воздуха»	Подготовка отчетов по выполнению практических работ.	9

6.1. КУРСОВАЯ РАБОТА

Седьмой семестр

Примерная тема курсовой работы: «Расчёт и выбор компрессорной станции».

Производится приближенный расчет компрессорной станции: выбор типа и количества компрессоров КС. Расчет технологических схем КС. Регулирование производительности. Работа компрессора на присоединенную сеть. Графическая часть представлена принципиальной тепловой и электрической схемами.

7. ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Наилучшей гарантией глубокого и прочного усвоения дисциплины «Энергоиспользование в энергетике и технологиях» является заинтересованность студентов в приобретении знаний. Поэтому для поддержания интереса студентов к материалу дисциплины необходимо использовать различные образовательные технологии и задействовать все атрибуты процесса научного познания.

При преподавании дисциплины «Энергоиспользование в энергетике и технологиях» используется технология блочного обучения.

При чтении лекций по данной дисциплине используется такой неимитационный метод активного обучения, как «Проблемная лекция». Перед изучением раздела обозначается проблема, на решение которой будет направлен весь последующий материал раздела.

При выполнении практических и лабораторных работ используется прием интерактивного обучения «Кейс-метод»: задание студентам для подготовки к выполнению лабораторной работы имитирует реальное событие; с преподавателем обсуждаются цели работы и ход ее выполнения; при защите работы - обсуждение и анализ полученных результатов; обсуждение теоретических положений, справедливость которых была установлена в процессе выполнения лабораторной работы.

8. ОЦЕНОЧНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ТЕКУЩЕГО КОНТРОЛЯ УСПЕВАЕМОСТИ, ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ ПО ИТОГАМ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ И УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ

В процессе изучения дисциплины «Энергоиспользование в энергетике и технологиях» предусмотрены следующие виды промежуточного контроля знаний студентов:

Входной контроль по дисциплине – тестирование.

К промежуточным формам контроля знаний относятся блиц-опрос на лекциях, тестирование и проверочные работы, защита лабораторных и практических работ.

8.1. Вопросы к зачету.

Шестой семестр, летняя сессия

1. Характеристика энергоносителей.
2. Методика определения потребности в энергоносителях.
3. Графики нагрузок по энергоносителям.
4. Топливо-энергетический баланс предприятия. Стоимость топлива.
5. Потребители твердого топлива; их требования к марке и качеству топлива.
6. Определение часовой и суточной потребности в топливе.
7. Хранение и сортировка топлива.
8. Способы подачи топлива потребителям, их аппаратное и конструктивное оформление.
9. Потребители мазута. Характеристика мазута. Особенности работы на мазуте.
10. Газовый баланс предприятия. Определение расчетной потребности в газе.
11. Газораспределительная станция и газораспределительные пункты.
12. Мероприятия по защите окружающей среды в системах топливоснабжения.
13. Характеристика потребителей технической воды и основные направления ее использования.
14. Методика определения потребности в воде на технологические, противопожарные, хозяйственные и питьевые нужды предприятия.
15. Прямоточные системы технического водоснабжения.
16. Обратные и бессточные системы водоснабжения как средство снижения энергозатрат на водопотребление и уменьшение загрязнения окружающей среды.
17. Состав и свойства атмосферного и сжатого воздуха.
18. Характеристика потребителей сжатого воздуха на предприятиях различных отраслей промышленности.
19. Определение производительности компрессорной станции.
20. Основные показатели работы компрессоров и их определение.
21. Признаки классификации компрессоров.
22. Теоретический и действительный рабочие процессы поршневого компрессора.
23. Критерии выбора компрессора и детандера.
24. Типовая схема компрессорной станции с компрессорами объемного сжатия.

25. Типовая схема компрессорной станции с компрессорами динамического сжатия.
26. Работа компрессора на присоединенную сеть.
27. Характеристика компрессора и сети.
28. Способы регулирования производительности компрессоров объемного сжатия.
29. Способы регулирования производительности компрессоров динамического сжатия.
30. T-S диаграмма воздуха. Адиабатический, изотермический и политропный процессы сжатия и их практическое осуществление.
31. Очистка и осушка воздуха.
32. Принцип действия аппаратов очистки и осушки воздуха.

8.2. Вопросы к экзамену.

Седьмой семестр, зимняя сессия

1. Состав и свойства атмосферного и сжатого воздуха.
2. Характеристика потребителей сжатого воздуха на предприятиях различных отраслей промышленности.
3. Определение производительности компрессорной станции.
4. Основные показатели работы компрессоров и их определение.
5. Признаки классификации компрессоров.
6. Теоретический и действительный рабочие процессы поршневого компрессора.
7. Критерии выбора компрессора и детандера.
8. Типовая схема компрессорной станции с компрессорами объемного сжатия.
9. Типовая схема компрессорной станции с компрессорами динамического сжатия.
10. Работа компрессора на присоединенную сеть.
11. Характеристика компрессора и сети.
12. Способы регулирования производительности компрессоров объемного сжатия.
13. Способы регулирования производительности компрессоров динамического сжатия.
14. T-S диаграмма воздуха. Адиабатический, изотермический и политропный процессы сжатия и их практическое осуществление.
15. Очистка и осушка воздуха.
16. Принцип действия аппаратов очистки и осушки воздуха.
17. Способы получения искусственного холода.
18. Требования, предъявляемые к холодильным агентам и хладоносителям.
19. Теоретический цикл парокомпрессионной холодильной установки в T-S и P-H диаграммах.
20. Действительный цикл парокомпрессионной холодильной установки в T-S и P-H диаграммах.
21. Схемы и циклы в T-S диаграмме 2-х ступенчатых холодильных установок с неполным и полным промежуточным охлаждением, с теплообменником.
22. Схемы и T-S диаграмма 3-х ступенчатого и каскадного циклов.
23. Схема и принцип действия абсорбционной холодильной установки.
24. Схема и принцип действия парожеторной холодильной установки.
25. Энергетическое сравнение парокомпрессионной и абсорбционной холодильных установок.
26. Методика расчета парокомпрессионной холодильной установки.
27. Методика расчета абсорбционной холодильной установки.
28. Понятия эксергия, коэффициент работоспособности теплоты.
29. Физический смысл и определение коэффициентов трансформации теплоты, холодильного и теплового.
30. Тепловой баланс парокомпрессионной холодильной установки.
31. Тепловой баланс абсорбционной холодильной установки.
32. T-S и P-H диаграммы холодильных агентов.
33. Идеальные процессы ожижения и замораживания газов.
34. Дроссель-эффект Джоуля-Томпсона.
35. Схемы и квазициклы ожижения воздуха высокого давления.
36. Схемы и квазициклы ожижения воздуха среднего давления.
37. Схемы и квазициклы ожижения воздуха низкого давления.
38. Использование в квазициклах ожижения детандеров.

39. Факторы, способствующие повышению доли ожиженного воздуха и КПД квазициклов.
40. Свойства газовых смесей и характеристика методов их разделения.
41. Низкотемпературная ректификация.
42. Одно- и двухкратная ректификация.
43. Принцип действия ректификационной колонны.
44. Особенности расчета рекуперативных теплообменников воздухоразделительных установок.
45. Графическое определение температурного напора.
46. Конструкции регенеративных теплообменников воздухоразделительных установок.
47. Конструкции рекуперативных теплообменников воздухоразделительных установок.
48. Характеристика продуктов разделения воздуха.
49. Низкотемпературная тепловая изоляция.
50. Расчет низкотемпературной изоляции.
51. Эксергетический баланс холодильных установок.
52. Эксергетический КПД холодильных установок.
53. Выбор и расчет компрессоров холодильных установок.
54. Использование вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) в холодильных установках.

9. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ И ИНФОРМАЦИОННОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ «ЭНЕРГОИСПОЛЬЗОВАНИЕ В ЭНЕРГЕТИКЕ И ТЕХНОЛОГИЯХ»

а) основная литература:

1. Теплогенерирующие установки [Текст] : учеб. / Г. Н. Делягин [и др.]. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : БАСТЕТ, 2009, 2010. - 624 с.
2. Тихомиров, Константин Васильевич. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция [Текст] : учеб. / К. В. Тихомиров, Э. С. Сергеев. - 5-е изд., репр. - М. : БАСТЕТ, 2009. - 480 с. : рис., табл. - Библиогр. : с. 472 .
3. Карелин, Владимир Яковлевич. Насосы и насосные станции [Текст] : учеб. / В. Я. Карелин, А. В. Минаев. - 3-е изд., перераб. и доп. - М. : БАСТЕТ, 2010. - 447 с.

б) дополнительная литература:

1. Теплотехника [Текст] : учеб.: рек. Мин. обр. РФ / под ред. В.Н. Луканина. - 5-е изд., стер. - М. : Высш. шк., 2006. - 671 с.
2. Черняк, Виктор Захарович. Жилищно-коммунальное хозяйство: развитие, управление, экономика [Текст] : учеб. пособие: рек. УМО / В. З. Черняк. - М. : КноРус, 2007. - 392 с.
3. Назмеев, Юрий Гаязович. Теплообменные аппараты ТЭС [Текст] : учеб. пособие: рек. Мин. обр. РФ / Ю. Г. Назмеев, В. М. Лавыгин. - 3-е изд., стер. - М. : Изд-во Моск. энергет. ин-та, 2005. - 260 с.
4. Немцев, Зенон Филимонович. Теплоэнергетические установки и теплоснабжение [Текст] : учеб. пособие: доп. Мин. высш. и сред. спец. обр. СССР / З. Ф. Немцев, Г. В. Арсеньев. - М. : Энергоиздат, 1982. - 400 с.
5. Очистка питьевой и технической воды: примеры и расчеты [Текст] : учеб. пособие / В. Ф. Кожин. - 4-е изд., репр. - М. : БАСТЕТ, 2008. - 304 с.
6. Правила технической эксплуатации тепловых энергоустановок [Текст] : обязательны для всех потребителей электроэнергии независимо от их ведомственной принадлежности и форм собственности / М-во энергетики РФ. - Введ. с 1 октября 2003 г. - М. : НЦ ЭНАС, 2004. - 206 с.
7. Черняк В.З. Жилищно-коммунальное хозяйство: развитие, управление, экономика : электрон. учеб. / В. З. Черняк. - М. : КноРус, 2009. - 1эл. опт. диск (CD-ROM).
8. Цуранов, Олег Алексеевич. Холодильная техника и технология [Текст] : учеб.: рек. УМО / О. А. Цуранов, А. Г. Крысин. - СПб. : Питер, 2004. - 447 с.

в) периодические издания:

1. «Электричество».

2. «Электрические станции».
3. «Энергетик».
4. «Промышленная энергетика».
5. «Электротехника».
6. «Электрика».
7. «Энергохозяйство за рубежом».
8. «Electrical Power and Energy Systems».
9. «IEEE Transactions. Power systems».
10. «Energy Policy».
11. «Вестник ИГЭУ».
12. «Вестник Московского энергетического института».
13. «Известия вузов. Электромеханика».
14. «Известия РАН. Энергетика».
15. «Новости электротехники»
16. «Амурский дилижанс».
17. «Вестник Амурского государственного университета».
18. «Энергетика. Сводный том».
19. «Электротехника. Сводный том»
20. «Теплоэнергетика»
21. «Энергосбережение»

г) программное обеспечение и Интернет-ресурсы:

№	Наименование ресурса	Краткая характеристика
1	http://www.iqlib.ru/	Интернет-библиотека образовательных изданий, в которой собраны электронные учебники, справочные и учебные пособия. Удобный поиск по ключевым словам, отдельным темам и отраслям знаний.

**10. МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ
«ЭНЕРГОИСПОЛЬЗОВАНИЕ В ЭНЕРГЕТИКЕ И ТЕХНОЛОГИЯХ»**

№ п/п	Наименование лабораторий, ауд.	Основное оборудование
1	2	3
1	105 (6) Лаборатория Гидрогазодинамики	Лабораторный комплекс для изучения тепловых процессов и процессов в газах
2	205(6) Лаборатория теплотехники	Лабораторный комплекс для изучения теплотехнического оборудования
3	107а (6) Пристройка к высоковольтной лаборатории	Учебная установка – паровая турбина и вспомогательное оборудование

КРАТКИЙ КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

В основу конспекта лекций положен материал учебного пособия: **Картавская В. М., Коваль Т. В. Технологические энергоносители промышленных предприятий**: Учеб. пособие. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2008. – 253с.

СИСТЕМЫ ТОПЛИВОСНАБЖЕНИЯ

Все энергетические процессы на промышленных предприятиях могут быть разделены на силовые, тепловые, электрохимические и электрофизические, освещение и передача информации (табл. 1.1).

Силовые – процессы, на которые расходуется механическая энергия, необходимая для привода стационарных и мобильных рабочих машин (привод насосов, компрессоров, вентиляторов, транспортного оборудования и др.).

Тепловые – процессы, расходующие теплоту различных потенциалов. Условно разделяются на высоко-, средне- и низкотемпературные и криогенные.

Высокотемпературные процессы осуществляются при температурах выше 773К (500°C): процессы производства стали, ферросплавов, стекла, цемента; выплавка чугуна, никеля; термообработка; нагрев под прокатку, ковку, штамповку; плавление металлов и др.

Среднетемпературные процессы осуществляются при температурах от 423 до 773К (150–500°C): процессы сушки, дистилляции, выпаривания, нагрева, мойки.

Низкотемпературные процессы проходят при температурах от 423 до 120К (150–(-150)°C): отопление, вентиляция, горячее водоснабжение, кондиционирование воздуха и др.

Процессы, проходящие при температурах ниже 120К, относятся к *криогенным* (разделение воздуха, сжижение и замораживание газов и др.).

Электрохимические и электрофизические процессы осуществляются при использовании электрической энергии. К ним относятся электролиз для получения алюминия, магния и др., фотохимические реакции, ионизирующие излучения и т.п.

Большинство энергетических процессов на промышленных предприятиях может быть осуществлено за счет различных энергоносителей. Возможные в различных процессах энергоносители и примерная структура энергоносителя приведена в табл. 1.1 из [9].

В перспективе ожидается некоторое повышение доли силовых процессов при снижении доли высокотемпературных, что определяется быстрым развитием транспорта (особенно трубопроводного и воздушного), орошения, мобильных сельскохозяйственных механизмов, механизации вспомогательных технологических процессов. В структуре энергоносителей ожидается повышение роли электроэнергии и теплоты при снижении количества топлива, непосредственно используемого в технологических процессах.

Энергетические ресурсы могут использоваться в качестве источника энергии в энергетических установках и процессах – *энергетическое использование*, в качестве сырья и материалов – *неэнергетическое*

использование, а также одновременно в качестве сырья и источника энергии или для производства нескольких видов энергии – комплексное использование.

Рассмотрим энергетическое и комплексное использование энергетических ресурсов.

Структура энергопотребления промышленности отличается от структуры по стране в целом, а внутри промышленности – по отраслям и предприятиям (объединениям). В металлургии и промышленности строительных материалов около половины энергопотребления покрывается непосредственным использованием топлива.

В химической промышленности преобладает использование пара и горячей воды (около 50%), затем следует непосредственное использование топлива (около 36%). В легкой и пищевой отраслях промышленности ведущие энергоносители пар и горячая вода, использование которых составляет 44–57% общего энергопотребления.

Выбор экономически целесообразного вида энергоносителей и их рациональной структуры зависит от условий конкретного производства и устанавливается специальными технико-экономическими расчетами.

Потребность промышленных предприятий в энергоносителях устанавливается отраслевыми нормами [10], которые являются средневзвешенными нормами предприятий, ведомств, объединений, отраслей.

Направление, масштабы и перспективы использования органического топлива. Суммарное потребление органического топлива определяется потребностями отраслей народного хозяйства и коммунально-бытовых потребителей. Основные компоненты общего энергопотребления (Р): электропотребление (Е), теплотребление (Q) и топливопотребление (В, т у.т.). Все компоненты Е, Q и В определяют количество органического и ядерного топливопотребления (в суммарном Р возобновляемые и нетрадиционные источники энергии составляют незначительную часть).

В настоящее время темпы роста электропотребления опережают тепло- и топливопотребления, что объясняется ростом электроемкости основных фондов промышленности.

Усложнение промышленного производства постоянно меняет структуру энергопотребления в отдельных отраслях и в целом в промышленности, но практически всегда соблюдается условие:

$$\frac{\Delta E}{\Delta \tau} > \frac{\Delta Q}{\Delta \tau}; \quad \frac{\Delta E}{\Delta \tau} > \frac{\Delta B}{\Delta \tau}.$$

Изменение суммарного мирового энергопотребления может быть представлено графически на рис.1.1 и в табл.1.2. К 2010 г. оно достигнет 20-30 млрд. т у.т.

Наблюдается тенденция роста доли потребления твердого топлива в топливно-энергетическом балансе (ТЭБ) большинства стран, в том числе в России. В будущем общая потребность в топливно-энергетических ресурсах (ТЭР) будет обеспечиваться не только за счет первичного (органического) топлива, но и за счет рационализации топливно-энергетического баланса (ТЭБ), то есть энергосбережения путем увеличения коэффициента полезного

использования топлива (использование ВЭР, совершенствование тепловых и технологических схем, процессов потребления энергии и др.).

Топливо-энергетический баланс промышленного предприятия в качестве неотъемлемых составляющих включает балансы по твердому, жидкому, газообразному топливам и вторичным энергоресурсам устанавливает взаимосвязь между их и поступлением.

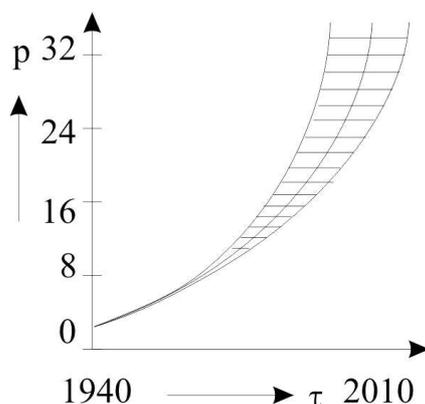


Рис. 1.1. Изменение суммарного мирового энергопотребления

В основе топливо-энергетического баланса лежит материальный баланс, составленный на основе удельных норм потребления энергоресурсов (ТЭР) на реализацию технологий промышленного предприятия.

Для количественной оценки взаимосвязи между потреблением отдельных энергоносителей и обобщения частных материальных и тепловых балансов внутри предприятия успешно применяют математические методы, в частности, метод матричной модели топливо-энергетического баланса. В соответствии с этим методом для каждого энергоносителя составляются уравнения, которые сводят в систему:

$$X_1 = \sum_{j=1}^n a_{1j} x_j + y_1 ;$$

$$X_2 = \sum_{j=1}^m a_{2j} x_j + y_2 ;$$

..... ;

$$X_i = \sum_{j=1}^n a_{ij} x_j + y_i ,$$

где X_i – объем потребляемого энергоносителя (т условного топлива: природный, доменный, коксовый газы, мазут, твердое топливо, электроэнергия); a_{ij} – норма расхода i -го энергоносителя на производство j -го вида продукции (на j -ю технологию); x_j – объем производства j -й технологии; y_i – энергия, отпускаемая сторонним предприятиям в j -ой технологии; i – количество энергоносителей, используемых на промышленном предприятии.

Таблица 1.1

Энергоносители и ориентировочная структура энергопотребления России [9]

Энергетические процессы	Энергоноситель						Структура энергопотребления (% к итогу)			
	Электроэнергия	Пар	Горячая вода	Топливо			Доля процесса в сум. расходе эн. ресурсов	В том числе		
				Газообразное	Жидкое	Твердое		Эл. энергия	Пар и горячая вода	Прямое использование топлива
Силовые	+	+	-	+	+	-	22,5	11,3	1,2	10,0
Тепловые:	+	+	-	+	+	-	76,5	2,5	41,1	32,9
в том числе:										
высокотемпературные	+	-	-	+	+	+	20,5	1,6	-	18,9
средне- и низкотемпературные	+	+	+	+	+	+	56,0	0,9	41,1	14,0
Электрохимические и электрофизические	+	-	-	-	-	-	0,9	0,9	-	-
Освещение и передача информации	+	-	-	-	-	-	0,1	0,1	-	-
Итого							100	14,8	42,3	42,9

Система (1.1) представляет матричную модель топливно-энергетического баланса. Для определения полных затрат энергии решают систему относительно X_i , при условии, что для каждой технологии возможно использование разных энергоносителей (газ, мазут разных марок, электроэнергия и т.д.). Решение системы (1.1) позволяет найти оптимальный вариант топливно-энергетического баланса.

Таблица 1.2

Потребление органического топлива

Вид топлива	Топливопотребление, млрд. т у.т.			
	1980	1990	2000	2050
Уголь	5,2/50	8,9	15/70	90
Нефть	2,8	3,5	4,0	5,0
Газ	2,0	2,2	2,5	5,0
%	10	14,6	21,5	100

Топливо-энергетический баланс промышленного предприятия подразделяют на *фактический*, *плановый* и *перспективный*. Фактический баланс составляют по результатам работы предприятия (он может быть избыточным и дефицитным). Составление фактического баланса дает основание судить об обеспеченности ТЭР промышленного предприятия. *При избыточном балансе* ТЭР направляются буферным потребителям (на пример, ТЭЦ или районная, котельным) либо соседним заводам. При составлении избыточного баланса учитываются неизбежные потери ТЭР (например, для доменного газа – 5%, коксового – 1,2 и природного – 0,5 %).

Плановый и перспективный балансы составляются на предстоящий промежуток времени или с учетом перспективы развития предприятия.

Дефицитный баланс покрывается за счет перевода оборудования на более калорийное топливо, совершенствования теплотехнологий, подключения к сети соседних заводов и более широкого использования ВЭР.

Топливо-энергетический баланс состоит из *приходной* и *расходной* частей. В приходной учитываются все источники топливоснабжения промпредприятия (в том числе и ВЭР); в расходной – потребность агрегатов всех цехов завода.

Топливное хозяйство промышленных предприятий

Топливное хозяйство и системы топливоподачи выполняют определенные задачи, являющиеся частью общего технологического процесса предприятия: взвешивание поступающего топлива, разгрузка, хранение и доставка к технологическим агрегатам и установкам.

Топливным хозяйством называют систему устройств и механизмов, предназначенных для приема, хранения, перемещения и первичной обработки топлива перед использованием. Система, состав и условия работы топливного хозяйства определяются видом, свойствами, использованием и способом доставки топлива.

Твердое топливо. К твердым топливам относятся угли и продукты их переработки, горючие сланцы и торф. Их свойства и характеристики приведены в [6].

Для правильного выбора параметров оборудования топливно-транспортного хозяйства, обеспечения его надежной и эффективной работы необходимо знать следующие свойства твердого топлива:

гранулометрический (фракционный) состав топлива – характеризует крупность кусков топлива, которая определяется рассевкой проб на стандартных ситах (грохотах) с размером ячеек 150, 100, 50, 25, 13, 6, 3 и 0,5 мм. По предельным размерам кусков (мм) твердые топлива подразделяются на классы крупности (сорт): плитный (П, 100-300); крупный (К, 50-100); орех (О, 25-50); мелкий (М, 13-25); семечко (С, 6-13); штыб (Ш, 0-6); семечко со штыбом (СШ, 0-13); мелкий и семечко со штыбом (МСШ, 0-25) и рядовой (Р: 0-200 при подземной добычи, 0-300 – при открытых разработках).

При маркировке углей класс крупности проставляют после условного обозначения марки, цифрами в скобках указывают нижний и верхний пределы крупности;

плотности: действительная (истинная), кажущаяся (объемная) и насыпная.

Действительная плотность (г/см^3) – это отношение массы образца топлива (m) к объему (V_T) входящих в него твердых составляющих, то есть без пор.

Кажущаяся (г/см^3) – это отношение массы (m) образца к объему кусков и частиц топлива ($V_{\text{общ}}$), включающему объем пор и трещин в них.

Насыпная (г/см^3 или т/м^3) – масса частиц, отнесенная к единице занятого ими объема, включающего не только объем пор, но и объем промежутков между частицами в слое. Она определяется как отношение массы топлива, свободно насыпанного в мерный сосуд, к объему этого сосуда;

сыпучесть – подвижность частиц топлива относительно друг друга и прилегающих поверхностей оборудования под действием силы тяжести. Одного всеобъемлющего показателя сыпучести не существует, используют несколько, в том числе: насыпная плотность, угол естественного откоса, фракционный состав, коэффициент внутреннего и внешнего трения, начальное напряжение сдвига;

влажность – гигроскопическая (в пределах гигроскопической влажности сыпучесть топлива – практически постоянна), и *внешняя:* с ее появлением сыпучесть ухудшается.

Граница влажности, при которой начинается налипание топлива на топливно-транспортное оборудование и застревание его по тракту топливоподачи в условиях эксплуатации – *критическая влажность налипания*.

Значение влажности, при которой топливо теряет сыпучие свойства, – *влажность сыпучести угля*.

Внешняя влага так же влияет на способность топлива смерзаться при отрицательных температурах. Минимальная влажность при которой наблюдается его смерзание – *влажность смерзания* (в 3-3,5 раза выше гигроскопической и близка к влажности налипания);

механическую прочность – характеризуется лабораторным относительным коэффициентом размолоспособности ($k_{лo}$) – отношение расхода энергии на измельчение ($\mathcal{E}_{эт}$) эталонного угля (близок к донецкому углю марки АШ) в воздушно-сухом состоянии от определенной крупности до заданной тонины помола к расходу энергии ($\mathcal{E}_и$) на измельчение испытываемого угля в стандартной лабораторной шаровой барабанной мельнице, загруженной фарфоровыми шарами;

абразивность – способность движущихся частиц топлива механически изнашивать поверхности технологического оборудования, с которыми они соприкасаются. Абразивность тем выше, чем больше в угле содержание твердых минералов. Для снижения абразивного износа детали оборудования изготавливают из легированной стали, а пересыпные устройства покрывают износостойкими материалами;

склонность к окислению и самовозгоранию. Окисление топлива происходит при невысоких температурах в условиях хранения на складе (особенно в присутствии влаги). Выделяющаяся при этом теплота (без обеспечения условий отвода) способствует самонагреванию топлива, и при достижении температуры воспламенения начинается самовозгорание.

В наибольшей степени окислению подвержены торф, бурые угли, горючие сланцы, каменные угли марок Д и Г. Чтобы не допустить снижения качества топлива и его самовозгорания при открытом хранении принимают специальные меры защиты: ухудшают условия тепло- и массообмена в штабеле, то есть укладку штабеля производят слоями в 1-1,5 м с уплотнением каждого слоя катками. В случае длительного хранения их обмазывают глинистым или известковым раствором, что позволяет ослабить нагрев поверхности штабеля солнечными лучами; обрабатывают растворами солей $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$, $(\text{NH}_4)\text{CO}_3$, NH_4Cl и газообразным аммиаком, который подается внутрь штабеля (вещества эти называют ингибиторами). Предельные сроки хранения топлива в штабеле от 6 до 24 месяцев;

взрывоопасность – важная характеристика с точки зрения обеспечения безопасной эксплуатации тракта топливоподачи. Взрывоопасна пыль всех топлив с выходом летучих (V^l) 20% и выше. Нижний концентрационный предел взрываемости пыли с размером частиц менее 70 мкм составляет 0,05-0,15 (бурые угли) и 0,1-0,25 кг/м³ (каменные).

теплофизические свойства [6] существенно зависят от состава топлива и условий подвода и отвода теплоты и необходимы при рассмотрении процессов его смерзания, размораживания (см. рис.1.2 из [1]) и подсушки.

Доставка твердого топлива осуществляется железнодорожным (основной вид транспорта) в полувагонах, водным, автомобильным или конвейерным транспортом.

Каждое предприятие оборудуется топливным (расходным) складом с 30-45 дневным запасом топлива. Если дальность перевозки превышает 500-600 км, то запас должен быть не менее чем на 1,5 месяца. Топливный склад должен быть

устроен так *, [1,3-5,7], чтобы потери массы топлива и снижение его качества были минимальными.

Площадь склада (F , m^2) для твердого топлива определяется по формуле

$$F_{ск} = \frac{V_y^{год} n k_o k_p}{12 H \rho_H},$$

где $V^{год}$ – годовой расход данного топлива, т/год; $n = 1,2-2,5$ – кратность запаса; $k_o = 1,1-1,7$ – коэффициент, зависящий от угла естественного откоса; $k_p = 1,5- 1,65$ – коэффициент, учитывающий разрывы между штабелями для проезда и обслуживания; H – расчетная высота штабеля, м; ρ_H – плотность топлива в насыпи, t/m^3 .

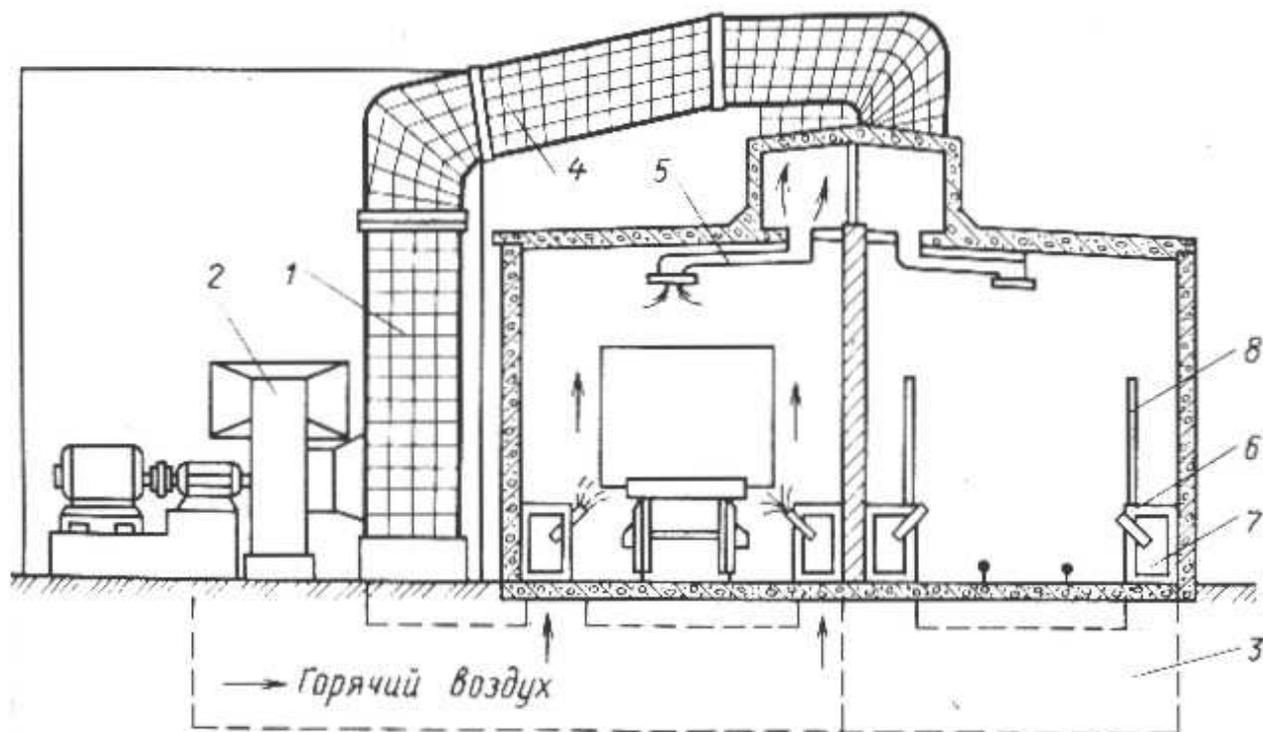


Рис. 1.2. Схема конвективного размораживающего устройства: 1 – калорифер; 2 – вентилятор; 3 – электродвигатель; 4 – рециркуляционный короб; 5 – патрубок рециркуляции; 6 – короб подачи горячего воздуха; 7 – нагнетательный короб; 8 – нагнетательный патрубок

Выбор емкости расходного склада зависит от наличия базисного (основного) склада, предназначенного для длительного хранения топлива на случай перебоев в снабжении, вследствие стихийных бедствий или других причин.

Схема склада угля промпредприятия показана на рис.1.3. Организация и схемы складирования твердого топлива показаны в *, [1,5-8].

Топливное хозяйство должно соответствовать нормам технологического проектирования, согласно которым, в зависимости от расхода топлива, они оборудуются приемно-разгрузочными устройствами с вагоноопрокидывателями (более 150 т/ч), причем – одним

вагоноопрокидывателем (до 600 т/ч) двумя (при расходе топлива более 600 т/ч); при расходе топлива менее 150 т/ч применяют безъемкостные приемно-разгрузочные устройства.

Поступающие вагоны с топливом взвешиваются на железнодорожных весах и направляются в разгрузочные устройства. Разгрузочными устройствами являются вагоноопрокидыватели, конвейеры, многоковшовые перегружатели.

Подготовка твердого топлива заключается в дроблении твердых кусков до оптимального размера, в отсеве мелочи, в сортировке и составлении при необходимости топливных смесей. Подготовка топлива включает в себя и его просушку.

Предельные сроки хранения углей в зависимости от склонности к окислению и самовозгоранию составляют от **48 месяцев** (бурые угли: рядовые, обогащенные, в брикетах; каменные: типа Д – рядовые, ДС – Печерского и Кузнецкого бассейнов) до **12-36 месяцев** (каменные угли типа Г, Т, СС, К, КЖР и другие бассейнов: Донецкий, Кузнецкий, Экибастузский, Печорский, Кизяковский, Нерюнгринский; антрацит, полуантрациты и каменные угли типа АРШ, А, и другие бассейнов: Донецкий, Кузнецкий, Печорский, Черемховский (Д)).

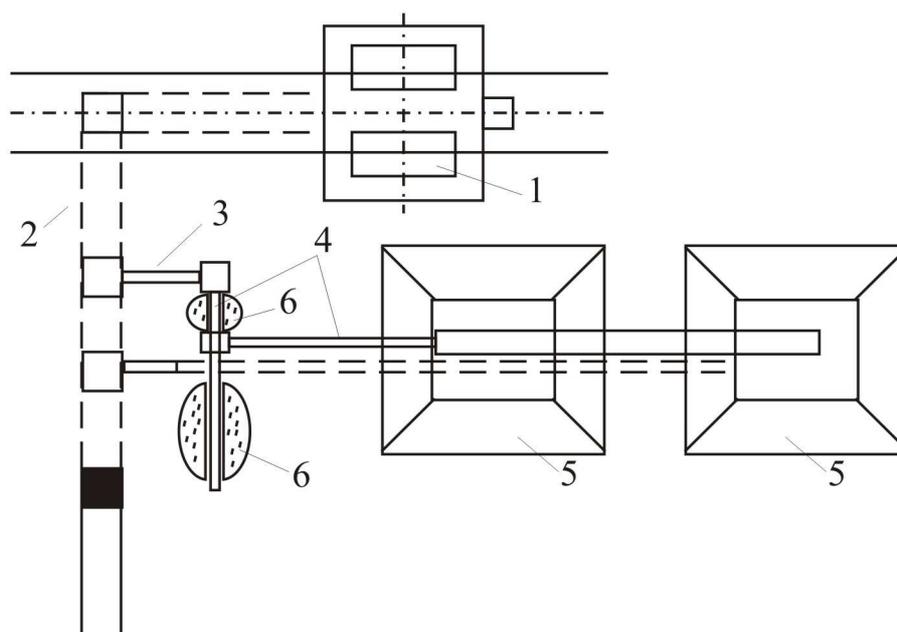


Рис. 1.3. Склад угля промпредприятия: 1 – вагоноопрокидыватель, 2, 3, 4 – система ленточных конвейеров, 5 – основные штабели, 6 – буферные (расходные) штабели, 7 – подземные конвейеры для подачи угля со склада

Жидкое топливо. Основной вид жидкого топлива на промышленных предприятиях – сернистые мазуты. Мазут представляет собой смесь тяжелых остатков прямой перегонки и крекинга (разложения нефтяных продуктов при температуре 450-550°С) и является сложной коллоидной системой, способной образовываться в области температуры застывания псевдокристаллическую структуру с пониженной текучестью.

По сравнению с нефтью мазут характеризуется повышенной вязкостью и плотностью, содержит значительное количество асфальто-смолистых веществ и большее, чем исходные нефти, количество серы и ванадия.

Элементарный состав и свойства мазута приведены в [6]. В зависимости от значения условной вязкости ($^{\circ}\text{УВ}$), *отношения времени истечения 200мл мазута при заданной температуре ко времени истечения такого же объема дистиллированной воды при 20 $^{\circ}\text{C}$* , мазуты подразделяются на марки. Марка мазута характеризует максимальное значение $^{\circ}\text{УВ}$ при температуре 50 $^{\circ}\text{C}$.

Вязкостью мазута определяются способы и длительность наливных и сливных операций, условия транспортировки и эффективность работы форсунок. В процессе хранения мазута вязкость увеличивается. При понижении температуры ниже 75 $^{\circ}\text{C}$ вязкость его резко повышается. *Температура*, при которой он застывает настолько, что при наклоне пробирки с мазутом по углом 45 $^{\circ}\text{C}$ уровень его остается неподвижным в течение 1 мин., принимают за *температуру застывания мазута*.

Плотность мазута указывают при температуре 20 $^{\circ}\text{C}$.

Температура вспышки и температура воспламенения мазута характеризуют пожарную опасность при его хранении.

Температура вспышки – наименьшая температура (60-240 $^{\circ}\text{C}$), при которой нагретый мазут выделяет такое количество паров, что их смесь с воздухом при атмосферном давлении вспыхивает при поднесении к ней пламени. При этом мазут еще не загорается.

Температура воспламенения – температура мазута, при которой при поднесении пламени к нему за вспышкой загорается сам мазут (500-600 $^{\circ}\text{C}$) и горит в течение не менее 5с.

Вязкость мазута и содержание в нем примесей (механических, золы и воды) снижают его потребительские качества (осаждаются механические примеси при транспортировке, подогреве и хранении; снижается теплота сгорания при наличии воды) и усложняет эксплуатацию мазутного хозяйства. Для стабилизации мазута и облегчения очистки поверхностей нагрева топливоиспользующих агрегатов (например, котлов) применяют различные жидкие присадки. Для снижения содержания водных эмульсий в мазуте применяют активные стабилизаторы (асфальтены и смолы).

Мазут доставляется в основном по железной дороге в цистернах грузоподъемностью 50,60 и 90 т. Трубопроводный транспорт используется на предприятиях, расположенных вблизи нефтеперерабатывающих заводов. Для разгрузки железнодорожных цистерн сооружается специально оборудованное приемно-сливное устройство. Мазут из цистерн сливается в междельсовые каналы, по которым он самотеком направляется в приемную емкость. Мазут марок М40 и М100 предварительно разогревают соответственно до температуры 60 и 80 $^{\circ}\text{C}$. Мазут марки М200 транспортируется только по трубопроводам непосредственно с нефтеперерабатывающего завода и разогрев его острым паром не допускается.

Разогрев мазута в цистернах без паровой рубашки производится открытым паром (рис.1.4). Для этого предусматривается эстакада по всей длине фронта разгрузки с площадями обслуживания парового разогревательного устройства. Дополнительно предусматривается контрольный разогрев мазута в сливных каналах путем подачи в них горячего мазута, а сливные каналы оборудуются трубчатыми подогревателями.

Приемные и хранилищные емкости также оборудуются паровыми змеевиками для местного разогрева мазута до 60-80°C. В системе мазутного хозяйства используется пар давлением 0,6-1,2 МПа. Давление пара в мазутных подогревателях должно быть выше давления мазута.

При использовании жидкого топлива в качестве основного подача его производится по двум магистралям пропускной способностью каждой 75% максимальной нагрузки.

При использовании мазута в качестве резервного, аварийного или растопочного – по одиночным трубопроводам. Изменение температуры мазута по трассе от подогревателей до потребителей не должно превышать 1,0-1,5°C на каждые 100м.

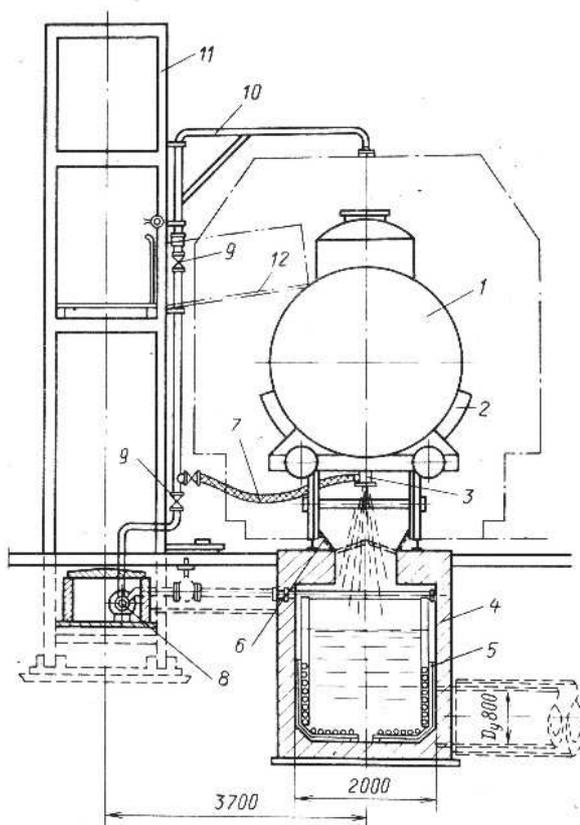


Рис. 1.4. Устройство для контактного разогрева и слива мазута из цистерн: 1 – железнодорожная цистерна, 2, 3 – сливной прибор, 4 – межрельсовый сливной желоб, 5 – трубчатые подогреватели, 6 – крышки желоба, 7 – паровой шланг, 8 – паропровод, 9 – поворотная колонка для присоединения шланга контрольного подогревателя, 10 – эстакада, 11 – перекидной мостик

Для подачи мазута к форсунка технологических агрегатов и установок служит мазутонасосная, в которой организуется непрерывная его циркуляция (насосы и подогреватели) для поддержания необходимой температуры мазута в мазутохранилище. В местах отбора мазута в резервуарах устанавливаются змеевиковые подогреватели.

Холодное хранение мазута в резервуарах разрешается при его температуре не ниже 10°C. При этом за двое суток до ввода его в эксплуатацию должен производиться разогрев мазута.

Прокладка мазутопроводов надземная в одном канале с паропроводами обогрева.

Резервуары основного мазутного хранилища выполняются наземными железобетонными или металлическими, емкостью до 10 и 20 тыс. м³.

Запас мазута: при доставке по железной дороге – на 15 суток, при доставке по трубопроводу – на 2-3 суток.

Схемы мазутного хозяйства приведены в *, [1,4,5,7].

Газообразное топливо. Газовое хозяйство промышленных предприятий несложно, относительно дешево по капитальным затратам и наиболее надежно в эксплуатации. Для газоснабжения применяются природные (естественные) и искусственные горючие газы. Характеристика и свойства газов приведены в [6].

Подача газов на предприятие может осуществляться от магистрального распределительного газопровода, от внешней газораспределительной станции (ГРС).

Обычно предприятия подключаются к распределительным газопроводам с избыточным давлением газа в них до 0,6 МПа. Присоединение к газопроводам с большим давлением должно быть специально обосновано. От подземного магистрального газопровода отвод газа производится подземной линией.

Если, кроме основного вида топлива (природный газ), предприятие располагает резервным топливом (обычно мазут), то отвод газа – однолинейный. Если резервного топлива нет, то должны быть два независимых отвода газа (схеме двойного или кольцевого газопровода с пропускной способностью каждой нитки, равной 75% максимального расхода газа).

Давление газа, поступающего на предприятие, снижается в газораспределительном (газорегуляторном) пункте (ГРП) путем редуцирования до требуемой величины. От ГРП снабжаются потребители (цеха) предприятия. ГРП автоматизированы и оборудованы средствами защиты.

В газовом хозяйстве промышленных предприятий, имеющих потребителей газа с разными давлениями, принимаются схемы с двухступенчатым регулированием на ГРП и в ГРУ – у потребителей, требующих дополнительного снижения давления газа.

Системы газоснабжения

Широкое преимущество использования газообразного топлива как энергоносителя объясняется его низкой стоимостью по сравнению со стоимостью шахтной открытой добычей угля, более дешевой доставкой и тем, что при его использовании в качестве топлива улучшаются качество продукции, технология производства, условия труда, уменьшаются выбросы загрязняющих веществ и повышается КПД и производительность установок.

Так при переводе мартеновских печей на природный газ (вместо мазута) увеличивается выплавка стали на 10%, снижается расход топлива.

При переводе вращающихся печей на газ расход топлива в цементном производстве снижается на 3-5 %, для нагревательных печей заготовительного производства машиностроительных заводов – на 5-15%.

Наряду с природным газом исключительно важна роль искусственных горючих газов в доменном и коксовом производствах металлургических заводов.

На рис. 1.6 представлена классификация газообразного топлива природного и искусственного происхождения.

Рис. 1.6. Классификация газообразных топлив, использующихся в качестве технологического сырья и энергоносителя

По запасам природного газа Россия занимает первое место в мире, разведано около 800 газовых и газонефтяных месторождений. Основные запасы газа в Уренгойском, Заполярном, Медвежьем, Ямбургском месторождениях.

В составе природного газа: до 98 % метана (CH_4); оксид углерод (CO), водород (H_2), этан (C_2H_6), пропан (C_3H_8), бутан (C_4H_{10}), пентан (C_5H_{12}), этилен (C_2H_4), бензол (C_6H_6) и др.

Природный газ трех видов: чисто газовых месторождений, газоконденсатных и нефтяных (попутный нефтяной газ). Первые – практически

сухие газы (содержание жидкости менее 10 г/м^3), во вторых – присутствует конденсатная фракция (бензиновая) высокомолекулярных углеводородов, поэтому при добыче этот газ подвергают очистке от бензиновой фракции.

Нефтяной газ – побочный продукт, получаемый из нефтяных скважин при добыче нефти, он растворен в нефти или находится в свободном состоянии над ее поверхностью. В его состав – углеводороды метанового ряда C_nH_{2n+2} .

Газы сухой перегонки (см. табл.1.3):

коксый (нагрев топлива без доступа окислителя до $900-1000^\circ\text{C}$), в составе кокс, коксовый газ: $H_2 \sim 58\%$, $CH_4 = 23\%$, $O_2+N_2 = 17\%$, $CO = 7\%$, $CO_2 = 2\%$, теплота сгорания $Q_H^c = 16,55 \text{ МДж/м}^3$ (из донецкого угля); из сланцев – в составе газ суммарное содержание $H_2+CH_4 \sim 62\%$;

полукоксый (нагрев до $500-600^\circ\text{C}$), в составе кокс, полукоксый газ: $CH_4=28-60\%$, $N_2 = 1,5-14\%$, $CO_2 = 8-11\%$, $H_2S = 0,4-1,5\%$, $CO = 7-11\%$, $H_2 = 7-11\%$; теплота сгорания $Q_H^c = 15-23 \text{ МДж/м}^3$.

При газификации (процесс нагрева при частичном сжигании) в зависимости от состава дутья образуются: воздушный ($N_2 = 51 \%$, $H_2 = 13 \%$, $CO = 25 \%$, $CO_2 = 6 \%$, $O_2 = 0,2 \%$, $H_2O = 4,2 \%$); водяной (до 50% – H_2 , до 40% – CO); паровоздушный, смешанный, парокислородный и генераторный газы (см. табл.1.3).

В процессах деструктивного разложения жидкого топлива образуются газы в количестве: жидкофазный процесс – выход $40-60 \text{ м}^3/\text{т}$ сырья, парофазный (крекинг) – выход $200-250 \text{ м}^3/\text{т}$ сырья, пиролиз – выход $450-600 \text{ м}^3/\text{т}$ сырья. Эти газы в отличие от нефтяного содержат большее количество непредельных углеводородов олефинового ряда и являются исходным сырьем для промышленных реакций органического синтеза.

Состав и основные свойства горючих газов приведены в [6].

Таблица 1.3

Характеристика искусственных горючих газов

Наименование	Способ получения	Состав и свойства
1	2	3
Коксовый газ	Сухая перегонка при температуре $t = 900-1000^\circ\text{C}$	$350 \text{ м}^3/\text{т}$ исходного сырья $\rho = 0,5-0,9 \text{ кг/м}^3$ H_2 до 58% , $CH_4 = 23 \%$, $CO = 7 \%$, $O_2 = 8 \%$, $N_2 = 8 \%$, $CO_2 = 2 \%$ $Q_H^c = 16,6-18,5 \text{ МДж/м}^3$
Полукоксый газ	То же, при температуре $t = 500-600^\circ\text{C}$	$\rho = 0,97-1,36 \text{ кг/м}^3$ $H_2=7-11 \%$, $CH_4 = 28-60 \%$, $CO = 7-11 \%$, $N_2 = 1,5-14 \%$, $H_2S = 0,4-1,5 \%$, $CO_2 = 8-11 \%$ $Q_H^c = 12,3-27,3 \text{ МДж/м}^3$

Продолжение табл. 1.3

1	2	3
Воздушный	Газификация (нагрев при частичном сжигании) в зависимости от дутья: воздух, пар, паровоздушная смесь.	$\rho = 1,11-1,13 \text{ кг/м}^3$ $\text{H}_2 = 13 \%$, $\text{CH}_4 = 28-60 \%$, $\text{CO} = 25 \%$, $\text{N}_2 = 51 \%$, $\text{CO}_2 = 6 \%$, $\text{O}_2 = 0,2 \%$, $\text{H}_2\text{O} = 4\%$ $Q_{\text{H}}^{\text{c}} = 4,5-5,7 \text{ МДж/м}^3$
Водяной		$\rho = 0,7 \text{ кг/м}^3$ $\text{H}_2 = 50 \%$, $\text{CO} = 40 \%$, $\text{H}_2\text{O} = 10 \%$ $Q_{\text{H}}^{\text{c}} = 10 \text{ МДж/м}^3$
Смешанный: коксодоменный, природно-доменный, природно-коксовый (а так же парокислородный и генераторный)		состав в зависимости от соотношения смешиваемых компонентов $\rho = 0,7-1,24 \text{ кг/м}^3$ $Q_{\text{H}}^{\text{c}} = 7,5-30,2 \text{ МДж/м}^3$
Газ подземной газификации		$Q_{\text{H}}^{\text{c}} = 2,4-3,6 \text{ МДж/м}^3$
Доменный газ	Производство чугуна	$Q_{\text{H}}^{\text{c}} = 3,2-4,0 \text{ МДж/м}^3$
Нефтяной крекинг-газ, нефтяной пиролизный газ	Крекинг нефтепродуктов – при $t=650-750^\circ\text{C}$ при атмосферном давлении; жидкофазный, выход $40-60 \text{ м}^3/\text{т}$ исходного сырья, парофазный крекинг, выход $200-250 \text{ м}^3/\text{т}$ и при пиролизе – $450-600 \text{ м}^3/\text{т}$	В основном непредельные углеводороды – сырье для промышленных реакций органического синтеза $Q_{\text{H}}^{\text{c}} = 40-60 \text{ МДж/м}^3$
Сжиженный газы: пропан C_3H_8	сжижение при давлении $0,1 \text{ МПа}$: $t_{\text{H}} = -42,1^\circ\text{C}$	$\rho_{\text{r}} = 2,0 \text{ кг/м}^3$ $\rho_{\text{H}}^{\text{ж}} = 582 \text{ кг/м}^3$ $\text{C}_3\text{H}_8 = 97,9 \%$ $Q_{\text{H}}^{\text{c}} = 91,3 \text{ МДж/м}^3$
бутан C_4H_{10}	$t_{\text{H}} = -0,6^\circ\text{C}$	$\rho_{\text{r}} = 2,7 \text{ кг/м}^3$ $\rho_{\text{H}}^{\text{ж}} = 600 \text{ кг/м}^3$ изобутан – $23,7 \%$ н-бутан – $7,34\%$ $Q_{\text{H}}^{\text{c}} = 119 \text{ МДж/м}^3$

1	2	3
изопентан C ₆ H ₁₂	t _н =+28°C	ρ _г =3,46 кг/м ³ ρ _н ^ж =625 кг/м ³ C ₆ H ₁₂ =95 % Q _н ^с =146,3 МДж/м ³
Н-пентан C ₅ H ₁₂	t _н =+36,2°C	ρ _г =3,46 кг/м ³ ρ _н ^ж =637 кг/м ³ C ₅ H ₁₂ =94,5 % Q _н ^с =146,3 МДж/м ³
Гексан C ₆ H ₁₄	t _н =+69°C	ρ _г =3,84 кг/м ³ ρ _н ^ж =644 кг/м ³ C ₈ H ₁₄ =98 % Q _н ^с =173 МДж/м ³

Токсичность и взрываемость газов. Токсичные газы содержатся как в исходном объеме горючих газов, так и в продуктах сгорания. Это оксид углерода (CO), сероводород (H₂S), сероуглерод (CS₂), аммиак (NH₃), цианистый водород (HCN) и продукты горения – оксиды серы (SO₂) и азота (NO_x) этилен, метилмеркаптан и др.

Оксид углерода CO присутствует в искусственных и природных газах. Имеет слабый запах чеснока и плотность ниже плотности воздуха, замещает кислород (O₂) крови в молекулах оксигемоглобина и его соединений с образованием молекулы карбоксигемоглобина, – наступает кислородное голодание. Первая помощь – вдыхание кислорода, покой.

Сероводород H₂S – в горючих газах, плотность больше плотности воздуха; имеет запах тухлых яиц; вызывает паралич дыхательных органов. Помощь – та же.

Сероуглерод CS₂ – в горючих газах сухой перегонки серосодержащих топлив, имеет запах редьки; плотность больше плотности воздуха; действует наркотически; парализуя деятельность коры головного мозга. Помощь – та же, искусственное дыхание.

Аммиак NH₃ – в неочищенном коксовом газе, имеет запах нашатырного спирта; действует на слизистые оболочки верхних дыхательных путей и глаз, вызывая приступы удушающего кашля, слезотечение, головную боль, расстройство дыхания и кровообращения. Первая помощь – эвакуация на свежий воздух, вдыхание паров уксусной кислоты и 10 % раствора метанола в хлороформе.

Цианистый водород HCN сопутствует высокотемпературной газификации каменных углей, образуется при взаимодействии NH₃ с раскаленным коксом; имеет запах неприятного дыхания; вызывает потерю сознания и паралич дыхания.

В табл. 1.4 представлены ПДК токсичных газов.

Таблица 1.4

ПДК токсичных газов

Токсичные газы	ПДК в воздухе рабочей зоны, мг/м ³	ПДК в атмосфере воздуха, мг/м ³	
		Максимально разовая	Среднесуточная
CO	20	3,0	1,0
H ₂ S	10	2,0	0,008
CS ₂	1	0,03	0,005
NH ₃	20	0,2	0,2
HCN	0,3	-	-
SO ₂	10	0,5	0,05
NO _x	5	2,0	0,085
Метилмеркаптан	-	9·10 ⁻⁶	9·10 ⁻⁶

При их однонаправленном воздействии суммируются отношения концентраций газов к их ПДК:

$$\sum \frac{C_i}{ПДК_i} \leq 1 \quad (1.2)$$

Если выражение (1.2) > 1, то необходимы режимные мероприятия и очистка газов, отводимых в атмосферу.

Горючие газы в смеси с воздухом в определенной пропорции образуют взрывоопасные смеси. Смеси с минимальным и максимальным содержанием горючего газа в воздухе (об. %), способные взрываться в контакте с огнем, характеризуются нижним и верхним пределами взрываемости (см. табл.1.5).

Таблица 1.5

Пределы взрываемости горючих газов

Горючий компонент	Предел взрываемости	
	Нижний, z _Н	Верхний, z _В
H ₂	4,2	74
CO	12,4	75
CH ₄	5,4	15
C ₂ H ₆	3-5,8	10,7-15
C ₂ H ₄	3-4	34
C ₃ H ₆	2,2	9,7
H ₂ S	4,3	45,3

Для многокомпонентного горючего газа, образующего взрывоопасную смесь с воздухом, предел взрываемости определяется по формулам:

$$z_{Н}^{\Sigma} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{r_i}{z_{Вi}}}, \quad z_{В}^{\Sigma} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{r_i}{z_{Вi}}},$$

где r_i – объемные доли горючих компонентов.

При возрастании температуры и давления и при наличии в смеси пыли и водяных паров пределы взрываемости расширяются. При наличии в газах N_2 пределы взрываемости сужаются.

Наибольшую опасность взрыва представляют газы, или их смеси, у которых большой диапазон взрываемости. К ним относятся H_2 , CO , H_2S .

Для обнаружения утечки природных газов их подвергают одоризации на промысле или газораспределительной станции путем ввода веществ с сильным запахом. Для этого используют этилмеркаптан (C_2H_5SH), содержащий 51,5 % летучей серы ($t_{кип}=34,7$ °C), получаемой при переработке сернистой нефти (0,016 кг на $1000m^3$ газа).

Обнаружение утечек производится также: с помощью газоанализаторов; поджиганием газа, вытекающего из скважин, пробуренных над газопроводом (при подземной прокладке через каждые 2-3 м трассы) в зоне повреждения.

Испытания газовых сетей на прочность и герметичность.

Все газопроводы после их сооружения, до испытаний на прочность и герметичность, подвергаются очистке путем их промывки водой и продувки воздухом: подземных – после укладки и засыпки; наземных – после прокладки и обваловывания; надземных – после укладки и крепления на опорах, подключения агрегатов и аппаратов.

Испытания на прочность и герметичность проводятся после полной готовности участка или всего трубопровода *гидравлическим или пневматическим способом* при рабочем давлении ($P_{раб}$) в течение 12 ч (на герметичность) и 24ч (на прочность). При этом допускается снижение давления на 1 % в течение 12ч (пневматический способ испытания на прочность).

Поиск утечек во внутрицеховых и обвязочных газопроводах производится путем нанесения мыльной эмульсии на резьбовые и сварные соединения узлов приборов и оборудования, выходов труб из цеховых перекрытий и стен.

Защита газопроводов от коррозии. Все стальные *подземные газопроводы* защищают от химической и электрической коррозии, которые зависят от коррозионности грунтов. Применяют *пассивную* и *активную защиту* газопроводов от коррозии.

Пассивная – покрытие противокоррозийной изоляцией (битум, битуморезиновые и пластмассовые покрытия) на заводе-изготовителе.

Активная – отвод блуждающих электрических токов и организованный возврат их к электрическим сетям и установкам постоянного тока (заземление, электрическое соединение с рельсом электротранспорта и др.). Работа защитных установок контролируется службами Горгаза.

Охрана труда и техника безопасности при эксплуатации и ремонтных работах газового хозяйства промпредприятий. Все помещения, где прокладывают газопроводы и установлено газоиспользующее оборудование (печи, реакторы и др.) относят к газоопасным и взрывоопасным. Они оборудуются непрерывно действующей приточно-вытяжной (принудительной) вентиляцией и должны иметь два входа в разных концах цеха, должны быть не доступны тем, кто не участвует в эксплуатации и ремонте газового хозяйства и оборудования технологических линий.

По степени взрывоопасности относятся ко 2-ой категории (А и Б):

А – компрессорное оборудование смесительно-повысительных станций коксового и природного газов; ГРС и ГРП природного газа, склады и газораздаточные сооружения сжиженных газов и др;

Б – ГСПС горючих газов, неогороженных в категории А, газоочистки доменного и конверторного газов.

Персонал должен быть специально обучен. Сварочные работы выполняются на газопроводах под давлением 6,8-13,6 кПа, как исключение – при давлении 27,2 кПа. Работы в камерах печей и другого газоиспользующего технологического оборудования проводятся после останова его, отключения всех газопроводов заглушками и при непрерывной вентиляции рабочих камер, в которых производятся работы. В качестве освещения используют переносные лампы (с предохранительным сетчатым каркасом) под напряжением 12 В (электрический кабель осветительного прибора помещают в резиновый шланг).

Добыча природного газа и дальнейшее газоснабжение. Глубина залегания газовых пластов достигает 3000 м и более. Природный газ добывается из скважин, глубина залегания которых определяется глубиной залегания газовых пластов, и транспортируется по газопроводам. На рис.1.7 приведена принципиальная схема добычи, транспорта и распределения природного газа.

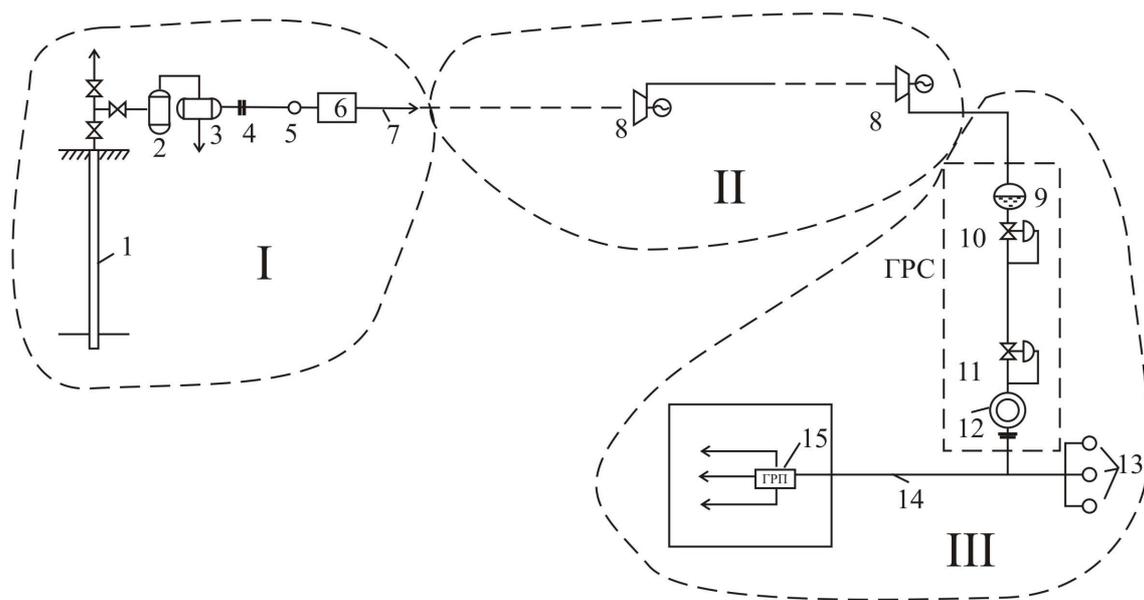


Рис. 1.7. Принципиальная схема добычи, транспорта и распределения природного газа: 1 – скважина; 2 – первичный пылеотделитель от механических примесей; 3 – сепаратор для улавливания взвешенной влаги; 4 – измерение расхода газа; 5 – коллектор для сбора газа из различных скважин; 6 – очистка и осушка газа; 7 – магистральный газопровод; 8 – компрессорная станция; 9 – газораспределительная станция; 10,11 – регуляторы 1 и 2-ой ступеней; 12 – одоризатор; 13 – газгольдеры; 14 – газораспределительный трубопровод; 15 – ГРП

Давление газового пласта составляет 7,0-40,0 МПа. При среднем давлении 17,0-18,0 МПа газ выходит из скважины за счет пластового давления и выносит с собой большое количество частиц твердой породы и воды. На выходе из

скважин газ направляется на очистку и подсушку, которые осуществляются здесь же на месте добычи.

Для очистки от твердых веществ используют механические способы очистки (центробежные сепараторы). При наличии в газе H_2S и CO_2 его очищают от них.

Необходимость подсушки газа вызвана тем, что при взаимодействии воды с углеводородами образуются кристаллогидраты ($CH_4 \cdot 7H_2O$, $C_3H_8 \cdot 18H_2O$), которые забивают газопроводы, уменьшая их сечение. *Осушка* производится в процессах абсорбции (поглощение влаги (паров) жидкостью) и адсорбции (поглощение влаги твердыми веществами). Освобождают газ и от мелких углеводородных жидкостей и бензина.

Снабжение природным газом промышленных предприятий. Промышленные предприятия снабжаются газом из магистральных газопроводов от подземных природных месторождений, подземных хранилищ и газгольдеров – емкостей, в которых хранится сжиженный газ.

Газоснабжение предприятий осуществляется по газопроводам высокого давления (от 0,3-1,2 МПа), среднего давления (0,05-0,13 МПа) и низкого (до 0,05 МПа).

Крупные заводы с большим расходом газа (200-500 тыс. $m^3/ч$), например, металлургические, имеют разветвленные газовые сети.

Газ поступает по распределительным газопроводом в центральный ГРП, а от него межцеховыми газопроводами – к цеховым регулировочным пунктам. Внутрицеховые и цеховые газопроводы распределяют газ по отдельным агрегатам, разводка газа к отдельным горелкам осуществляется обвязочными газопроводами.

При расположении цехов на большом расстоянии друг от друга ГРП располагаются в цехах, по возможности вблизи агрегатов с большим потреблением газа, что стабилизирует давление перед горелками.

При компактном расположении цехов устанавливается один центральный ГРП или несколько цеховых ГРП в одном помещении. Могут устанавливаться открытые ГРП, вне помещений, при этом они снабжаются сетчатыми ограждениями, приборы же устанавливаются в закрытых шкафах.

Межцеховые газопроводы изготавливаются из бесшовных труб малоуглеродистой стали, укладываются с уклоном 0,003 для перемещения образующегося конденсата и сбора его в сборниках. Газопроводы снабжаются компенсаторами для компенсации температурных удлинений труб.

Схема межцеховых газопроводов показана на рис.1.8.

Схема газопроводов на агрегате показана на рис.1.9.

Перед пуском агрегата необходимы

продувка трубопровода (10) через свечу (12);,

продувка ответвлений к агрегату [через (3), (4) и (7)];

взятие проб газа через штуцер (15) на анализ;

продувка топочного пространства;

ввод зажженного запальника в топку до включения (1) и (2).

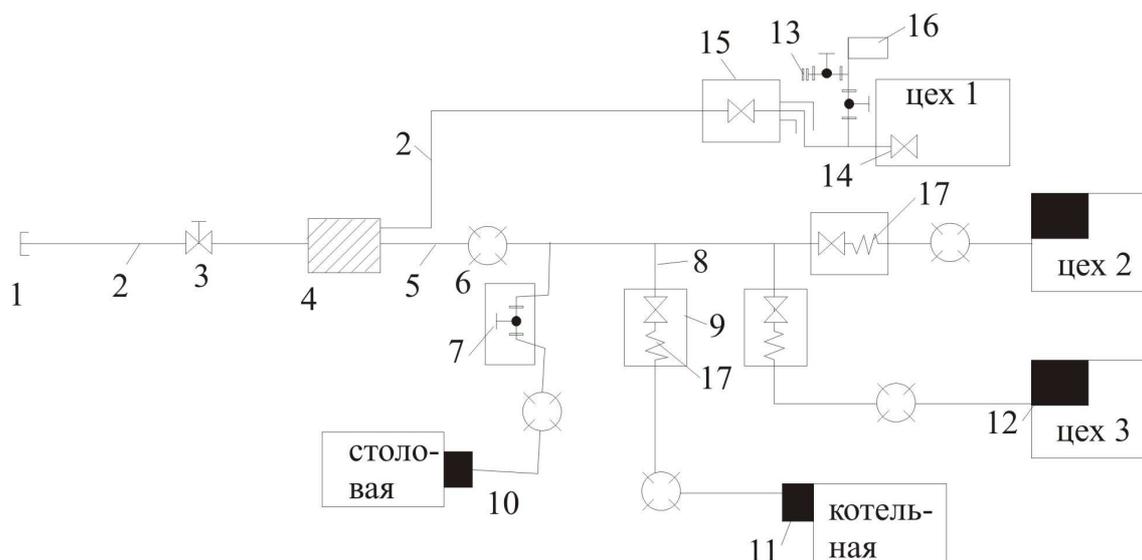


Рис.1.8. Схема межцеховых газопроводов: 1 – ввод газопровода на территорию завода; 2 – межцеховой газопровод высокого давления; 3 – отключающее устройство с электроприводом; 4 – центральный ГРП; 5 – межцеховой газопровод среднего давления; 6 – сборник конденсата; 7 – отключающее устройство в колодце; 8 – газопровод к цеху; 9 – отключающее устройство с компенсатором; 10 – шкафная редуцирующая установка; 11 – цеховой ГРП среднего давления; 12 – цеховой ГРП низкого давления; 13 – штуцер для взятия пробы газа; 14 – задвижка на вводе газопровода в цехе; 15 – отключающее устройство в колодце; 16 – продувочный газопровод и свеча в атмосферу (свеча отводит газ при продувке его в атмосферу); 17 – линзовый компенсатор

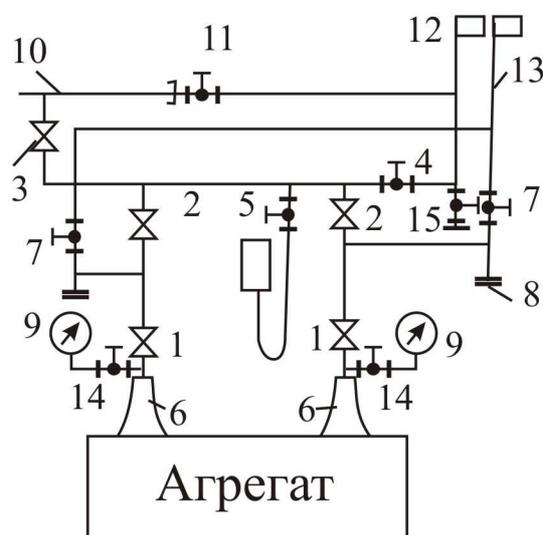


Рис.1.9. Схема газопроводов на агрегате: 1 – отключающее устройство; 2 – контрольное отключающее устройство; 3 – главное отключающее устройство; 4 – кран для продувки; 5 – кран для запальника; 6 – газовая горелка; 7 – кран на трубопроводе безопасности; 8 – штуцер для взятия пробы; 9 – манометр; 10 – цеховой газопровод; 11 – кран для продувки; 12 – продувочный газопровод; 13 – трубопровод безопасности; 14 – кран манометра; 15 – кран для взятия пробы

Образование газоздушных смесей в полостях печей, газоходов может быть причиной сильных взрывов. Пределы взрываемости смеси (об.%) газов с воздухом при температуре 20°C и давлении 0,1 МПа следующие:

Газ	Нижний предел	Верхний предел
Природный газ	5,1 – 5,8	12,1 – 13,9
Коксовый газ	5,6 – 6	28 – 30,8
Доменный газ	35 – 40	65 – 73
Генераторный газ	~ 20	~ 74.

Простейшая схема ГРП приведена на рис.1.10.

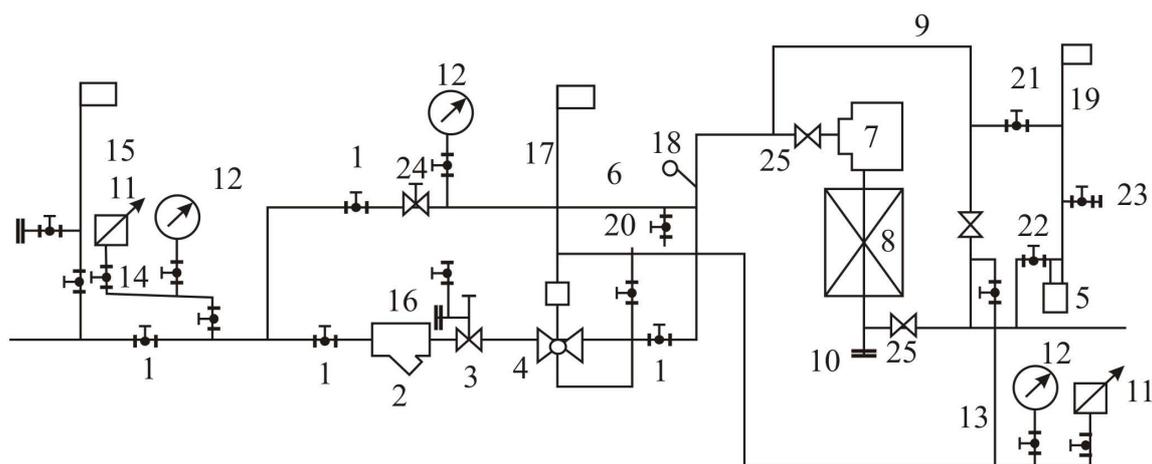


Рис. 1.10. Простейшая схема ГРП: 1 – кран; 2 – газовый фильтр; 3 – предохранительный запорный клапан; 4 – регулятор давления; 5 – гидравлический предохранитель; 6 – обводной газопровод; 7 – фильтр-ревизия; 8 – газовый счетчик; 9 – обводной газопровод; 10 – угольник с пробкой; 11 – манометр регистрирующий; 12 – манометр показывающий; 13 – импульсный трубопровод конечного давления; 14 – импульсный трубопровод начального давления; 15 – продувочный трубопровод; 16 – штуцер с пробкой; 17 – сбросная трубка от регулятора; 18 – термометр; 19 – продувочный трубопровод; 20 – переключатель с краном для настройки регулятора; 21 – переключатель с краном; 22 – кран на приемном штуцере гидравлического предохранителя; 23 – штуцер для взятия пробы; 24 – вентиль; 25 – задвижка

Подземные хранилища. Потребление газа в течение суток неравномерно, поэтому возникает необходимость в «консервации» газа, иногда в больших количествах. Осуществляется это путем хранения его в пустотах под землей (порах песчаных пластов, защищенных сверху непроницаемым глинистым покрытием, нефтяных выработках).

Газ из магистральных газопроводов мощными компрессорами под давлением 12,5 МПа нагнетается в пласт. Такие хранилища (подземные «кладовые») существуют под Москвой (Калужское и Щелковское), в районе Санкт-Петербурга (Колпинское и Гатчинское), под Киевом – Ольшевское. Большое развитие подземное хранение получило в США, где емкость подземных хранилищ составляет около 60 млрд. м³.

Сжиженный газ. Применяется там, где это целесообразно и где нет газопроводов. Перевозят сжиженные газы в цистернах (35-60 м³) железнодорожным транспортом и в автомобильных цистернах. Большие количества могут транспортироваться по трубопроводам малого диаметра. Хранится в стальных горизонтальных газгольдерах, цилиндрической и шаровой формы объемом 25-1000м³. У потребителей сжиженный газ вновь переводится в газовую фазу, при этом объем его увеличивается приблизительно в 300 раз.

Расчет заводского газопровода. Общие принципы и порядок расчета разветвленных газопроводов (конструкторский расчет – определение диаметров труб участков газопровода, поверочный – определение давления газа за РД).

Исходные данные: вид и сорт горючего газа; параметры на стороне высокого давления ГРП; ситуационный план с размещением объектов газоснабжения (цехов); характеристика объектов газоснабжения (давление и расходы горючего газа), сменность работы отдельных технологий и др.

Задачи расчета:

1. Выбор давления в межцеховом газопроводе, размещение ГРП и способы прокладки сети, трассировка газопровода.

2. Оценка диаметров каждого из расчетных участков, исходя из расчетного (максимально возможного) объема газа, проходящего через каждый участок, и допустимых по экономическим соображениям значений потерь давления, то есть гидравлический расчет каждого участка газопровода.

При поверочном расчете – определяют расчетные потери давления по участкам и их сумма сравнивается с принятыми в проекте допустимыми потерями.

3. Оценка давления газа на вводе в наиболее отдаленный от регулятора давления (РД) цех, на основании которой делается вывод о возможности устойчивой работы отдельных огнетехнических установок.

Этот порядок расчета пригоден для межцеховых тупиковых газопроводов и замкнутой кольцевой сети.

Расчет замкнутой кольцевой сети отличается тем, что кроме определения диаметров участков требуется добиться равномерной работы сети при заданных расходах газа и перепадах давления:

1. Принимают допустимый перепад давления от ГРП до наиболее отдаленных точек.

2. Намечается направление потоков и предварительно принимаются диаметры участков.

3. Рассчитываются суммарные потери давления в полукольцах по приведенным ниже формулам гидравлического расчета.

4. Расчетные данные сравнивают с принятыми и при отличии их более, чем на 10 % задача решается методом последовательных приближений.

Принимают:

1. Допустимые потери давления, исходя из экономичной и устойчивой работы потребителей газа ($P = \text{const}$ на вводе в каждый цех и в обвязочном газопроводе, несмотря на колебания газопотребления в отдельных цехах).

2. Ступень низкого давления: минимальное давление перед горелками для природных газов – 2кПа, искусственных – 1,3 кПа, сжиженных – 3 кПа. Исходя из этого, суммарные дополнительные потери на трассе межцехового газопровода до РД будут равны $(0,4-0,5) \times 2$ кПа.

3. Ступень среднего давления: суммарные дополнительные потери от РД до наиболее удаленного ввода – $(0,1-0,15) \times 30$ кПа, где 30 кПа – номинальное давление в обвязочном газопроводе.

4. Соблюдение дополнительных потерь давлений возможно при обеспечении оптимальных скоростей газа. Низкое давление: природный газ – 15-30 м/с, коксовый газ – 18-20 м/с, доменный газ – 14-16 м/с; среднее и высокое давление – 30-100 м/с. Соотношение $P_1/P_2 \sim 1,7-2$ (давления газа до и после РД).

Определение потерь давления в газопроводах. Потери давления оцениваются применительно к конкретному участку заводского газопровода, в котором сохраняется постоянный расход газа $V_i = \text{const}$.

Принимают, что поток – изотермическая, квазистационарная идеальная система.

При $P \leq 1,2$ МПа, $T = \text{const}$, $T/T_0 = 1$ линейные падения давления (на трение) определяются по формуле

$$2(P_1 - P_2) \approx P_1^2 - P_2^2 = 1,62\lambda \frac{Q_0^2}{D^5} \rho_0 P_0 l, \quad (1.3)$$

где $P_0 = 10^5$ Па (н. у.), Q_0 – расход газа, м³/с.

При более высоких давлениях в газопроводе свойства газов отличаются от идеальных и в уравнение (1.3) вводится коэффициент сжимаемости $z = 0,3-1,05$ (в зависимости от $P_{\text{пр}}$ и $T_{\text{пр}}$) (см. рис.1.11).

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{абс}} / P_{\text{кр}}, \quad T_{\text{пр}} = T / T_{\text{кр}}.$$

Для смеси газов:

$$P_{\text{пр.см}} = P_{\text{абс}} / P_{\text{кр}} = P_{\text{абс}} / \sum_{i=1}^n P_{\text{кри}} \Gamma_i ;$$

$$T_{\text{пр.см}} = T_{\text{абс}} / T_{\text{кр}} = T / \sum_{i=1}^n T_{\text{кри}} \Gamma_i ,$$

где Γ_i – объемная доля i -го компонента смеси.

Коэффициент гидравлического трения:

$\lambda = 64/Re$ при $Re \leq 2000$ – ламинарный режим;

$\lambda = 0,0025 \sqrt[3]{Re}$ при $4000 \leq Re \leq 2000$ – переходный режим;

$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_{\text{э}}}{D} + \frac{68,5}{Re} \right)^{0,25}$ при $Re > 4000$ – турбулентный режим,

где $k_{\text{э}}^{\text{сталь}} = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м – коэффициент шероховатости для стали.

Для газопроводов низкого давления выражение (1.3) имеет вид

$$\Delta P_{\text{л}} = P_1 - P_2 = 0,81\lambda \frac{g_0^2}{D^5} \rho_0 l.$$

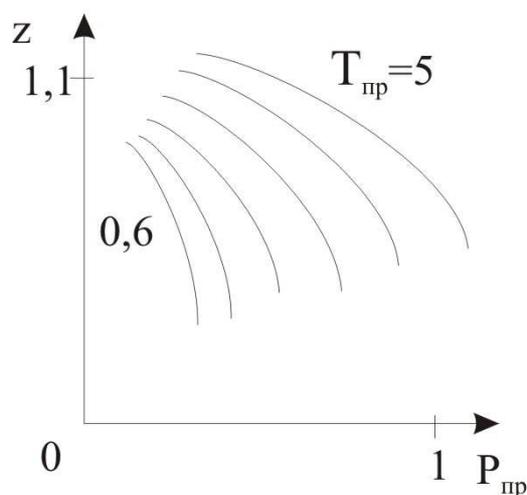


Рис.1.11. Зависимость значений z от $T_{\text{пр}}$ и $P_{\text{пр}}$

Удельные потери давления на линейном участке газопроводов низкого давления

$$h = (P_1 - P_2)/l = 0,81\lambda \frac{g_0^2}{D^5} \rho_0.$$

Потери давления на преодоление местных сопротивлений

$$\Delta P_{\text{м}} = \sum_{i=1}^n \xi_i \frac{w^2}{2} \rho = \lambda \frac{l_3}{D} \frac{w^2}{2} \rho,$$

где $l_3 = \sum_{i=1}^n \xi_i \frac{D}{\lambda}$ – эквивалентная длина прямого участка, м.

Суммарные потери давления на i -том участке $\Delta P = \Delta P_{\text{л}} + \Delta P_{\text{м}}$ составят

$$\Delta P = \frac{\Delta P_{\text{л}}}{l_i} l_{\text{прив}},$$

где $l_{\text{прив}} = l_i + l_3 \sum_{i=1}^n \xi_i$ – приведенная длина участка. Следовательно,

$$\Delta P = \frac{\Delta P_{\text{л}}}{l_i} (l_i + l_3 \sum_{i=1}^n \xi_i) = h(l_i + l_3 \sum_{i=1}^n \xi_i) = h l_{\text{прив}}.$$

Значение l_3 принимают по табл. 1.9 [4] (среднее и высокое давление газопроводов) и табл. 1.10-1.12 [4] (низкое давление), значения $A = (P_1^2 - P_2^2)/l$ – по номограммам рис. 1.15-1.17 [4]; ξ_i – по табл. 1.8; $P_{\text{кр}}$, $T_{\text{кр}}$ – по табл. 1.7 [4].

Гидравлический расчет газовых сетей. Цель – определение оптимальных диаметров труб всех расчетных участков и вычисление потерь давления в них.

При ориентировочном расчете – участки сети рассматривают как независимо работающие линии.

Для сети, подлежащей расчету, должны быть известны: конфигурация, длины участков от отбора горючего газа в узлах (действительные, фиктивные), расчетные расходы на этих участках.

При наличии одного ГРП и отсутствии нефиксированных отборов подача газов от ГРП равна сумме фиксированных отборов

$$V = \sum_{i=1}^n V_i, \quad (1.3)$$

Расходы газа на участках из первого закона Кирхгофа (узловых уравнений):

$$\sum (\vartheta_{i-k} + V_i) = 0, \quad (1.4)$$

где i, k – номера узлов.

Для кольцевых сетей, кроме условия (1.4) должно выполняться условие второго закона Кирхгофа: равенство нулю алгебраической суммы потерь давления в каждом из колец

$$(\sum \Delta P_{i-k})_I = (\sum \Delta P_{i-k})_II = 0,$$

где I, II – первое и второе кольца.

Расчетные годовые расходы газа $\sum V$ состоят из:

производственных $V_{пр} = \sum V_{при}$,

коммунально-бытовых $V_{к/б}$,

на отопление $V_{ПТЭС}$, тогда

$$\sum V = \sum V_{при} + \sum V_{к/б} + \sum V_{ПТЭС}.$$

$\sum V_{при}$ распределяется равномерно в соответствии с $V_{при}$ годовой нагрузки каждого производственного потребителя (цеха).

Расчет межцеховых газопроводов ведется по максимальным и минимальным часовым нагрузкам ($\text{м}^3/\text{ч}$):

$$V_{при}^{\max} = k_{\max} V_{при}; \quad V_{пр}^{\max} = \sum_{i=1}^n V_{при}^{\max}.$$

В течение года $V_{при}^{\max} = V_{при}^{\min}$, $k_{\max} = 1/6100$ (металлургические предприятия), $k_{\max} = 1/2700$ (машиностроительные предприятия) – коэффициент часового максимума.

Отопление: Максимальная часовая нагрузка для самых холодных суток января

$$V_{от}^{\max} = \frac{V_{\text{мес.от}}^{\max} (T_{\text{вн}} - T_{\text{нр}})}{24n(T_{\text{вн}} - T_{\text{нсп}})},$$

где $V_{\text{мес.от}}^{\max} = V_{от} \cdot 19,2/100 \text{ м}^3/\text{мес}$, $T_{\text{вн}} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{\text{нр}}$ – максимальная расчетная температура наружного воздуха наиболее холодного месяца (климатологические таблицы), n – число календарных дней января, $T_{\text{нсп}}$ – средняя температура наружного воздуха в январе.

Минимальная часовая нагрузка

$$V_{от}^{мин} = 0 \text{ (август)}.$$

Коммунально-бытовые нужды (к.б.):

$V_{к/б}^{макс}$ приходится на декабрь (часовой):

$$V_{к/б}^{макс} = V_{к/б.мес}^{макс} \cdot 7ab/n,$$

где $V_{к/б.мес}^{макс} = V_{к/б} \cdot 11,9/100 \text{ м}^3/\text{мес}$, $a = 0,18$ – коэффициент, устанавливающий долю максимального суточного расхода газа на коммунально-бытовые нужды в пределах недели, $b = 0,109$ – коэффициент, устанавливающий долю максимального суточного расхода газа на коммунально-бытовые нужды в пределах суток, n – число дней в декабре.

$V_{к/б}^{мин}$ приходится на август:

$$V_{к/б}^{макс} = V_{к/б.мес}^{макс} \cdot 7a'b'/n,$$

где $V_{к/б.мес}^{макс} = V_{к/б} \cdot 4,7/100 \text{ м}^3/\text{мес}$, $a' = 0,129$, $b' = 0,001$.

Таким образом:

$$V^{макс} = \sum_{i=1}^n V_{при} + V_{от}^{макс} + V_{к/б}^{макс},$$

$$V^{мин} = \sum_{i=1}^n V_{при} + V_{от}^{мин} + V_{к/б}^{мин}.$$

Так же определяют нагрузку каждого цеха и часовые расходы на каждом участке, нагрузка на участки до ГРП принимается равной $V_{доГРП}^{макс} = 1,25V^{макс}$.

Пример расчета газопровода. Произвести расчет газопровода (рис.1.12) из [4], обеспечивающего природным газом ряд категорий объектов газоснабжения (промплощадка, коммунально-бытовые потребители, районная отопительная котельная и жилой массив). Газ от магистрального газопровода поступает к ГРС среднего давления и затем в развернутый тупиковый газопровод среднего давления, предназначенный для транзита газа к жилому массиву и покрытия коммунально-бытовой и промышленной нагрузок. Подача газа к жилому массиву и далее в кольцевой газопровод выполнена от ГРП низкого давления.

На рис.1.13 приведена схема кольцевого газопровода: А – промплощадка; Б – к/б нагрузка; В – районная котельная, жилой массив (ГРП); $l_{1,2...l_{4-7}}$ – газопровод среднего давления; $l_{8,9...}$ – кольцевой газопровод.

Газ имеет теплоту сгорания $Q_H^c = 35,58 \text{ МДж/м}^3$, плотность $\rho = 0,78 \text{ кг/м}^3$.

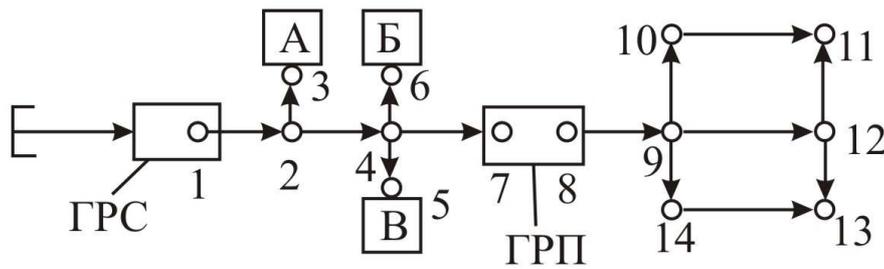


Рис. 1.12. Схема газопровода

Расчетно-часовые расходы и давления газов – табл.1.6, расчет газопровода среднего давления – табл.1.7.

Таблица 1.6

Расчетно-часовые расходы и давления газа потребителей

Объект	Расчетно-часовой расход газа, м ³ /ч	Необходимое давление (абс), МПа
А	2000	0,26
Б	100	0,27
В	1600	0,25
ГРП	1400	0,26
Всего	5100	

Таблица 1.7

Расчет газопровода среднего давления

Расчетный участок	Расчетно-часовой расход, м ³ /ч	Д, мм	Длина, м		Начальное давление на участке, МПа, P _н	Значения A _i участка	Конечное давление на расчетном участке, МПа, P _к
			фактическая я, I _ф	расчетная, I _р (1,1 I _ф)			
1-2	5100	200	250	275	0,4	1,8	0,394
2-4	3100	150	300	330	0,394	2,0	0,385
2-3	2000	125	300	330	0,394	2,0	0,385
4-5	1600	100	300	330	0,385	4,0	0,367
4-6	100	100	200	220	0,385	0,011	0,385
4-7	1400	100	100	110	0,385	4,0	0,379

Значения $A_{ср} = (P_{н}^2 - P_{к}^2) \cdot 10^2 / 1,1 l_{ф}$ – см. табл. 1.7,

где $l_{ф}$ – фактическая длина газопровода от источника газоснабжения до дальнего потребителя, км; $l_{ф} = 0,65$ км, $P_{н} = 0,4$ МПа, $P_{к} = 0,38$ МПа.

Значение $A_{ср}$ составит

$$A_{ср} = (0,4_{н}^2 - 0,38_{к}^2) \cdot 10^2 / 1,1 \cdot 0,65 = 2,2, \text{ тогда } P_{кi} = \sqrt{P_{нi}^2 - 0,011 A_i l_{ф}}.$$

При $A_{ср} = 2,2$; $Q = 5100$ м³/ч (вычисления A_i опускаем):

$$\text{участок 1-2 } P_{кi} = \sqrt{0,4_{нi}^2 - 0,011 \cdot 1,8 \cdot 0,25} = 0,394 \text{ при } D=200, A_i=1,8;$$

$$\text{участок 2-4 } P_{ki} = \sqrt{0,394_{H_i}^2 - 0,011 \cdot 2 \cdot 0,3} = 0,385 \text{ при } D=150 \text{ мм, } A_i=2,0;$$

$$\text{участок 2-3 } P_{ki} = \sqrt{0,394_{H_i}^2 - 0,011 \cdot 2 \cdot 0,3} = 0,385 \text{ при } D=125 \text{ мм, } A_i=2,0;$$

$$\text{участок 4-5 } P_{ki} = \sqrt{0,385_{H_i}^2 - 0,011 \cdot 4 \cdot 0,3} = 0,367 \text{ при } D=100 \text{ мм, } A_i=0,011;$$

$$\text{участок 4-6 } P_{ki} = \sqrt{0,385_{H_i}^2 - 0,011 \cdot 0,011 \cdot 0,2} = 0,384 \text{ при } D=100 \text{ мм, } A_i=0,011;$$

$$\text{участок 4-7 } P_{ki} = \sqrt{0,385_{H_i}^2 - 0,011 \cdot 4 \cdot 0,1} = 0,379 \text{ при } D=100 \text{ мм, } A_i=4,0.$$

При каждом искомом определении D по рис.1.23 из [4] необходимо помнить, что $\vartheta = \text{const}$ на всех участках.

Так как, $P_{ki} >$ необходимого у потребителя (см.табл. 1.6 и 1.7), то расчет считается законченным при полученных диаметрах трубопроводов (D).

Расчет кольцевого газопровода (см.рис.1.13).

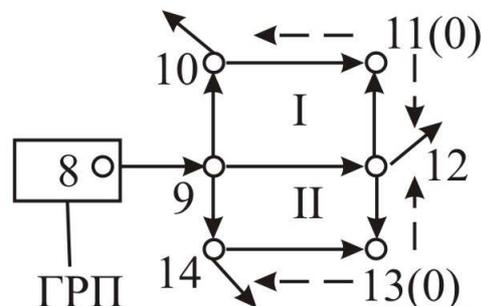


Рис. 1.13. Схема кольцевого газопровода

Общий расход газа $\vartheta_p = 1400 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Удельный расход газа составляет $\vartheta_{уд} = \vartheta_p / \sum l_p$ для участков 8-9, 9-12 $l_p = l_\phi$, для всех остальных – $l_p = l_\phi$ [2];

расчет потерь давления ведем по формуле $(P_1^2 - P_2^2) / l = 2(P_1 - P_2)l$, так как низкое давление.

Таблица 1.8

Значения ϑ_p , $\vartheta_{экр}$, ϑ_p , D , H_i

Расчетный участок	Длина участка, м		Расход на участке, $\text{м}^3/\text{ч}$			D , мм	Потери давления	
	l_ϕ	l_p	ϑ_p	$\vartheta_{экр}$	ϑ_p		H_i , Па/м	$\sum H_i l_\phi$, Па
8-9	50	50			1400	250	3,0	150
9-10	500	250	165	90	255	150	0,45	225
10-11	600	300	198	109	109	125	0,45	270
11-12	500	250	165	90	90	100	0,8	400
12-13	400	200	132	73	73	100	0,45	180
13-14	600	300	198	109	109	100	1,0	600
14-9	400	200	132	73	205	125	1,0	400
9-12	600	600	395	217	612	200	1,0	600

Значения: $\Sigma l = 2150$ м; $Q_{уд} = 1400/2150 = 0,659$ м³/(ч·м); расходы газов: попутный $Q_{п} = Q_{уд} l_{р}$; эквивалентный $Q_{эkv} = 0,55 Q_{п}$.

Определяем транзитные $Q_{т}$ и расчетные $Q_{р}$ расходы газа. Вычисления ведем от нулевых точек навстречу выбранным направлениям движения газа.

Участки 10-11, 11-12, 12-13, 13-14 – транзитные расходы газа равны 0, на других участках:

$$Q_{т8-9} = 1400 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$Q_{т9-10} = Q_{п10-11} = 198 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$Q_{т9-12} = Q_{п11-12} + Q_{п12-13} = 165 + 132 = 297 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$Q_{т9-14} = Q_{п13-14} = 198 \text{ м}^3/\text{ч};$$

Значения $Q_{рi} = Q_{тi} + 0,55 Q_{п} = Q_{тi} + Q_{эkv_i}$, тогда

$$Q_{р11-12} = Q_{эkv11-12} = 90 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$Q_{р12-13} = Q_{эkv12-13} = 73 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$Q_{р13-14} = Q_{эkv13-14} = 109 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$Q_{р10-11} = Q_{эkv10-11} = 109 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$Q_{р9-14} = Q_{т9-14} + Q_{эkv9-14} = 132 + 73 = 205 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$Q_{р9-10} = Q_{т9-10} + Q_{эkv9-10} = 165 + 90 = 255 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$Q_{р9-12} = Q_{т9-12} + Q_{эkv9-12} = 935 + 217 = 612 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Определяем средние удельные потери давления в кольцах I и II по формуле

$$H_{срi} = \Delta H_i / \Sigma l_{фi},$$

здесь **допустимое ΔH (падение давления) составляет 1200 Па;**

$l_{ф}$ – фактическая длина участков от источника (т.8) до нулевых точек (т.11 и т.13), тогда:

в I-ом полукольце:

$$l_{фI} = 50 + 500 + 600 = 1150 \text{ м и } H_{ср1} = 1200/1150 \approx 1 \text{ Па}.$$

Во II-ом полукольце:

$$l_{фII} = 50 + 400 + 600 = 1050 \text{ м и } H_{ср2} = 1200/1050 \approx 1,1 \text{ Па}.$$

По $H_{ср1}$ и $H_{ср2}$ и при $Q_{р}$ определяем D и уточняем потери давления на участках.

Участок 10-11: $Q_{р} = 109$ м³/ч, $H_{ср} = 1$ Па (рис. 1.24, стр. 48 [4]):

$$D_{10-11} = 125 \text{ мм, } H_{10-11} = 0,45 \text{ Па};$$

$$\text{участок 9-10: } D_{9-10} = 150 \text{ мм, } H_{9-10} = 0,45 \text{ Па};$$

$$\text{участок 9-14: } D_{9-14} = 125 \text{ мм, } H_{9-14} = 1,0 \text{ Па};$$

$$\text{суммарное падение давления } \Sigma \Delta H_I = 150 + 225 + 270 = 645 \text{ Па и}$$

$$\Sigma \Delta H_{II} = 150 + 400 + 600 = 1150 \text{ Па}.$$

Полученные значения $\Sigma \Delta H_I$ и $\Sigma \Delta H_{II}$ в пределах допустимого (см. выше $\Delta H = 1200$ Па).

Контрольные вопросы

1. Составляющие топливно-энергетического баланса предприятия.
2. Основные требования к хранению твердого топлива на складах.
3. Требования потребителей к качеству топлива.
4. Теплофизическая характеристика твердого и жидкого топлив.

5. Характеристика, назначение и принцип действия вагонопрокидывателя, ленточных конвейеров.
6. Характеристика, назначение и принцип действия дробилок в приемном устройстве и на тракте топливоподачи.
7. Свойства мазута, определяющие его марку, особенности подготовки, хранения и транспортировка потребителю.
8. Технологическая схема и назначение оборудования мазутного хозяйства.
9. Характеристика газового хозяйства.
10. Производство и транспорт газообразного топлива.
11. Классификация газообразных топлив, использующихся в качестве технологического сырья и энергоносителя.
12. Состав и свойства природных газов.
13. Состав и свойства искусственных газов, их способы получения.
14. Принципиальная схема добычи, распределения природного газа.
15. Назначение газораспределительной станции и газораспределительного пункта.
16. Общие принципы и порядок гидравлического расчета разветвленных газопроводов.
17. Определение потерь давления в газопроводах.
18. Основные мероприятия по защите окружающей среды в системах топливоснабжения.
19. Особенности доставки, хранения, подготовки и распределения потребителям твердого, жидкого и газообразного топлив.
20. Определение расчетной потребности в топливе.

Библиографический список

1. Гаврилов Е.И. Топливо-транспортное хозяйство и золошлакоудаление на ТЭС: Учеб. пособие для вузов. – М.: Энергтоиздат, 1987. – 168 с.
2. Правила технической эксплуатации тепловых энергоустановок. – М.: Омега – Л, 2004. – 214 с.
3. Правила технической эксплуатации тепловых энергоустановок в вопросах и ответах: Пособие для изучения и подготовки к проверке знаний / В.В. Красник. – М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 2005. – 160 с.
4. Системы производства и распределения энергоносителей промышленных предприятий / Под ред. А.А.Несенчука. – М.: Высш. школа, 1989. – 279 с.
5. Соловьев Ю.П. Проектирование теплоснабжающих установок для промышленных предприятий. – М.: Энергия, 1978. – 192 с.
6. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). – СПб: НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
7. Чилаев Г.А. Механизация топливоподачи и золоудаления промышленных котельных. – М.-Л.: Машгиз, 1962. – 140 с.
8. Эстеркин Р.И. Промышленные котельные установки. – Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 400 с.

9. Экономика, организация и планирование теплосилового хозяйства промышленного предприятия / Под ред. А.Н. Златопольского и С.Л. Прузнера. – М.: Энергия, 1995. – 320 с.

СИСТЕМЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

При разработке схем промышленного водоснабжения следует обратить особое внимание на комплексное использование воды предприятиями, расположенными в крупных промышленных регионах.

При таком подходе появляется возможность объединения предприятий (отдельных производств) по водоснабжению и использованию одним предприятием воды, непригодной для использования другим, а также возможность объединения стоков, требующих одинаковых методов очистки [1,2]. Это приведет к экономии воды природных источников водоснабжения, сохраняя их как источники воды высокого качества. Пополнение же источников (сброс) должно производиться лишь водой, прошедшей «рекламацию» на очистных сооружениях промышленных предприятий (табл. 2.1).

Расход воды в промышленности исключительно велик и зависит от технологического процесса (табл. 2.2).

Различают следующие основные виды технологической (технической) воды в системах водоснабжения по происхождению [2]:

реакционные воды – результат химических реакций с образованием воды;

воды, содержащиеся в сырье и исходных продуктах, – свободная или связанная вода, содержащаяся во многих видах сырья (в нефти, угле и др.);

маточные водные растворы – образуются в результате процессов получения или переработки продуктов в водных растворах и средах;

водные растворы и абсорбционные жидкости – образуются при использовании воды в качестве экстрагента или абсорбента.

По назначению различают:

охлаждающие воды – используются в технологиях для охлаждения аппаратов и продуктов;

воды для транспорта исходного сырья и продуктов его переработки в системах гидротранспорта (удаление золы и др.) и промывочные воды.

Перечисленное разграничение в значительной степени диктуется условиями очистки технологических стоков, поступающих в дальнейшем в систему технического водоснабжения предприятия для повторного использования, так как сокращение расхода воды имеет важное народнохозяйственное значение.

Для иллюстрации сказанного выше приведем распределение водопотребления крупным потребителем технической воды – черной металлургией, где ежегодный ее расход составляет более 36 млрд. м³ (в том числе из внешних источников – 5,3 млрд. м³), что составляет 15% общего промышленного потребления воды Россией. При этом на охлаждение

оборудования расходуется 50 %, очистку газов и воздуха – 25, обработку и отделку металла – 12, гидротранспорт – 12 и прочие нужды – 1 % потребляемой воды. Эти цифра к 2020 году могут значительно увеличиться, принимая во внимание, что водопотребление в промышленности в связи с ростом объема производства имеет тенденцию к увеличению (до 3 % в год).

Таблица 2.1

ПДК некоторых вредных ингредиентов в водоемах санитарно-бытового водоснабжения [6]

Ингредиент	Лимитирующий показатель вредности	ПДК, мг/л	Ингредиент	Лимитирующий показатель вредности	ПДК, мг/л
Фтор	Санитарно-токсикологический	1	Бензин	Санитарно-токсикологически	1
Хром:	Органолептический	0,5	Свинец	Санитарно-токсикологический То же	0,1
			Ртуть в неорганических соединениях		0,005
Хром: шестивалентный	То же	0,1	Цианиды (в расчете на циан)	—, —	0,05
Фенол	Органолептический	0,001			0,1
Сероуглерод	То же	1	Цинк	Общесанитарный	1
Нефть и нефтепродукты	То же	0,3	Медь		0,1
Нефть высокосернистая	То же	0,1	Никель	То же	0,1
Керосин	То же	0,1	Титан	То же	0,1

Таблица 2.2

Удельный расход воды на производство промышленной продукции

Производимая продукция	Расход воды, м ³ /т
Сахар	60
Алюминий	100
Бумага	100–150
Сталь	250–300
Азотные удобрения	600
Аммиак	800–1000

Определение потребности в воде на технологические, хозяйственно-питьевые и пожарные нужды

Согласно существующей классификации по видам потребителей заводские системы водоснабжения подразделяются на три группы: *хозяйственно-питьевые, производственные (технологические) и противопожарные.*

Нормы проектирования систем водоснабжения [1,2] предусматривают забор воды для технических целей в размере 5-10 % суммарного расхода воды на хозяйственно-питьевые нужды населения, из чего следует, что потери воды в системах технического водоснабжения из городской системы восполняются в основном за счет источников, специально предусмотренных для этих целей (аварийные скважины, паводковые воды, накапливаемые в водохранилищах, и т. п.).

Основным фактором, определяющим режим работы всех элементов водоснабжения, является режим расходования воды системами водоснабжения (хозяйственно-питьевая, производственная и противопожарная).

Для потребителей составление режима расходования воды не представляет затруднений, так как при проектировании режимы водопотребления технологиями предприятия (завода) задаются регламентами (нормами) технологических процессов и отдельных производств. При этом определяются наибольшие часовые расходы ($V_i^{макс}$) технологий, цехов ($\sum V_i^{макс}$), а также минимальные $V_i^{мин}$ и $\sum V_i^{мин}$. Из расходов воды цехами складывается представление о значениях $\sum V_i^{макс}$ и $\sum V_i^{мин}$ общезаводского потребления технической воды предприятием.

Существенное влияние на график суточного потребления технической воды оказывает сменность работы технологий. К примеру, кузнечные технологии машиностроительных заводов, как правило, характеризующиеся трехсменной работой, в основном потребляют техническую воду в первые две смены. Ночная (третья) смена подготовки производства отвечает минимальному потреблению воды. Характер технологического процесса также определяет равномерность потребления воды в течение суток. В связи с этим в отдельные группы выделены потребители с постоянными и периодически изменяющимися водозаборами (рис. 2.1).

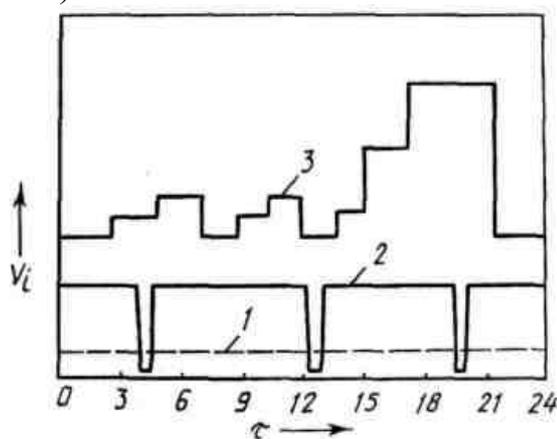


Рис. 2.1. График водопотребления отдельными цеховыми технологиями

График, приведенный на этом рисунке, позволяет найти значения $V_i^{макс}$ и $V_i^{мин}$ часовых расходов в течение суток, а также общее потребление воды каждой технологией: с постоянным в течение суток водозабором – линия 1, с

периодическими провалами нагрузки – 2, с неравномерным в течение суток водозабором – 3.

Вода также служит одним из основных средств борьбы с пожарами на промышленных предприятиях. Ее подача на нужды пожаротушения возлагается на производственный водопровод.

Принцип нормирования воды на пожаротушение регламентируется [1,5]. При этом получаемый часовой расход прибавляют к $V_i^{макс}$ и $V_i^{мин}$ (см. рис. 2.1). Расход воды на пожаротушение на промышленном предприятии может быть определен по табл. 2.3 и 2.4.

Таблица 2.3

Нормы расхода воды на пожаротушение при ширине зданий менее 60 м

Степень огнестойкости здания	Категория производства пожарной опасности	Расход воды на пожаротушение при объеме зданий тыс.м ³ (на один пожар), м ³ /с						
		до 3	3-6	5-20	20-50	50-200	200-400	более 400
I, II	Г, Д	0,01	0,01	0,01	0,01	0,015	0,02	0,025
I, II	А, Б, В	0,01	0,01	0,015	0,02	0,03	0,035	0,04
III	Г, Д	0,01	0,01	0,015	0,025	–	–	–
III	В	0,01	0,015	0,02	0,03	–	–	–
IV, V	Г, Д	0,015	0,015	0,02	0,03	–	–	–

Таблица 2.4

Нормы расхода воды на пожаротушение при ширине здания более 60 м

Степень огнестойкости здания	Категория производства пожарной опасности	Расход воды на пожаротушение при объеме зданий тыс.м ³ (на один пожар), м ³ /с								
		до 50	50-100	100-200	200-300	300-400	400-500	500-600	600-700	700-800
I, II	А, Б, В	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,9	0,1
I, II	Г, Д	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04	0,045	0,05

Расчетные среднесуточные расходы воды на хозяйственно-питьевые нужды по предприятию определяют по табл. 2.5.

Таблица 2.5

Нормы на хозяйственно-питьевое водоснабжение

Степень благоустройства работающих на промышленном предприятии	Среднесуточная норма хозяйственно-питьевого потребления на одного человека (за год), м ³ /сут
--	--

Здания, оборудованные внутренним водопроводом, канализацией и душевыми (без ванн)	0,125...0,160
То же, но с ванными комнатами и местными водонагревателями	0,160...0,230
То же, с централизованным горячим водоснабжением	0,230...0,350

При проектировании системы хозяйственно-питьевого водопровода нужно помнить, что она выполняется отдельно от водопроводов потребителей других групп.

Характеристика потребителей технической воды и их требования к параметрам и надежности водоснабжения

Вода используется в производстве для самых разнообразных целей: охлаждения, промывки, замочки, парообразования, гидротранспорта и др. Требования к количеству и качеству воды для производственных целей определяются характером технологии, причем одной из специфических особенностей производственного водоснабжения является зависимость в ряде случаев объема потребляемой воды от ее качества (температуры, солевого состава и т. п.).

Поэтому исключительно важное значение для многих отраслей промышленности имеет соблюдение требований относительно допустимого содержания в используемой воде разных примесей. Случается, что потребители предъявляют к качеству воды столь высокие требования, что им не может удовлетворить ни один природный источник водоснабжения (химические технологии, технологии генерации энергетического пара и др.). Отдельные производства предъявляют особые требования к свободным напорам на вводах, что обусловлено типом используемого в технологии оборудования, высотой производственных зданий и др.

Большое значение имеет обеспечение достаточной надежности систем производственного водоснабжения. Ряд предприятий не допускает не только перерыва, но даже незначительного снижения подачи воды в связи с изменением давления или производительности.

Сети водоснабжения

Системы производственного водоснабжения. Представляют собой комплекс взаимосвязанных сооружений, предназначенных для обеспечения объекта водоснабжения водой. В самом общем случае *система водоснабжения должна обеспечивать:*

- отбор воды из природного источника;
- доводку ее качества в соответствии с требованиями потребителя (например, доменного производства);
- транспортирование ее ко всем объектам водоснабжения при заданных значениях давления в точках отбора водопроводной сети;
- очистку и охлаждение воды перед повторной ее подачей к потребителю в соответствии с индивидуальными требованиями к ее качеству.

Для удовлетворения этих требований система производственного водоснабжения включает:

водозаборные сооружения, обеспечивающие забор воды из выбранных для данного объекта водоснабжения источников;

насосные станции, поддерживающие необходимые давление и расход в водопроводных трубах и обеспечивающие транспорт воды к отдельным потребителям;

сооружения для дообработки и очистки воды, улучшающие качество отбираемой природной воды в водопроводы и водопроводные сети;

регулирующие емкости;

очистные сооружения (групповые и индивидуальные для отдельных технологий).

Расположение основных сооружений системы водоснабжения завода показано на рис. 2.2 из [7]. Здесь обращает внимание отсутствие сброса технической воды в источник водоснабжения (1), так как использование последнего для сброса может допускаться в исключительных случаях, удовлетворяющих специальным требованиям и условиям, предъявляемым в России [1,6], и с разрешения государственного санитарного надзора.

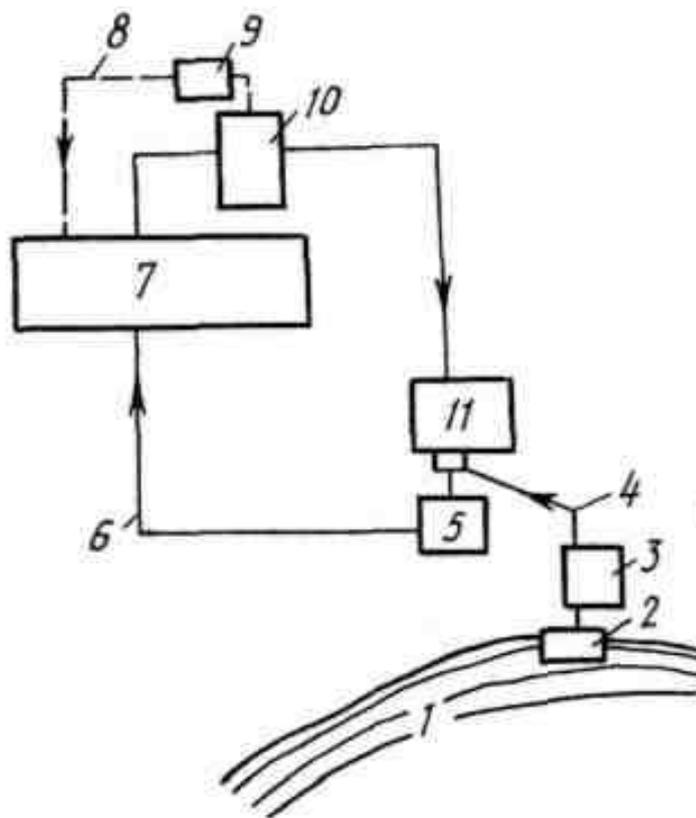


Рис. 2.2. Принципиальная схема водоснабжения промышленного предприятия: 1 – природный источник водоснабжения; 2 – заборное устройство; 3 – насосная станция; 4 – водовод свежей (подпиточной) воды; 5 – насосная оборотной воды; 6 – напорный водовод оборотной воды; 7 – промышленное предприятие; 8 – возврат продуктов в основную технологию или переработку (обезвреживание и получение побочного технологического продукта); 9 – сборник продуктов, загрязняющих оборотную воду; 10 – общезаводские очистные устройства; 11 – водоохлаждающие устройства

Системы производственного водоснабжения классифицируются по следующим признакам.

По видам потребителей различают: хозяйственно-питьевые, производственные, противопожарные системы.

По кратности использования воды, отбираемой из природного источника, – оборотные, прямоточные и системы с последовательным использованием воды в разных технологиях.

По виду природных источников водоснабжения – системы, использующие воды поверхностных источников (реки, водохранилища, озера), и системы, использующие подземные воды (артезианские и грунтовые).

В зависимости от требований, предъявляемых к качеству воды, предназначенной потребителям каждой из категорий, а также мощности промышленного предприятия применяют ту или иную систему водоснабжения.

В городах обычно устраивают единый хозяйственно-противопожарный водопровод, к которому присоединяются предприятия, для технологий которых требуется вода питьевого качества (предприятия пищевой промышленности и др.).

Для крупных промышленных предприятий, расположенных в городской черте, устраивают самостоятельные, отдельные от городских, производственные водопроводы (часто такие водопроводы объединяют группу заводов). При этом всегда нужно иметь в виду, что единую систему подачи воды на производственные и хозяйственные нужды сооружают в случаях, когда к качеству технической воды предъявляют те же требования, что и к питьевой. Вопросы такого объединения решаются на основе технико-экономического обоснования.

Надежность системы водоснабжения. Под надежностью функционирования системы водоснабжения следует понимать свойство объекта сохранять заданные эксплуатационные характеристики. Условие надежности при проектировании является основным критерием сопоставимости вариантов.

Основным способом обеспечения требуемой надежности системы водоснабжения является ее резервирование путем введения избыточных элементов (метод структурного резервирования).

Вероятность безотказной работы нерезервированной системы из [7] (рис. 2.3, а и б) может быть представлена так:

$$F = \prod_{i=1}^n f_i, \quad (2.1)$$

где f_i – безотказность работы i -го элемента системы; n – общее число элементов.

В соответствии с формулой (2.1) вероятность отказа

$$D = 1 - \prod_{i=1}^n f_i,$$

то есть надежность работы схемы снижается с увеличением числа элементов.

Резервирование системы (рис. 2.3, в) представляет собой комплекс элементов, из которых n обеспечивают заданную производительность. При этом, чем выше кратность резервирования $k = m/n$, тем выше надежность системы.

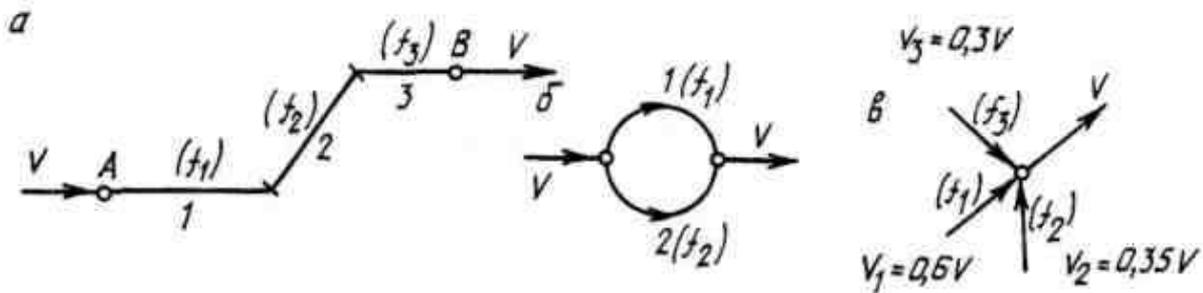


Рис. 2.3. Схемы, иллюстрирующие надежность работы системы водоснабжения: а – нерезервированная не разветвленная; б – нерезервированная разветвлении; в – резервированная

Обозначив полный расчетный расход воды через V , а подачу, при которой наступает отказ тракта, через $V_{отк}$ ($V_{отк} < 0,7V$) и, полагая V_1 , V_2 и V_3 , равными $0,6V$; $0,35V$ и $0,31V$, соответственно будем иметь $V_{отк} > V_1$, а также $V_{отк} > V_2 + V_3$.

Если одновременно работают все тракты, то $F_{1-3} = f_1 f_2 f_3 = \prod_{i=1}^3 f_i$; если

же отказал тракт 2, то $F_{1,3} = f_1 f_3 (1 - f_2)$, и, когда отказ произошел по вине тракта 3, то $F_{1,2} = f_1 f_2 (1 - f_3)$.

В этом случае вероятность безотказной работы системы

$$F = F_{1-3} + F_{1,3} + F_{1,2} = f_1 f_2 + f_1 f_3 - f_1 f_2 f_3. \quad (2.2)$$

Из формулы (2.2) видно, что с ростом числа источников m надежность функционирования системы производственного водоснабжения увеличивается (согласно данным рис. 2.3, в, $n = 2$).

Для увеличения надежности функционирования системы применяют также временное резервирование, предусматривающее использование резервных и аккумулирующих емкостей для хранения запасов воды, в отличие от структурного, когда к объекту водоснабжения (одиночному водоразбору) подача осуществляется по нескольким самостоятельным водоводам (система кольцевого водопровода).

Учитывая сказанное, по условию надежности следует различать тупиковые разветвленные (рис. 2.4, а) и кольцевые (рис. 2.4, б) водопроводы.

Расчет сетей заводского водоснабжения. Различают поверочный и конструкторский расчеты сетей. При конструкторском расчете на каждом участке определяют наивыгоднейший диаметр труб и потери напора в них, а при поверочном по имеющимся значениям диаметров труб находят расходы на каждом участке разветвленной или кольцевой сети. В этом случае исходными данными служат:

диаметры и длины всех расчетных участков (их гидравлические сопротивления);

фиксированные условные отборы воды;
 напорно-расходные характеристики $V - H$ всех водопитателей и
 нефиксированных отборов;
 геодезические отметки узлов сети.

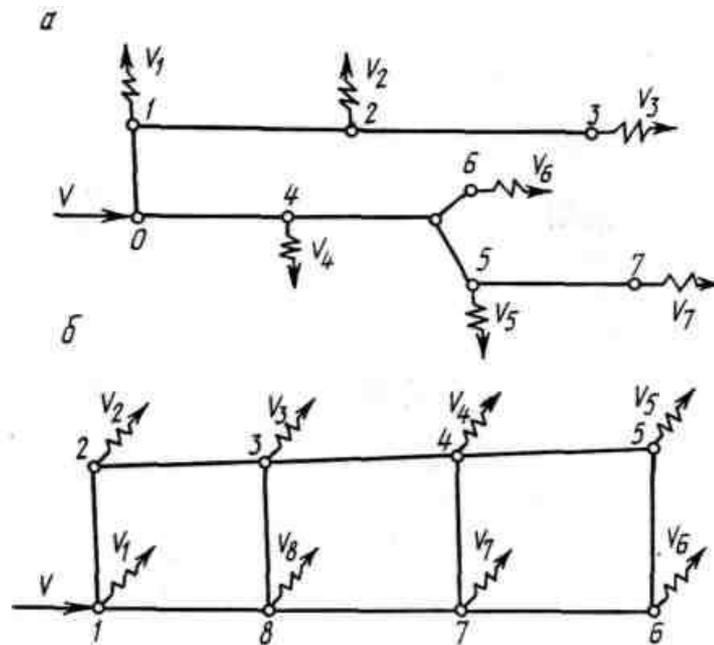


Рис. 2.4. Схемы систем водоснабжения: *a* – разветвленная; *б* – кольцевая

Для нахождения расхода воды v на участке $i - k$ (v_{i-k}) сети может быть использован первый закон Кирхгофа, выражающий баланс расхода в узлах,

$$\Sigma(v_{i-k} + V_i) = 0, \quad (2.3)$$

где i, k – номера узлов; V_i – величина отбора в i -ом узле.

Уравнение (2.3) может быть записано для каждой узловой точки разветвленной сети. Подставив значения V_i , заданные по условию для каждого узла, и решив систему

$$\begin{aligned} \Sigma(v_{1-k} + V_1) &= 0; \\ \Sigma(v_{2-k} + V_2) &= 0; \\ &\dots\dots\dots \\ \Sigma(v_{i-k} + V_i) &= 0, \end{aligned}$$

определим численные значения расходов v_{i-k} на каждом участке разветвленной сети, что в свою очередь позволяет рассчитать диаметры труб на участке.

Что же касается кольцевых сетей, то значения расходов воды на отдельных участках должны удовлетворять не только условию (2.3), но и второму закону Кирхгофа, по которому алгебраическая сумма потерь напора на каждом из колец сети равна нулю, то есть

$$\left(\sum_{i=1}^n P_{i-k} \right)_j = 0$$

где j – порядковый номер кольца; n – общее число колец в сети.

Число таких уравнений равно числу n элементарных колец.

Требования, предъявляемые к технической воде объектами водоснабжения. В соответствии с особенностями промышленной технологии к технической воде предъявляются различные требования.

По надежности водоснабжения все потребители технической воды подразделяются на три категории [2].

Так, к *первой категории* относятся водоводы пожаротушения, ТЭЦ, газоочистка чугуно- и сталеплавильного производств, вращающихся печей цементной промышленности и огнеупорных производств и др.

К *второй категории* относятся цеха прокатного и кузнечного производств, термические цеха, кислородные и компрессорные станции, аглофабрики, огнеупорные и метизные производства и др.

Все вспомогательные производства предприятий относятся к *третьей категории* надежности водоснабжения.

Требования к качеству технической воды полностью диктуются технологией объекта водоснабжения.

Необходимый напор у абонента (свободный напор, МПа) для разных технологий металлургических производств составляет:

- в мартеновских, электро-сталеплавильных и прокатных цехах – 0,15-0,2;
- в компрессорных и кислородных станциях – 0,2-0,3;
- в конвертерных цехах – 0,3-0,5;
- в доменных цехах – 0,6-1 МПа.

Требования к качеству воды в этих же производствах иллюстрируются из [7] табл. 2.6.

Таблица 2.6

Требования к качеству технической воды, используемой в металлургическом производстве [1,7]

Потребитель воды	Содержание взвеси, мг/л	Температура, °С	Размер взвеси, м	Содержание солей временной жесткости, мг-экв/л
Холодильники доменных, мартеновских и нагревательных печей	50-100	30-35	$0,5 \cdot 10^6$	Не более 3,0
Воздухоохладители и маслоохладители кислородных и компрессорных станций	40-50	28-32	$0,5 \cdot 10^6$	Не более 3,0
Водоохлаждаемые элементы электропечей	40-50	30-35	$0,5 \cdot 10^6$	1,0-1,5
Кристаллизаторы	10-30	30-40	$0,05 \cdot 10^6$	0,5-1,0
Газоочистка доменного и сталеплавильного цехов	150	35-45	$0,5 \cdot 10^6$	–

Использование жесткой воды в производственных целях во многих случаях не допускается, так как оно связано с рядом нежелательных последствий. *Применение жесткой воды не допускается* для питания паровых котлов, промежуточного охлаждения сжатого воздуха, ряда технологий

текстильных производств, в бумажной промышленности, при производстве искусственного волокна и др. Высокая карбонатная жесткость (наличие двууглеродистых солей кальция и магния) не допускается в системах оборотного водоснабжения.

Графики технического водопотребления. Фактические графики водопотребления в пределах суток отражают работу основных технологий промышленного предприятия. Они составляют основу расчета водопроводных сетей и сооружений (емкость резервуаров при временном резервировании, мощность и число насосов и др.) и в значительной степени определяют капитальные затраты на сооружение системы и эксплуатационные издержки. При проектировании водоснабжения промышленного предприятия график водопотребления может быть задан достаточно точно в соответствии с режимами работ основных технологий.

Фактический график водопотребления кузнечного цеха заготовительного производства машиностроительного завода показан на рис. 2.5 из [7]. Здесь: даны суточные графики трехсменного производства с $\tau_{\text{факт}}$ порядка 4500 ч (ночная смена обеспечивает подготовку производства); линии 1-3 отражают водопотребление закалочными баками (охлаждение закалочной жидкости) и расходы, связанные с периодичностью работы печных агрегатов, а также расходы на охлаждение основного (кузнечно-прессового) и вспомогательного оборудования (печей) соответственно.

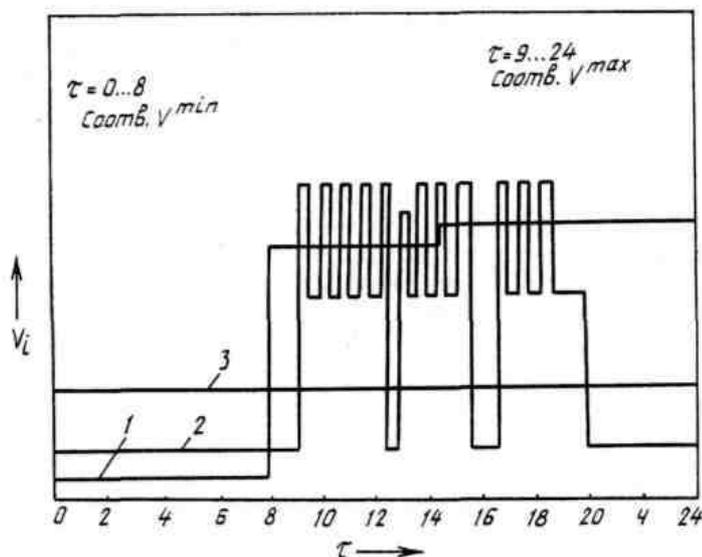


Рис. 2.5. Фактический график водопотребления

Элементы систем производственного водоснабжения

Системы водоснабжения представляют собой комплекс взаимосвязанных сооружений, предназначенных для обеспечения водой объектов промышленного водоснабжения. Производственное водоснабжение должно удовлетворять требованиям защиты природных источников от загрязнения.

В состав системы водоснабжения в соответствии с ее назначением входят следующие сооружения:

водозаборы и насосные станции;

устройства для очистки и обработки воды внутри отдельных технологий и общезаводские очистные сооружения (реагентное и катионитное умягчение воды, опреснение, удаление железа и растворенных газов, фильтрация и очистка оборотной технической воды);

водоводы и водопроводные сети, регулирующие и запасные емкости.

В качестве примера на рис. 2.6 из [7] дано расположение основных систем оборотного водоснабжения промышленного предприятия, использующего два природных источника водоснабжения.

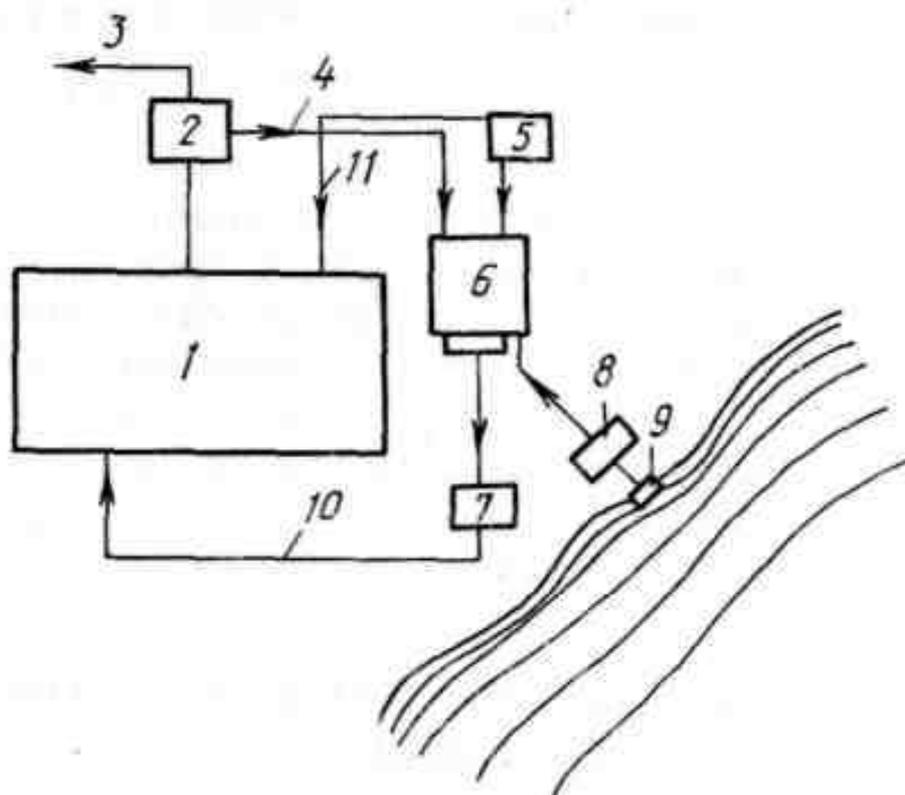


Рис. 2.6. Размещение элементов системы заводского водоснабжения: 1 – блок потребителей технической воды; 2 – общезаводские очистные сооружения; 3 – удаление отходов (утилизация или захоронение); 4 – водовод; 5 – источник водоснабжения (подпитка оборотного водоснабжения и обеспечение хозяйственно-питьевого водоснабжения предприятия); 6 – охлаждающее устройство; 7 – насосная станция; 8 – насосная станция первого подъема; 9 – заборное устройство, 10 – водовод охлажденной технической воды; 11 – водовод хозяйственно-питьевого водоснабжения

Крупные заводы являются характерными объектами водоснабжения, где могут устраиваться как отдельные, так и объединенные системы для подачи воды на производственные и хозяйственно-питьевые нужды, причем объединенная система возможна в тех случаях, когда к качеству производственной воды предъявляют те же требования, что и к питьевой (предприятия пищевой промышленности, ТЭЦ и др.). Во всех остальных

случаях устраиваются отдельные системы производственного и хозяйственно-питьевого водоснабжения.

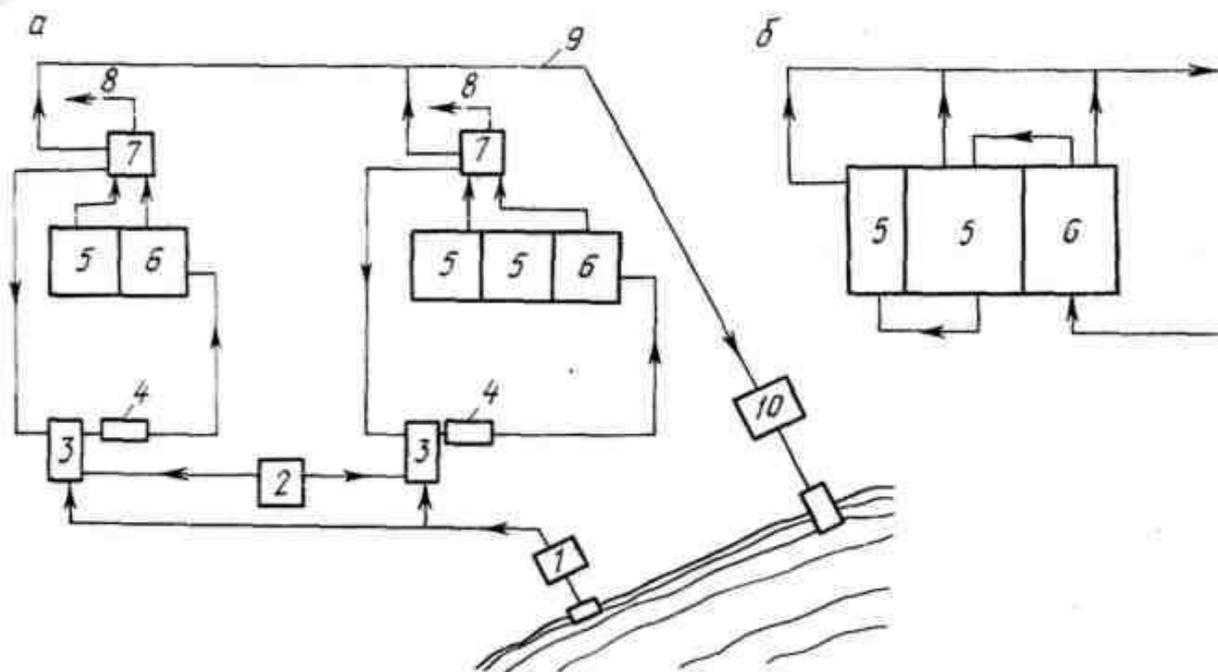


Рис. 2.7. Схема производственного водоснабжения с двумя самостоятельными системами: общая (а); каскадного водоснабжения цехов (б): 1 – береговая насосная; 2 – артезианская скважина для подпитки системы и хозяйственно-питьевого водопровода; 3 – химическая обработка поступающей воды; 4 – насосная станция водоснабжения группы потребителей; 5, 6 – цеха промышленного предприятия; 7 – очистные сооружения цехов; 8 – удаление отходов; 9 – водовод обратной воды; 10 – общезаводские очистные сооружения

По кратности использования технической воды системы водоснабжения разделяются на *прямоточные* и *оборотные*.

Прямоточные схемы водоснабжения промышленных предприятий (даже при наличии эффективно работающих очистных сооружений) теперь не используются, вследствие возможного загрязнения природных источников водоснабжения и больших расходов воды в технологиях. Как правило, используются оборотные схемы [1,3,7,8] с одной (см. рис. 2.6) или несколькими самостоятельными системами (рис. 2.7, а). Такая *децентрализация* позволяет сократить капитальные затраты на сооружение водоводов и магистралей крупных разбросанных предприятий в пределах промплощадки; суммарные расходы энергии на перекачку воды и одновременно повысить надежность водоснабжения (включение избыточных элементов в систему). Наряду с этим снижаются капитальные и текущие затраты на очистные сооружения, так как отдельные производства требуют сравнительно недорогих методов очистки воды. Из рис. 2.7, а видно, что в пределах цехов возможно последовательное (каскадное) использование технической воды, что позволяет существенно

сократить ее расход. В начале каскада находятся производства, требующие достаточно чистую воду, а затем – по степени загрязненности технологий (рис. 2.7, б).

Охлаждающие устройства систем оборотного водоснабжения

В системах оборотного водоснабжения происходит повторное (многократное) использование части воды. При этом техническая вода нагревается. Перед повторным использованием температура воды должна быть снижена в соответствии с требованиями технологии. Снижение температуры технической воды достигается в специальных охлаждающих устройствах (охладителях).

По способу отвода теплоты охладители подразделяются на *испарительные и поверхностные* (радиаторные). В *испарительном охладителе* отвод теплоты достигается в результате испарения при непосредственном контакте с воздухом, в *поверхностном* – вода движется в трубках, омываемых с внешней стороны воздухом.

Выбор типа охладителя производится на основе технико-экономического сравнения по минимуму приведенных затрат с учетом показателей работы всей заводской системы технического водоснабжения. При сопоставлении вариантов учитываются гидрологические и метеорологические условия применительно к району строительства системы водоснабжения.

Испарительные охладители могут быть представлены: прудами-охладителями (водохранилища-охладители), брызгальными бассейнами и градирнями башенного или вентиляторного типов.

Пруды и водохранилища-охладители обладают рядом несомненных достоинств. Они обеспечивают более низкие температуры охлаждения воды в течение года; являются регуляторами поверхностного стока; просты в эксплуатации и могут обеспечить водой оборотное водоснабжение любого крупного завода. Однако создание водохранилищ-охладителей сопряжено со значительными капитальными затратами как на основное сооружение, так и на строительство очистных сооружений.

Брызгальные бассейны требуют сравнительно небольших капиталовложений и применяются при небольших расходах технической воды (до $300\text{ м}^3/\text{ч}$). Обладают плохой охлаждающей способностью и допускают большие потери воды.

Башенные градирни используются в системах оборотного водоснабжения с расходами воды до $100 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$. Благодаря организованному движению воздуха обеспечивается устойчивое охлаждение и более низкая температура воды, чем в брызгальном бассейне. К недостаткам нужно отнести высокие капитальные затраты.

Вентиляторные градирни обеспечивают наиболее глубокое и стабильное охлаждение технической воды. Затраты на строительство оказываются меньше, чем у башенных. Большой расход электроэнергии и возможность образования туманов и обледенения существенно влияют на выбор варианта водоснабжения

с вентиляторными градирнями. Их применение оказывается экономически обоснованным, когда требуется низкая и стабильная температура охлаждаемой воды (холодильные и компрессорные станции, производственные технологии в районах с жарким климатом).

Некоторые характеристики испарительных охладителей [7] приведены в табл. 2.7.

Таблица 2.7

Характеристика испарительных охладителей

Вид охладителя	Максимальная удельная тепловая нагрузка, МДж/(м ² ·ч)	Рекомендуемый перепад температур воды, °С	Минимальная разность температур воды и воздуха по мокрому термометру, °С
Водохранилища и пруды-охладители	0,876-1,67	5-10	10-12
Брызгальные бассейны	29,26-62,7	5-10	10-12
Башенные градирни	250,8-334,4	5-12	8-10
Вентиляторные градирни	334,4-418	3-20	4-5

Применение *радиаторных охладителей* позволяет сократить до минимума потери воды в системе оборотного водоснабжения. Вода в «сухих» градирнях не засоряется пылью окружающего воздуха и солями (минерализация воды), как это имеет место в градирнях «мокрого» типа. «Сухие» градирни имеют больший объем по сравнению с «мокрыми», так как интенсивность теплообмена в них ниже. Их применение может быть оправдано невозможностью восполнения потерь воды в системах охлаждения.

Охлаждение воды в испарительных охладителях всегда сопровождается ее потерями вследствие испарения (снижение температуры воды на 6°С в системах испарительного охлаждения сопряжено с потерями воды до 1 %). Потери воды (%) подсчитываются по формуле

$$\Delta V = \Delta V_{\text{исп}} + \Delta V_{\text{вн}},$$

где $\Delta V_{\text{исп}}$ – доля испарившейся воды; $\Delta V_{\text{вн}}$ – доля уноса с воздухом за пределы охладителя от циркуляционного расхода по [7] (табл. 2.8).

Таблица 2.8

Величина уноса воды $\Delta V_{\text{вн}}$

Тип охладителя	Потери воды $\Delta V_{\text{вн2}}$ %	Тип охладителя	Потери воды $\Delta V_{\text{вн2}}$ %
Брызгальные бассейны с расходом воды, м ³ /ч: 500	2-3	Градирни:	
		открытые и башенные брызгальные	0,5-1
более 500	1,5-2	вентиляторные	0,5-1,5 0,3-5

Значение $\Delta V_{\text{исп}}$ определяется по формуле

$$\Delta V_{\text{исп}} = k \Delta T,$$

где k – коэффициент, учитывающий долю теплоотдачи испарением от общего коэффициента теплоотдачи (испарение и конвекция), % (табл. 2.9); ΔT – абсолютная величина перепада температур, °С.

Таблица 2.9

Значение коэффициента k

Сезон года	Коэффициент k , %	
	для водохранилищ-охладителей	для брызгальных бассейнов и градирен
Лето	0,1-0,13	0,13-0,15
Весна и осень	0,08-0,09	0,11-0,12
Зима	0,06-0,07	0,09-0,1

В результате испарения в охладителе части воды повышается концентрация минеральных солей, растворенных в оборотной воде. При этом соли временной жесткости $MgCO_3$ и $CaCO_3$ (главным образом, $CaCO_3$) выпадают на поверхности устройства, что ухудшает его эксплуатационные показатели и резко снижает коэффициент теплопередачи.

Для предотвращения этого явления производится непрерывная продувка системы оборотного водоснабжения, то есть удаление из нее части циркулирующей воды и восполнение свежей водой из природного источника водоснабжения. Продувку осуществляют водой из глубинных слоев охладителя. Тогда уравнение солевого баланса имеет вид [7,8]

$$C_d(\Delta V_{исп} + \Delta V_{ун} + \Delta V_{прод}) = C_c(\Delta V_{ун} + \Delta V_{прод}), \quad (2.3)$$

где C_d , C_c – концентрация солей жесткости в добавочной и циркулирующей воде соответственно, мг-экв/л; $\Delta V_{исп}$, $\Delta V_{ун}$ – потери воды с испарением и уносом, %; $\Delta V_{прод}$ – объемная доля удаляемой воды по отношению к циркулирующей, %.

Если принять для циркуляционной системы C_c на уровне максимально допустимой, то выражение (2.3) можно переписать в виде

$$C_d(\Delta V_{исп} + \Delta V_{ун} + \Delta V_{прод}) = C_c^{макс}(\Delta V_{ун} + \Delta V_{прод}). \quad (2.4)$$

Из равенства (2.4) находят значение $\Delta V_{прод}$, выраженное в процентах. Однако нужно помнить, что регулирование солевого баланса системы оборотного водоснабжения путем непрерывной продувки эффективно лишь в случае, когда $C_d \ll C_c^{макс}$. Во всех остальных ситуациях применяют способы снижения жесткости воды путем реагентной обработки (табл. 2.10).

Наряду с выпадением солей жесткости в системах оборотного водоснабжения могут откладываться продукты кислородной коррозии, механические взвеси, биологические организмы, содержащиеся в природной воде.

Для борьбы с биологическим обрастанием применяют обработку циркуляционной воды хлором. Хлорирование ведется периодически по 30 мин. с интервалами в 3-12ч дозами 1,5-7,5 мг/л (в зависимости от качества воды).

При обрастании системы водорослями воду обрабатывают медным купоросом 2-3 раза в месяц по 1-2 ч дозами 4-6 мг/л.

Таблица 2.10

Способы реагентного умягчения технической воды [4,7,8]

Способ	Применяемый реагент
Известковый	CaO или Ca(OH) ₂
Едконатриевый	NaOH
Известково-содовый	CaO + Na ₂ CO ₃
Содово-едконатриевый	Na ₂ CO ₃ + NaOH
Известково-едконатриевый	CaO + NaOH
Фосфатный	Na ₃ PO ₄
Бариевый	BaCO ₃ или Ba(OH) ₂

При бактериальном обрастании наряду с обработкой медным купоросом производят хлорирование воды дозами 2 мг/л при продолжительности хлорирования 30-40 мин.

Расчет охлаждающих устройств систем оборотного водоснабжения

Тепловой расчет водохранилища-охладителя заключается в определении активной площади водохранилища при заданных тепловой и гидравлической нагрузках.

Теплоотдача поверхности водохранилища-охладителя зависит от отношения площади активной зоны $F_{акт}$ (площадь транзитного потока) к общей площади водохранилища F_B . Это отношение называют коэффициентом использования площади водохранилища k ($k = 0,5-0,95$). Значение коэффициента k зависит от метеорологических условий и формы охладителя (см.рис. 2.8) из [7].

Температура охлаждающей воды определяется для установившегося режима (теплого) применительно к метеорологическим условиям наиболее неблагоприятной для охлаждения воды декады (влажность, температура и скорость перемещения воздуха). Из уравнения теплового баланса имеем

$$\Sigma(VcT_1 + V_d cT_d - V_2 cT_2 - V_{сбр} cT_{сбр}) = [\alpha_{исп}(p_s - p) + \alpha_k(k_l T_{cp} - \theta) - R + \Delta h] k,$$

где $\Sigma(VcT_1, V_d cT_d, V_2 cT_2, V_{сбр} cT_{сбр})$ – количества теплоты, сбрасываемой предприятием, поступающей с добавками из природных источников в охладительное устройство, забираемой в оборотное водоснабжение предприятия (вода поступила с температурой T_1 , а отобрана из охладителя с температурой T_2), сбрасываемой из водохранилища с транзитной водой (река), МДж/сут; $\alpha_{исп}$ – удельное количество теплоты, отдаваемой поверхностью водохранилища путем испарения, МДж/(м²·сут); p_s – давление насыщения воды при температуре поверхности воды в водохранилище, Па; p – парциальное давление водяных паров в воздухе (абсолютная влажность воздуха), Па; α_k – удельное количество теплот, отдаваемое конвекцией окружающему воздуху, МДж/(м²·сут); k_l – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения воды по глубине водохранилища; T_{cp} – средняя температура активной зоны водохранилища, °С; R – радиационный баланс непрогретого

водоема, МДж/(м²·сут); Δh – дополнительное эффективное излучение водной поверхностью, МДж/(м²·сут); k – коэффициент использования площади водохранилища.

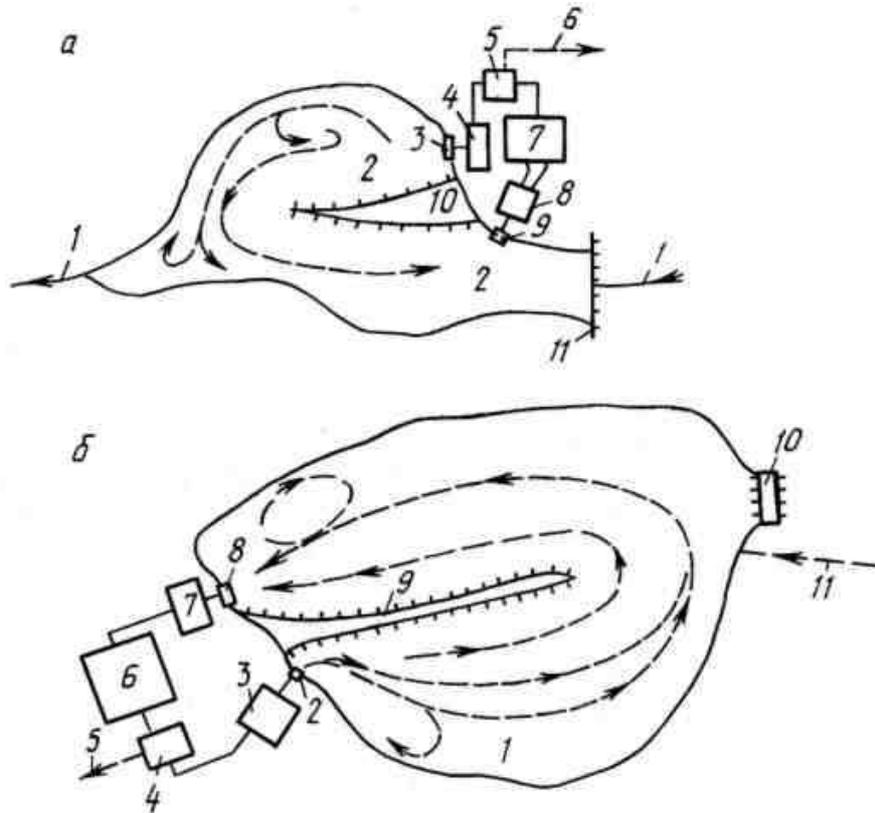


Рис. 2.8. Схема водохранилища-охладителя: *а* – образованного на водотоке при обеспечении циркуляции направляющей дамбой (1 – река; 2 – поверхность водохранилища; 3 – сброс воды в водохранилище; 4 – общезаводские очистные сооружения; 5 – местные очистные сооружения при образовании каскада; 6 – утилизация отходов очистки; 7 – предприятие; 8 – насосная станция и обработка воды; 9 – заборное устройство; 10 – направляющая дамба; 11 – плотина); *б* – наливного (1 – поверхность водохранилища; 2 – сброс воды; 3 – общезаводские очистные сооружения, 4 – местные очистные сооружения; 5 – утилизация отходов очистки; 6 – предприятие; 7 – насосная станция; 8 – заборное устройство; 9 – направляющая дамба; 10 – перегораживающая дамба; 11 – природный источник водоснабжения)

Коэффициент теплоотдачи испарением $\alpha_{\text{исп}}$ [МДж/(м²·сут·Па)], и конвекцией $\alpha_{\text{к}}$ [МДж/(м²·сут·Па)], соответственно находятся по формулам:

$$\alpha_{\text{исп}} = 0,0314 \cdot 0,231 (1 + 0,135\omega_{200}), \quad \alpha_{\text{к}} = 0,0314 \cdot 0,231 (1 + 0,135\omega_{200}),$$

где ω_{200} – скорость ветра на высоте 2 м (200 см) над поверхностью воды, м/с.

Определив температуру T_2 , найдем среднюю температуру воды в водозаборном устройстве:

$$T_{\text{ср}} = T_e + (T_1 - T_2) / \ln \frac{T_1 - T_e}{T_2 - T_e},$$

где T_e – естественная температура воды в водохранилище, °С.

Температура T_e находится из соотношения

$$\alpha_{\text{исп}} = (p_s - p) + \alpha_k (k_1 T - \theta) - R = 0,$$

где θ – температура окружающего воздуха, °С.

Брызгальные бассейны представляют собой систему сопел, разбрызгивающих подводимую к ним воду, подлежащую охлаждению. Суммарная поверхность образующихся при этом капель должна быть достаточной для охлаждения за счет испарения при их контакте с воздухом (движущая сила $p_s - p$), поступающим к брызгальному бассейну. Охладившиеся капли воды осаждаются в специальном накопительном резервуаре (бассейне), из которого осуществляется забор технической воды для повторного использования в системе заводского водоснабжения.

Зависимость температуры охлажденной воды от температуры воздуха ($t_{\text{вл}}$) иллюстрируется графиками, приведенными на рис. 2.9, а. Графики составлены для свободного напора перед соплами $H = 0,06$ МПа и скорости ветра $\omega_{200} = 2$ м/с. Если $H > 0,06$ МПа, то фактическая температура $T_{\text{ср.ф}}$ находится по формуле

$$T_{\text{ср.ф}} = T_{\text{ср}} - \delta T,$$

где δT – поправка (см. рис. 2.9, б).

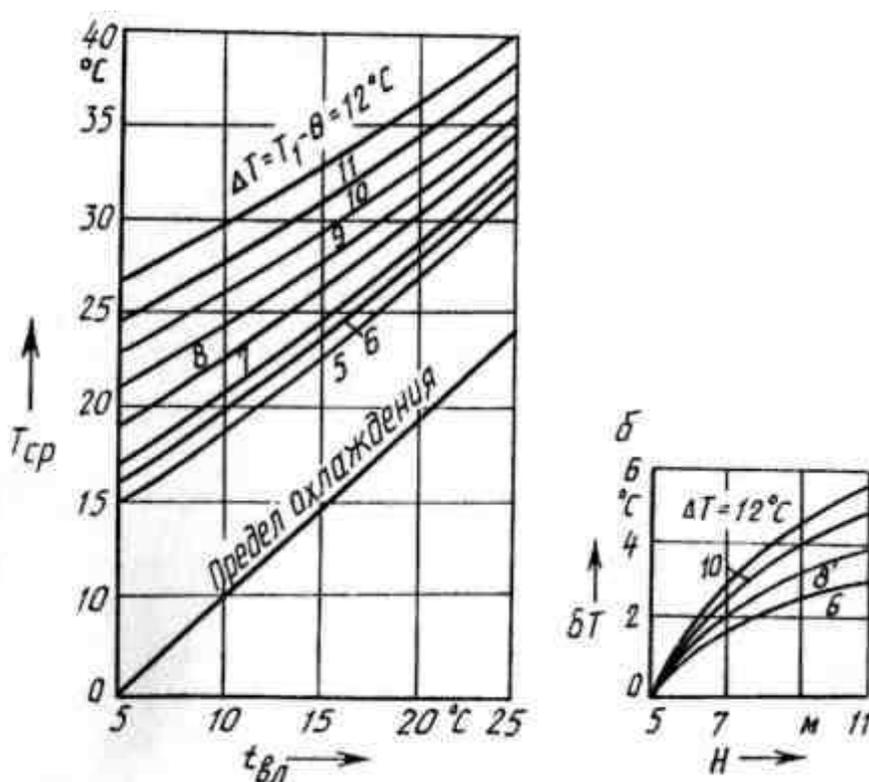


Рис. 2.9. Графики зависимостей: а – $T_{\text{ср}} = f(\Delta T, t_{\text{вл}})$; б – $\delta T = f(\Delta T, H)$

Размеры брызгального бассейна определяются расходом охлаждаемой воды и плотностью орошения площади брызгального устройства. Принимают плотность орошения в пределах $0,8-1,3$ м³/(м²·ч). Тогда площадь брызгального бассейна $F = \Sigma V/k$, м², где ΣV – расход оборотной воды.

Компоновка площади F брызгального бассейна может выполняться в соответствии с данными табл. 2.11.

Для обеспечения продувания брызгального устройства ветром распределительные линии должны располагаться в направлении господствующих ветров. Длина одной распределительной линии не должна превышать 45 м (расстояние между крайними соплами в распределительной линии). При размещении и компоновке брызгальных бассейнов руководствуются [1,5].

Таблица 2.11

Характеристика брызгальных устройств

Марка сопел	Подача при напоре 0,06 МПа, м ³ /ч	Площадь суммарной поверхности капель, м ²	Число сопел в пучке, шт.	Расстояние между соплами, м	Расстояние между пучками, м	Расстояние между распределительными линиями, м
МОТЭП, диаметром 50/20 мм	20,9	41,25	3	$1,2-1,5 \cdot 10^{-3}$	$3,3 \cdot 10^{-3}$	$12 \cdot 10^{-3}$
«Юниспрей»	19	32,5	3	$1,2-1,5 \cdot 10^{-3}$	$3,3 \cdot 10^{-3}$	$12 \cdot 10^{-3}$
Эвольвентные, диаметром, мм:						
100/50	34,5	—	1	$4 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$8-10 \cdot 10^{-3}$
50/25	9,1	—	5	$1,2-1,5 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$8,5-10 \cdot 10^{-3}$
П-16	46	80	1	—	$4,5 \cdot 10^{-3}$	$9-10 \cdot 10^{-3}$

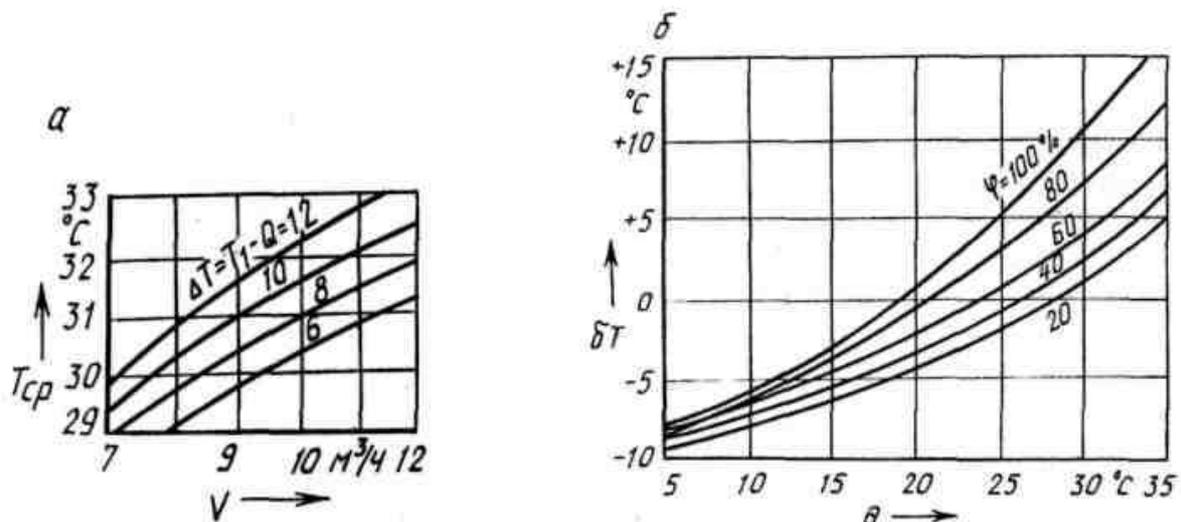


Рис. 2.10. Графики зависимостей: $a - T_{cp} = f(\Delta T, V)$; $b - \delta T = f(\varphi, V)$

Методика теплового расчета градирни была предложена В. В. Проскуряковым и достаточно подробно освещена в учебной и справочной литературе. На рис. 2.10, а из [7] представлен график для определения температуры T_{cp} в зависимости от расхода охлаждаемой воды V и $\delta T = T_1 - \theta$. Если условия $\theta = 25$ °С и $\varphi = 54$ % не соблюдаются, то $T_{cp,\varphi}$ находится с учетом поправки δT (рис. 2.10, б):

$$T_{cp,\varphi} = T_{cp} \pm \delta T.$$

В России, наряду с небольшими, построены градирни производительностью до $100 \cdot 10^3$ м³/ч оборотной воды с гиперболическими башнями высотой до 150 м, выполненными из сборного железобетона или металлического каркаса, обшитого алюминием.

Обработка воды в системах производственного водоснабжения

Основные физико-химические и бактериологические свойства воды

Качество воды определяется присутствием в ней различных веществ неорганического и органического происхождения, а также – микроорганизмов. Эти примеси содержатся во взвешенном состоянии. Различают грубодисперсную взвесь, коллоидное состояние и раствор.

Содержание взвешенных веществ в системах производственного водоснабжения регламентируется требованиями производственных технологий. Известно, что многие производственные потребители могут использовать воду с содержанием примесей более высоким по сравнению с допустимым для хозяйственно-питьевого водоснабжения, где масса взвешенных веществ не должна превышать 1,5 мг на 1л воды. Однако для отдельных производственных потребителей использование мутной воды также недопустимо, так как при охлаждении это приводит к засорению поверхности охлаждения и порче оборудования.

Важным показателем качества воды является ее цветность (например, желто-зеленый оттенок природных источников или приобретенный в промышленной технологии при контакте воды с технологическим сырьем или конечным продуктом). Использование воды со значительной цветностью в технологиях, где происходит ее непосредственное соприкосновение с технологическим сырьем, может вызвать снижение качества конечного продукта (текстильная, бумажная, пищевая и другие отрасли промышленности).

Еще одним важным показателем качества воды является ее температура. В течение года температура воды поверхностных источников изменяется от близкой к нулю до 25-30 °С. Подземные воды (в особенности артезианские) имеют практически постоянную температуру 8-12°С. Температура воды в системе оборотного водоснабжения имеет исключительно важное значение, так как влияет на ее расход и определяет содержание растворимых газов. Для хозяйственно-питьевых целей используется вода, температура которой составляет 7-12°С.

Ряд технологий предъявляет специфические требования к жесткости подпиточной и оборотной воды. *Жесткость воды* определяется содержанием в ней солей кальция и магния. Различают *карбонатную* (определяется наличием двууглекислых солей кальция и магния) и *некарбонатную* воду (содержит сульфиты, хлориды, нитриты этих элементов). *Суммарная* (общая) *жесткость*

складывается из карбонатной (временной) и некарбонатной (постоянной) жесткостей.

Использование жесткой воды для питьевых целей не вредно для здоровья. Высокая жесткость также не снижает вкусовых качеств воды. Однако использование жесткой воды для хозяйственных целей (стирка, варка пищи и др.) связано с неудобствами (образуется накипь, увеличивается расход моющих средств). Поэтому в системе хозяйственно-питьевого водоснабжения *общая жесткость регламентируется* [6] и не должна превышать 7 мг-экв/л. По согласованию с органами санитарно-эпидемиологической службы общая жесткость должна составлять не более 10 мг-экв/л.

Использование жесткой воды для производственных целей во многих случаях недопустимо, так как это может привести к порче оборудования и нарушению нормального течения технологических процессов (предприятия бумажной промышленности, заводы искусственного волокна, технология получения сжатого воздуха, пара энергетических параметров и др.).

В воде природных источников присутствуют растворимые газы (O_2 , CO_2 и H_2S), которые наносят ощутимый вред, снижая качество конечного продукта и воздействуя на элементы технологического оборудования. Поэтому содержание в воде растворенных газов является одним из показателей ее качества.

Согласно [6], в воде, подаваемой в хозяйственно-питьевой водопровод, допустимое содержание железа не превышает 0,3 мг/л. В техническом водопроводе, где вода используется для промывки, указанное содержание железа оказывается недопустимым, так как его присутствие портит целевой продукт, переводя его в брак (текстильная, бумажная и другие отрасли).

Бактериологическая загрязненность воды в непищевых промышленных технологиях не препятствует ее использованию. Что же касается хозяйственно-питьевого водопровода, то, согласно [6], питьевая вода не должна содержать более 100 бактерий в 1 мл. *Особую важность для санитарной оценки имеет определение наличия в воде бактерий группы кишечной палочки. Присутствие кишечной палочки свидетельствует о загрязнении воды фекальными стоками.* Согласно требованиям стандарта, в воде, подаваемой в хозяйственно-питьевой водопровод, может содержаться не более 3-х кишечных палочек на 1 л.

Нужно добавить, что в практике использования воды разными категориями потребителей приходится сталкиваться с целым рядом ее дополнительных специфических свойств.

Основные функции очистных сооружений подпиточной и оборотной воды

Назначение очистных сооружений. Функции, выполняемые очистными сооружениями, сводятся к следующему: устранение нерастворимых примесей и цветности воды; удаление из воды катионов кальция и магния (умягчение воды)

и уничтожение болезнетворных бактерий (обеззараживание воды). В отдельных случаях очистные сооружения стабилизируют воду. Эта операция обработки диктуется требованиями промышленных потребителей и условиями эксплуатации системы водоснабжения.

Часть операций по обработке воды может быть отнесена к процессам собственно очистки воды: устранению мутности и цветности, удалению планктона, бактерий и избыточного количества растворимых солей. *Но такие операции, как стабилизация воды, поддержание требуемого значения щелочности воды pH, в отдельных технологиях уже не относятся к процессам очистки воды, которые выполняются в комплексе обработки подпиточной и оборотной воды системы общезаводского водоснабжения, а выполняются непосредственно в самих технологиях, возвращающих воду в систему оборотного водоснабжения завода лишь для указанной выше дообработки.*

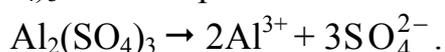
В соответствии со сказанным, очистные сооружения являются наиболее важным элементом системы заводского водоснабжения. *Вопрос о месте расположения очистных сооружений* решается при выборе схемы водоснабжения объекта. Обычно они располагаются вблизи источника водоснабжения, непосредственно за насосной станцией первого подъема. *Наибольшее распространение в практике водоочистки* имеют схемы очистных сооружений с самотечным движением воды. По такой схеме вода, подаваемая насосами первого подъема, самотеком, последовательно проходит все очистные сооружения и поступает в сборный резервуар чистой воды, из которого забирается насосами второго подъема.

Для решения поставленных задач, связанных с очисткой воды, используют следующие методы [1,3,4]: флотация, коагулирование, фильтрование, умягчение воды и др.

Флотация. В ряде случаев для удаления взвеси используют свойство пузырьков воздуха выносить взвешенные частицы на поверхность жидкости. Для образования пузырьков в части осветляемой воды (примерно 10%) растворяют под давлением воздух и подают эту воду в остальную, находящуюся под атмосферным давлением (в открытой ванне). При сбросе давления выделяются мельчайшие пузырьки, флотирующие взвесь, удаляемую затем со свободной поверхности специальными скребками.

Коагулирование. В практике очистных сооружений различают *реагентное коагулирование* и *электрокоагулирование*. Коагулирование делается до фильтрации с целью удаления нерастворимых взвесей, при этом взвешенные частицы образуют хлопья, что упрощает их механическое удаление.

При реагентном коагулировании используется сернокислый алюминий $Al_2(SO_4)_3$, железный купорос $FeSO_4$ и хлорное железо $FeCl_3$. При использовании в качестве коагулянта $Al_2(SO_4)_3$ в воде происходит его диссоциация [8]:

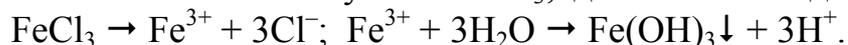


Далее протекает ионный обмен катионов алюминия на катионы, сорбированные содержащимися в воде взвесями. В результате гидролиза

оставшихся в избытке катионов алюминия образуется выпадающая в осадок гидроокись алюминия



Использование в качестве коагулянта FeCl_3 , дает хлопьевидную взвесь:



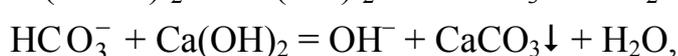
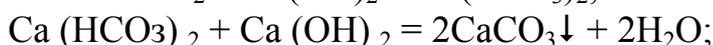
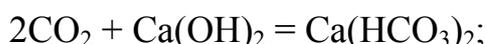
Скоростное фильтрование. Скоростное фильтрование применяется для осветления мутных и цветных вод после коагулирования при реагентном умягчении, обезжелезивании и др. Для его обеспечения требуется достижение скорости воды 2-15 м/ч при прохождении через фильтрующий слой, а в ряде случаев – 25-50 и даже 100 м/ч (скоростные фильтры системы Г. Н. Никифорова). При скоростном фильтровании к прозрачности фильтрата (воды) не предъявляют таких высоких требований, как в системах обратного технического водоснабжения. Для некоагулированной воды скоростное фильтрование не применяется.

Выбор фильтрующего материала необходимо производить исходя из возможностей его получения на месте строительства системы водоснабжения. Обычно для этих целей используется песок, гравий, антрацит, керамзит, полимерные материалы.

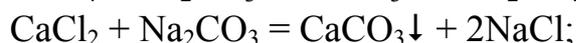
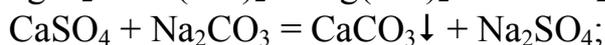
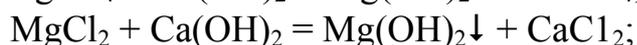
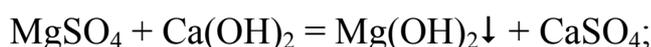
Анализ работы очистных сооружений показал, что сохранение требуемого эффекта фильтрации может быть получено при различной крупности зерен фильтрующего материала при условии, что одновременно изменяется высота фильтрующего слоя. Характеристики загрузки скоростных фильтров приведены в [4].

Умягчение воды. В практике широкое распространение получили следующие методы [4,8]:

1) *реагентный*, сущность которого состоит в связывании ионов кальция и магния химическими веществами в малорастворимые и легко удаляемые фильтрованием (коагулирование с последующим фильтрованием) соединения – карбонат кальция и гидроокись магния:



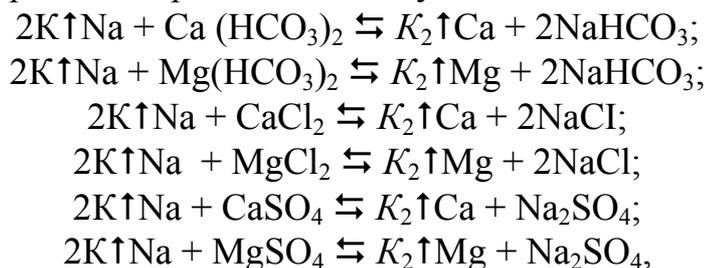
а также



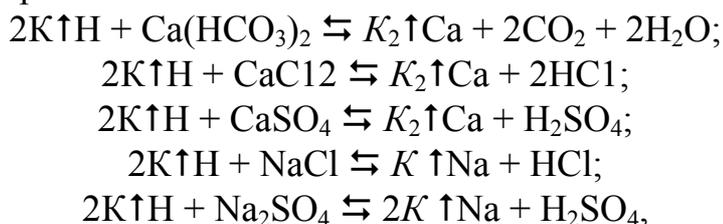
2) *катионитный*, заключающийся в способности ионообменных материалов (*катионитов*) замещать присутствующие в воде катионы кальция и магния катионами натрия или водорода (не придают воде свойств жесткости),

которыми предварительно заряжается катионит (обмен ионов натрия называют *Na-катионированием*, а ионов водорода – *H-катионированием*).

При Na-катионировании происходят следующие химические реакции [8]:



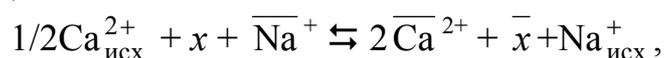
а при H-катионировании:



где K – сложный радикал катионита (органический скелет), практически не растворимый в воде и играющий роль неподвижного аниона; \uparrow – знак, указывающий на способность катионита диссоциировать на нерастворимый анион и катионы Na^+ , H^+ ;

3) *диализный*, протекающий на мембранах. Сущность этого способа состоит в том, что жесткая вода движется с одной стороны мембраны, а рассол $NaCl$ – с другой. При этом ионы натрия мигрируют в мембрану и далее в исходную воду, а ионы кальция (магния) – в противоположном направлении (из жесткой воды в рассол).

Принцип диализа базируется на законе действующих масс. Уравнение обмена между ионами кальция (магния) жесткой воды и ионами натрия в мембране имеет вид

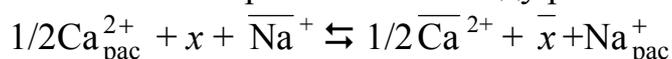


где Na^+ , Ca^{2+} – ионы, содержащиеся в рассоле; x , \overline{x} – прочие ионы, содержащиеся в рассоле и мембране.

Константу K_1 равновесия реакции можно представить в виде

$$K_1 = \frac{[\overline{Ca}^{2+}]^{1/2} [\overline{x}] [Na^+]_{исх}}{[Ca^{2+}]_{исх}^{1/2} [x]_{исх} [\overline{Na}^+]}$$

Аналогично устанавливается равновесие между рассолом и мембраной:



и

$$K_2 = \frac{[\overline{\text{Ca}^{2+}}]^{1/2} [x] [\text{Na}^+]_{\text{рас}}}{[\text{Ca}^{2+}]_{\text{рас}}^{1/2} [x]_{\text{рас}} [\overline{\text{Na}^+}]}$$

При условии $K_1 = K_2$ запишем

$[\text{Ca}^{2+}]_{\text{исх}} = [\text{Ca}^{2+}]_{\text{рас}} \frac{[x]_{\text{рас}}^n [\text{Na}^+]_{\text{исх}}^2}{[x]_{\text{исх}}^n [\text{Na}^+]_{\text{рас}}^2},$	(2.5)
--	-------

где n – показатель степени, зависящий от содержания ионов в составе раствора.

Из формулы (2.5) следует, что если отношение числа ионов натрия в рассоле и исходной жесткой воде равно 10, то жесткость исходной воды может быть снижена в 100 раз по сравнению с жесткостью рассола.

Движущей силой процесса умягчения на ионообменных мембранах является разность активностей растворимого вещества по обе стороны селективной мембраны, разделяющей растворы,

$$C_{\text{рас}}/Ж_{\text{рас}} \neq C_{\text{исх}}/Ж_{\text{исх}},$$

где $C_{\text{рас}}$, $C_{\text{исх}}$ – соответственно концентрация солей в рассоле и исходной жесткой воде, мг-экв/л; $Ж_{\text{рас}}$, $Ж_{\text{исх}}$ – жесткости рассола и исходной воды, мг-экв/л. Скорость процесса диализа

$$\frac{d(C'_{\text{рас}} - C'_{\text{исх}})}{d\tau} = -bF_M (C_{\text{рас}} - C_{\text{исх}}),$$

где $C'_{\text{рас}} = C_{\text{рас}}/Ж_{\text{рас}}$, $C'_{\text{исх}} = C_{\text{исх}}/Ж_{\text{исх}}$; b – константа, определяющая свойства мембраны и жидкостей; F_M – общая площадь поверхности мембран.

Выходная жесткость умягченной воды в диализаторной камере

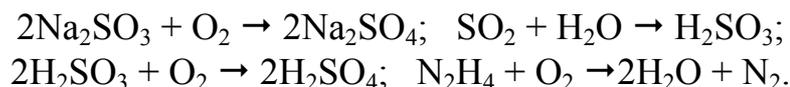
$$Ж_{\text{д}} = C_{\text{исх}} \left(V_{\text{в}}/V_{\text{рас}} - 1 \right) \left[\frac{V_{\text{в}}}{V_{\text{рас}}} \frac{C_{\text{исх}}}{Ж_{\text{исх}}} + \frac{C_{\text{рас}}}{Ж_{\text{рас}}} - \left(\frac{C_{\text{рас}}}{Ж_{\text{рас}}} - \frac{C_{\text{исх}}}{Ж_{\text{исх}}} \right) \exp \left(- \left(\frac{V_{\text{в}}}{V_{\text{рас}}} - 1 \right) \frac{bF_M L}{\omega_{\text{д}}} \right) \right]^{-1}$$

где L – длина пути раствора в диализаторной и рассольной камерах аппарата умягчения, м; $\omega_{\text{д}}$ – скорость движения умягченной воды в диализаторной камере, м/с.

Удаление железа. Для окисления двухвалентного железа в трехвалентное, задерживаемое фильтром в виде гидрата его оксида, воду обогащают кислородом, доводя его содержание до 0,6-0,9 мг на 1 г двухвалентного железа. При использовании напорных фильтров воздух (кислород) подается компрессором в трубу, по которой вода поступает в фильтр, загруженный песком. Скорость фильтрации при диаметре частиц песка $d_{\text{ч}} = 0,8-1,8$ мм и высоте фильтрующего слоя $h = 1$ м составляет 5-7 м/ч.

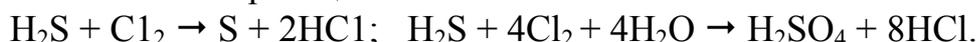
Удаление растворенных газов. В процессе подготовки воды часто нужно удалить растворенные в ней O_2 , CO_2 и H_2S (дегазация воды). С этой целью применяются химические и физические методы дегазации воды [4,7].

По химическому методу обескислороживание воды достигается введением сульфита натрия Na_2SO_3 , сернистого газа SO_2 и гидрозина N_2H_4 . Соответственно имеем:



Способ обескислороживания воды путем введения в нее гидрозина N_2H_4 является наиболее совершенным (однако очень дорогостоящим). Обычно он применяется в качестве шлифующей стадии удаления O_2 после физических методов (доведение воды до кипения в деаэраторах с головками, обогреваемыми водяным паром, сброс давления).

Удаление сероводорода достигается обработкой воды хлором, следствием чего являются химические реакции:



Стабилизация технической и подпиточной воды. Стабилизация воды относится к особым видам ее обработки и применяется, как правило, только для технических целей. *Стабильной считают воду*, не вызывающую коррозии металлических элементов технологического оборудования и системы водоснабжения и не дающую отложений на них карбоната кальция. *Основным признаком агрессивности (коррозийности) воды* служит присутствие в ней углекислого газа.

Стабильность воды определяют по индексу насыщения

$$j = \text{pH}_0 - \text{pH}_s,$$

где pH_0 – щелочность исходной воды; pH_s – щелочность при равновесном насыщении исходной воды карбонатом кальция.

Таким образом, при $j = 0$ вода считается *стабильной*; при $j < 0$ – *агрессивной* (обладает коррозионными свойствами) и в случае $j > 0$ возможно отложение карбоната кальция.

Согласно [4,5], нестабильную воду нужно подвергать стабилизации, если $j > +0,5$ в течение 10 месяцев в году или $j < 0$ более 8 месяцев в году.

Стабилизация воды с положительным j сводится к добавке в нее кислоты (H_2SO_4 или HCl) с тем, чтобы $j \sim 0$. Если вода агрессивна ($j < 0$), то для ее стабилизации используют щелочные реагенты (CaO или $\text{Ca}(\text{OH})_2$; NaOH ; Na_2CO_3) в таком количестве, чтобы приблизить индекс насыщения к нулю.

Стабилизация воды как при положительных, так и при отрицательных значениях j , может быть достигнута добавкой гексаметафосфата натрия. Применение такого реагента при агрессивной воде позволяет получить на металлической поверхности оборудования и трубопроводов метафосфатную пленку, предотвращающую коррозию.

Контрольные вопросы

1. Показатели качества воды.
2. Способы контроля качества воды.

3. Как называют воду в зависимости от назначения системы водоснабжения?
4. Назовите причины, обуславливающие необходимость обработки природных и сточных вод.
5. Чем отличается прямоточное водоснабжение от оборотного?
6. Особенности обработки природной и сточной воды в системе технического водоснабжения ТЭС.
7. Механические способы обработки воды.
8. Биологическое и огневое обезвреживание сточных вод.
9. Физический, физико-химический и электрохимический способы очистки сточных вод.
10. Организация приема и транспорта воды.
11. Порядок гидравлического расчета водопроводных сетей.
12. Составляющие баланса воды промышленных предприятий.
13. Влияние примесей, содержащихся в воде, на работу энергетического оборудования.
14. Коррозия и способы ее предотвращения.
15. Критерии выбора схем водоподготовительных установок.
16. Показатели работы водоподготовительных установок.

Библиографический список

1. ГОСТ 17.1.01-77. Охрана природы. Гидросфера. Использование и охрана воды. Основные термины и определения // Максименко Ю.Л., Глухарева В.А. Справочник. Природоохранные нормы и правила проектирования. – М.: Стройиздат, 1990.
2. ГОСТ 17.1.3.13-86. Охраны природы. Гидросфера. Общие требования к охране поверхностных вод от загрязнений // Максименко Ю.Л., Глухарева В.А. Справочник. Природоохранные нормы и правила проектирования. – М.: Стройиздат, 1990.
3. Жабо В.В. Охрана окружающей среды на ТЭС и АЭС. – М.: Энергоатомиздат, 1992. – 240 с.
4. Пааль Л.Л., Кару Я.Я., Мельдер Х.А., Репин Б.Н. Справочник по очистке природных и сточных вод. – М.: Высш. школа, 1994. – 336 с.
5. Правила технической эксплуатации тепловых энергоустановок. – М.: Омега – Л, 2004. – 214 с.
6. СанПин 21.5.980-00. Гигиенические требования к охране поверхностных вод. – М.: Федеральный центр госсанэпиднадзора Минздрава России, 2002. – 28 с.
7. Системы производства и распределения энергоносителей промышленных предприятий / Под ред А.П. Несенчука. – М.: Высш. школа, 1989. – 279 с.
8. Шкроб М.С. Водоподготовка: Учебник для вузов. – М.: Энергия, 1973. – 416 с.

СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ

Для нормального функционирования современных промышленных предприятий необходимо обеспечение их различными энергоносителями (пар различных параметров, горячая вода, сжатый воздух и др.) для осуществления технологических процессов, привода машин, механизмов и инструмента.

Сжатый воздух различных параметров и степени сухости широко используется во многих отраслях народного хозяйства. Он не огнеопасен, не имеет вредных свойств, упруг и обладает хорошей транспортабельностью.

Сжатый воздух необходим для работы в опасных условиях, где возможны взрывы и пожары при применении электроэнергии.

Значительные объемы сжатого воздуха потребляют предприятия металлургической, машиностроительной, угольной, химической, строительной, нефтяной, судостроительной и других отраслей промышленности.

Так при производстве 1т чугуна требуется до 3000м^3 сжатого воздуха.

В строительстве он используется для механизации многих трудоемких процессов: разборка старых сооружений, рыхление мерзлых грунтов и твердых пород, вскрытие дорожных покрытий, транспортировка строительных материалов, нанесение покрытий и др.

При разработке глубоких месторождений – для привода пневматических машин, инструментов, подъема воды и вентиляции шахт.

Выработка сжатого воздуха и создание вакуума осуществляется с помощью компрессорных машин, установленных на центральных компрессорных станциях предприятий или непосредственно у потребителя.

Для сжатия воздуха используются: поршневые, роторные (пластинчатые, винтовые и мембранные, центробежные) и осевые компрессоры. Для образования вакуума – водокольцевые, двухроторные и центробежные вакуумные компрессоры.

В металлургии для подачи дутья применяют вентиляторы и неохлаждаемые нагнетатели (давление воздуха $P = 0,32-0,42$ МПа), которые, как правило, устанавливают рядом с печами; для работы пневматических машин и инструментов используют сжатый воздух давлением $0,6-0,8$ МПа.

В доменных цехах для крупных доменных печей – турбокомпрессоры (давление воздуха $0,5$ МПа) производительностью 300 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$.

На обогатительных фабриках в агломерационном производстве для выброса газов в атмосферу с давлением $1,35$ МПа применяют турбоэксгаустеры и дымососы производительностью 720 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$.

В кузнечно-штамповочных цехах сжатый воздух используют для работы пневматических молотов, прессов, пневматических инструментов, в печах – для нагрева металла.

В литейных цехах – для подачи дутья вентиляторами высокого давления, центробежными и ротационными нагнетателями ($P = 0,3-2$ МПа) в вагранки, в пескоструйные аппараты ($P = 2,5-0,8$ МПа) – для обработки литья.

Состав и свойства воздуха

Атмосферный воздух – неисчерпаемый источник сырья для получения кислорода, азота и редких (инертных) газов.

Средний состав сухого атмосферного воздуха:

газы	объемное содержание, %
азот (N ₂)	78,09
кислород (O ₂)	20,95
аргон (Ar)	0,93
диоксид углерода (CO ₂)	3·10 ⁻²
неон (Ne)	1,8·10 ⁻²
гелий (He)	5,24·10 ⁻⁴
криптон (Kr)	1,14·10 ⁻⁴
водород (H ₂)	5·10 ⁻⁵
закись азота (N ₂ O)	5·10 ⁻⁵
ксенон (Ks)	8,7·10 ⁻⁶
озон (O ₃)	0,00001·10 ⁻⁵ -0,000001·10 ⁻⁶ .

Кроме того, воздух всегда содержит ряд примесей: твердые частицы (пыль, сажа и др.), пары воды, предельные и непредельные углеводороды, сероуглерод, оксиды азота, серы и др.

Состояние атмосферного воздуха в зависимости от влагосодержания и парциального давления водяных паров в нем определяют по h-d диаграмме влажного воздуха. T-S диаграмма состояния воздуха характеризует состояние воздуха при изменении его давления и температуры.

Зависимость между давлением (P), объемом (V) и температурой воздуха (T), как и для других газов, описывается уравнением состояния PV=MRT (M – масса газа). Газовая постоянная воздуха R = 287 Дж/(кг·К) – работа расширения 1кг газа при нагреве под постоянным давлением на 1К.

Конечная температура воздуха, сжатого в компрессоре, определяется по уравнению $T_2=T_1(P_2/P_1)^{0,286}$ и зависит, таким образом, от степени сжатия ($\epsilon=P_2/P_1$).

Так в адиабатном процессе сжатия при начальной температуре воздуха от -10 до 40 °С и $\epsilon=2-4$ конечная (T₂) изменяется в пределах, указанных в табл.3.1.

Таблица 3.1

Изменение температуры воздуха в процессе сжатия

Начальная температура, °С	Степень сжатия				
	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
	Конечная температура, °С				
-10	48	69	87	103	118
0	60	80	101	117	133
10	72	94	115	132	147
20	84	108	128	146	162
30	97	121	142	160	177
40	109	134	155	175	192

Адиабатный процесс сжатия может иметь место в том случае, если стенки цилиндра идеально изолированы (то есть без притока и отвода теплоты).

Если сжатие воздуха проводится при постоянной температуре – *изотермический процесс* – необходим постоянный отвод всей теплоты, образующейся при этом.

Рабочие процессы изменения состояния воздуха в цилиндре одноступенчатого поршневого компрессора в индикаторной диаграмме в P-V координатах приведены на рис.3.1 (теоретический) и рис. 3.2 (действительный).

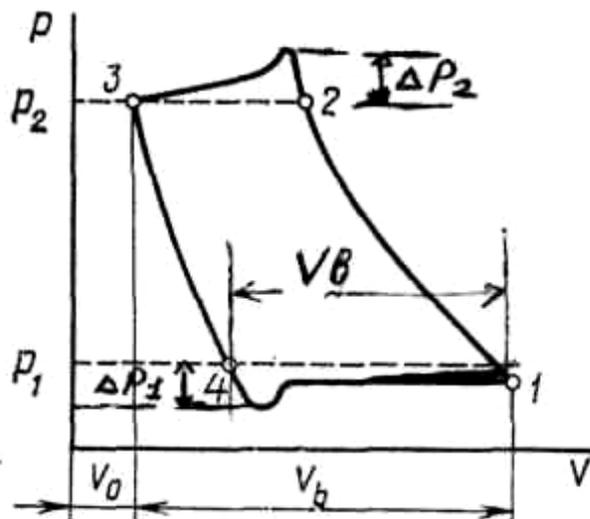
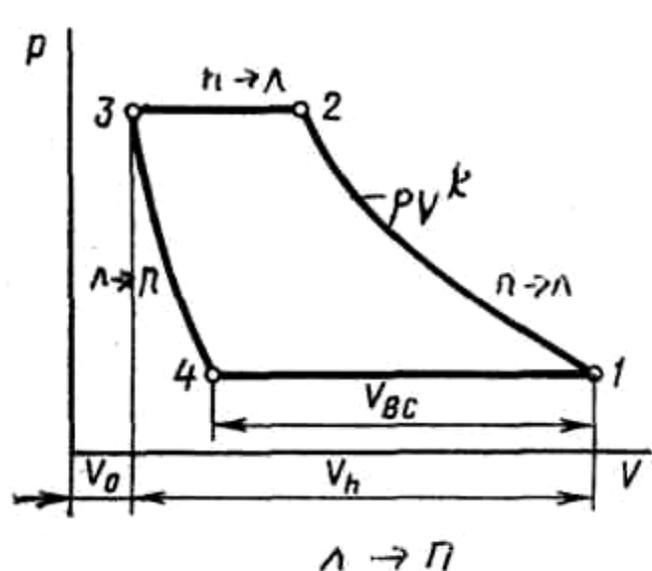


Рис.3.1. Теоретический рабочий процесс в поршневом компрессоре

Рис.3.2. Действительный рабочий процесс в поршневом компрессоре

Классификация компрессоров

Компрессоры – машины, предназначенные для преобразования механической энергии двигателя в полезную потенциальную и кинетическую энергию газа, то есть для повышения давления и перемещения газовых сред.

Давление газовой среды повышают двумя способами:

1) увеличением кинетической энергии направленного (видимого) движения газа за счет механической энергии двигателя, с последующим преобразованием ее в потенциальную энергию (давление).

2) увеличением концентрации молекул, уменьшая объем V при постоянной мощности двигателя ($N=\text{const}$) или увеличивая ее при постоянном объеме ($V=\text{const}$) – сжатие в практически неподвижном газе.

Машины, в которых повышение давления осуществляется первым способом, называются машинами динамического сжатия. В лопаточном аппарате рабочих колес механическая энергия двигателя преобразуется в кинетическую энергию направленного движения газа (скорость потока увеличивается). Окончательное преобразование в потенциальную энергию происходит в направляющем аппарате (диффузоре), расположенном за рабочим колесом. К таким машинам относят центробежные (радиальные), осевые

компрессоры, турбокомпрессоры (центробежные и осевые), струйные компрессоры (без движущихся механических элементов). Их так же называют лопастными.

При повышении давления вторым способом – компрессоры статического сжатия (объемные): поршневые, ротационные (пластинчатые и винтовые), двухроторные, мембранные, водокольцевые.

Основные параметры, характеризующие компрессор: массовая (М) или объемная производительность (V), степень повышения давления (степень сжатия – $\epsilon = P_2/P_1 = P_k/P_n$), частота вращения ротора (n) или скорость перемещения подвижных частей компрессора (поршня).

При $P_k/P_n < 1,15$ – компрессорные машины называют вентиляторами.

При $1,15 \leq P_k/P_n \leq 3,0$ (без стационарного охлаждения) – нагнетателями (воздуходувки, газодувки).

При $P_k/P_n > 3,0$ (с промежуточным охлаждением) – компрессорами.

В машинах объемного действия изменение давления рабочего тела происходит за счет изменения объема в результате взаимодействия рабочего тела и перемещающегося элемента машины (поршня, пластины, мембраны).

В машинах кинетического действия – путем использования инерционных сил в потоке рабочего тела. При торможении потока, имеющего запас кинетической энергии, давление рабочего тела возрастает (компрессоры, нагнетатели). При расширении потока с внешним отбором энергии температура рабочего тела понижается (детандеры). Компрессоры: турбокомпрессоры (осевые, центробежные), струйные (без движущихся механических элементов).

В качестве двигателей компрессоров используют электрический, паровой, газовый и дизель – приводы.

От правильного выбора типа компрессора зависит удачность компоновки и режим работы компрессорных станций, величина капитальных затрат и эксплуатационные расходы.

В табл. 3.2 представлены сравнительные показатели различных типов компрессоров.

Таблица 3.2

Основные показатели компрессоров

Компрессор	Производительность $V, \text{ м}^3/\text{мин.}$	ϵ	КПД (η_k)	n, мин^{-1}	Линейная скорость поршня, м/с
Поршневые	≤ 200	2-10000	0,75-0,85	1200-125	4,5-7
Роторные (ротационные)	3000	3-10	0,65-0,75	1500-300	–
Центробежные	50-3000	15-20	0,75-0,85	3000-1000	–
Осевые	300-10000	8-10	0,85-0,95	10^4 -3000	–

В поршневых компрессорах (и только) степень сжатия достигает 10 тыс. Роторные компрессоры также называют газо- или воздуходувками. В них рабочий процесс сжатия происходит почти изохорно (при постоянном объеме).

Преимуществами применения центробежных компрессоров являются: высокая чистота сжатого воздуха, малые инерционные усилия, высокая частота вращения и возможность непосредственного привода от быстроходного двигателя, равномерность подачи воздуха, поэтому нет необходимости в установке воздухоотборников у компрессорных станций, при большой потребности в воздухе.

Недостатки: требуется подвальное помещение для размещения вспомогательного оборудования и большой расход воды на охлаждение, зависимость производительности от степени сжатия, возможность вхождения в режим помпажа (неустойчивая работа компрессора).

Промышленностью выпускаются следующие типы компрессоров для сжатия воздуха:

по принципу действия – объемные [поршневые и ротационные (винтовые и пластинчатые)] и лопастные (центробежные и осевые);

по создаваемому давлению – низкого (0,2-2,5 МПа), среднего (2,5-6,0 МПа), высокого (6,0-35,0 МПа), сверхвысокого (более 35,0 МПа).

по числу ступеней – одно, двух, многоступенчатые.

по расположению цилиндров – горизонтальные, вертикальные, расположенные в виде звезды, веера, V-образные, W-образные, угловые.

по числу цилиндров – одно, двух, многоцилиндровые.

по способу охлаждения – с воздушным охлаждением (небольшие передвижные компрессоры), с водяным охлаждением (стационарные).

Нагнетатели и расширители

Принцип действия и теоретический аппарат, описывающий процессы в нагнетательных и расширительных машинах, несмотря на разницу в их назначении, могут быть рассмотрены с единых позиций.

Часто нагнетательная и расширительная машины объединены не только в одной установке, но даже и в одном агрегате, имеют аналогичные конструкции, технологию изготовления и особенности эксплуатации.

Нагнетательные машины предназначены для повышения давления и перемещения рабочего тела.

Назначение и наименование нагнетательных машин определяются прежде всего сжимаемостью рабочего тела.

Машины, работающие на практически несжимаемых рабочих телах, *насосы и вентиляторы*, выполняют в основном функцию перемещения.

Машины, работающие на сжимаемом рабочем теле, компрессоры, повышают давление рабочего тела и обеспечивают его циркуляцию в установке.

Расширительные машины предназначены для внутреннего охлаждения рабочего тела установки при его расширении с отдачей внешней работы.

Несмотря на некоторое сходство с энергетической расширительной машиной (тепловым двигателем) и историческую преемственность от этого

типа машин, расширительная машина установок трансформации теплоты, или расширитель (детандер), имеет существенные отличия от теплового двигателя.

Использование работы, полученной в расширительной машине, имеет вспомогательное значение, и по различным причинам она не всегда реализуется. Этим расширительная машина отличается от двигателя, в котором основное значение имеет получение и использование работы.

Это обстоятельство, а также температурный уровень рабочего тела в машине (в большинстве случаев значительно ниже $T_{0,c}$) приводят к существенному отличию характеристик и конструкций расширительной машины от теплового двигателя.

По принципу действия эти машины разделяются на две основные группы: объемного и кинетического действия.

В машинах объемного действия, к которым относятся поршневые, ротационные (пластинчатые и винтовые) и мембранные нагнетатели и расширители, изменение давления рабочего тела происходит вследствие изменения объема в результате взаимодействия рабочего тела и перемещающегося элемента машины: поршни, пластины, мембраны и т. п.

В машинах кинетического действия изменение давления и температуры достигается путем использования инерционных сил в потоке рабочего тела.

При торможении потока, имеющего запас кинетической энергии, давление рабочего тела возрастает. При расширении потока с внешним отводом энергии температура рабочего тела понижается.

Расширительные машины кинетического действия (осевые и радиальные) называют турбодетандерами.

Область преимущественного применения машин объемного действия характеризуется средними и высокими отношениями давлений и сравнительно малыми расходами рабочего тела (см. табл. 3.2).

Турбокомпрессоры и турбодетандеры применяют при существенно больших расходах газов и меньших отношениях давлений.

Области преимущественного применения отдельных типов нагнетательных машин представлены диаграммой из [3], построенной по давлению нагнетания ($P_{2изб}$) и объемной производительности (V), отнесенных к параметрам рабочего тела на входе в машину (V_1) (рис. 3.3).

Выделение зон преимущественного применения детандеров разных типов более сложно, что объясняется большим влиянием на КПД плотности рабочего тела на входе в турбодетандер при малых расходах. Для расширительных машин высокого давления (на входе 5-20 МПа), где плотность рабочего тела относительно велика, ориентировочная граница, разделяющая поршневые детандеры и турбодетандеры, проходит по производительности 2500 м³/ч. Для детандеров среднего давления (1,5-3 МПа) такой границей служит производительность 1000 м³/ч. Эти данные относятся к машинам воздуходелительных установок. Для гелиевых детандеров при давлениях на входе 1,6-2,5 МПа соответствующая граница проходит по производительности $V=1-3$ м³/ч.

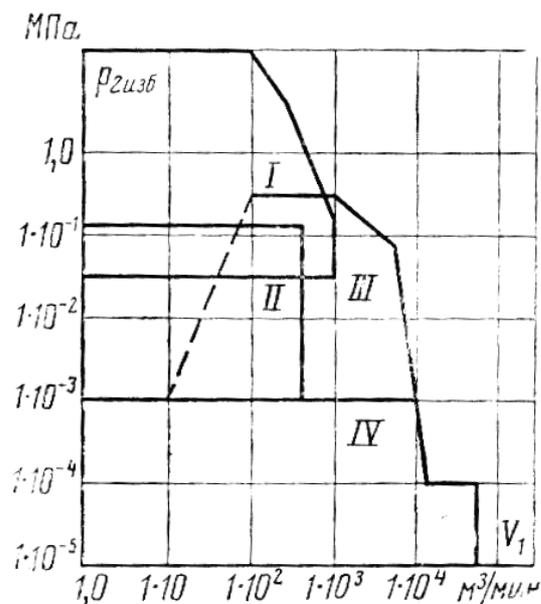


Рис.3.3. Области преимущественного применения нагнетательных машин: I – поршневые компрессоры; II – ротационные нагнетатели и компрессоры; III – центробежные и осевые компрессоры; IV — центробежные и осевые вентиляторы

По характеру процесса рассматриваемые машины делятся на адиабатные и неадиабатные.

В адиабатных компрессоре и детандере отсутствует специально организованный теплообмен с внешней средой.

Неадиабатный компрессор – машина, в которой, напротив, интенсифицирована теплоотдача от рабочего тела во внешнюю среду для уменьшения работы, затрачиваемой на сжатие. Неадиабатный детандер – машина, в которой в процессе расширения подводится теплота от охлаждаемого объекта.

Введение многоступенчатого процесса в нагнетательных и расширительных машинах приводит к снижению потерь от необратимости как при сжатии, так и при расширении вследствие уменьшения отношения давлений в отдельных ступенях.

В компрессоре многоступенчатое сжатие применяется для снижения затрат энергии на сжатие (в охлаждаемых машинах) и в связи с ограничением отношения давлений в одной ступени.

В расширительных машинах многоступенчатое расширение с промежуточным подводом теплоты приводит к увеличению холодопроизводительности. Однако практическая реализация процесса многоступенчатого расширения в машине с подводом теплоты при температуре $T \ll T_{0,c}$ связана с трудностями обеспечения теплообмена. Поэтому многоступенчатые расширительные машины менее распространены, чем нагнетательные.

Условия использования рабочего тела, в частности отношение критической температуры ($T_{кр}$) к температуре окружающей среды, сказываются на особенностях нагнетательных и расширительных машин.

Приведем значения **критических параметров** некоторых рабочих тел [3]:

Газ	Температура, К/°С	Давление, МПа	Плотность, кг/м ³
азот N ₂	126,1/-147	3,28	311
аргон Ar	150,8/-122,2	5,20	531
водяной пар	647,3/374,3	22,16	325
водород H ₂	33,3/-240	1,25	31
кислород O ₂	154,4/-119	4,98	430
оксид углерода CO	133,6/-139	3,48	311
диоксид углерода CO ₂	302,1/31,1	7,38	460
аммиак NH ₃	403,7/131	11,18	235.

Компрессоры, работающие при $T \gg T_{о.с}$ на рабочем теле с $T_{кр} \ll T_{о.с}$ (воздух, азот, водород, гелий), принципиально не отличаются от компрессоров энергетических установок: физические константы газов c_p , k , R сказываются только на показателях компрессора.

Выбор давлений нагнетания P_2 и всасывания P_1 в таких машинах зависит от типа установки. В газовых холодильных и криогенных установках величины P_2 и P_1 могут выбираться достаточно свободно с учетом условий работы других элементов схемы: детандеров, теплообменников.

В установках, где происходит ожижение газов (газожидкостных), свободен в определенных пределах только выбор давления P_2 , так как давление P_1 связано с температурой конденсации или испарения.

Компрессоры, работающие на рабочем теле с $T_{кр} > T_{о.с}$ (фреоны, аммиак, некоторые углеводороды) в паровых компрессионных трансформаторах теплоты, отличаются тем, что давления нагнетания и всасывания зависят от характерных температур установки $T_{о.с}$ и $T_о$.

Давление нагнетания определяется температурой охлаждающей среды (воды, воздуха) или рабочего тела верхней ступени каскада, а давление всасывания – температурой испарения рабочего тела и в некоторой степени тепловой нагрузкой испарителя. **Компрессоры парожидкостных установок** работают в широком диапазоне отношений давлений нагнетания и всасывания.

Особенность этих машин связана и с тем, что пары рабочего тела могут поступать в компрессор из испарителя при температурах значительно ниже температуры окружающей среды. Физические свойства жидкой и паровой фаз определяют возможность реализации процесса расширения рабочего тела в двухфазной области.

Для каждого из рабочих тел с $T_{кр} > T_{о.с}$ свойства жидкости и пара, особенно плотность, значительно различаются, поэтому осуществление процесса расширения с образованием жидкости в объемных машинах затруднено из-за возможности возникновения гидравлических ударов.

Для рабочих тел с $T_{кр} \ll T_{о.с}$ плотности жидкости и пара различаются меньше; это позволяет реализовать расширение в двухфазной области, что приводит в ряде случаев к повышению КПД установки.

По характеру связи рабочего объема машины с внешней средой нагнетательные и расширительные машины разделяются на герметичные и негерметичные.

Герметичность машины диктуется как целесообразностью изоляции ее внутренних объемов от окружающей среды (во избежание утечек рабочего тела или подсосов воздуха), так и в некоторых случаях необходимостью отделения рабочего объема от смазываемого механизма движения. Первое требование особенно существенно для машин, работающих на токсичных или взрывоопасных рабочих телах, а также на газах повышенной стоимости (гелий, неон, некоторые фреоны и др.). Загрязнение рабочего тела смазкой всегда нежелательно; в некоторых случаях (работа на кислороде, использование машин в пищевой промышленности, медицине и для кондиционирования воздуха) требование герметичности становится одним из главных.

Компрессоры объемного действия. **Поршневые машины** наиболее распространены среди компрессоров этого типа. Основное их достоинство состоит в возможности создания больших, чем в турбокомпрессорах, отношений давлений в одной ступени. При близких по значению отношениях давлений для машины в целом поршневой компрессор, как правило, более технологичен в изготовлении по сравнению с турбокомпрессором. Поршневой компрессор практически не имеет ограничений по минимальной производительности, поэтому наряду с мембранным этот тип машин наиболее предпочтителен для малых установок и установок микрокриогенной техники.

Главные недостатки поршневых машин связаны со значительными инерционными усилиями в приводном механизме при больших скоростях и с загрязнением маслом или другой смазкой цилиндров сжимаемого рабочего тела.

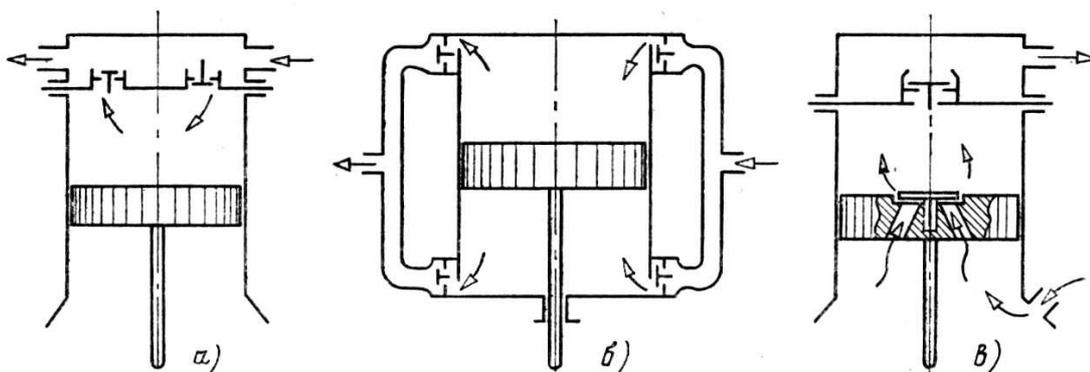


Рис.3.4. Схемы поршневых компрессоров: *а* – непрямоточный простого действия; *б* – непрямоточный двойного действия; *в* – простого действия

Объемная производительность поршневых компрессоров ограничена размерами цилиндров и частотой вращения вала.

Мембранные компрессоры могут быть выполнены с полностью герметичным рабочим пространством, отделенным как от приводного механизма и смазки, так и от окружающей среды. Их применение целесообразно при малых расходах рабочего тела.

Ротационные компрессоры по сравнению с поршневыми имеют меньшую относительную массу на единицу производительности, так как окружные скорости их роторов в 10-20 раз превышают средние скорости поршня компрессора. Во многих случаях в ротационном компрессоре удастся осуществить процесс сжатия без смазки.

Поршневые компрессоры. Процесс сжатия в поршневых компрессорах осуществляется в цилиндре в результате возвратно-поступательного движения поршня и изменения вследствие этого рабочего объема цилиндра.

Современные поршневые компрессоры, за исключением самых малых, как правило, представляют собой двух- или многоцилиндровые машины. Клапаны поршневых компрессоров самодействующие: они открываются и закрываются под действием разности давлений в соответствующей полости (всасывания или нагнетания) и цилиндре компрессора.

В зависимости от организации процесса сжатия в цилиндре [3-5] поршневые компрессоры подразделяются на компрессоры простого и двойного действия, а также на компрессоры прямоточные и непрямоточные (рис. 3.4).

В компрессоре простого действия (рис. 3.4, *а* и *в*) цилиндр имеет только одну полость сжатия; подпоршневое пространство обычно соединяется с картером машины и находится под давлением всасывания.

В компрессоре двойного действия (рис. 3.4, *б*) обе полости (над и под поршнем) – рабочие. При движении поршня, например, вверх в полости над поршнем происходит сжатие, а в полости под поршнем – всасывание, и наоборот. Такая конструкция позволяет более полно использовать объем цилиндра и увеличить производительность на единицу объема. Однако машина при этом усложняется, так как требуются клапаны в каждой полости, сальник для герметизации подпоршневой полости и более сложный механизм движения с кресткопфом и штоком. Поэтому компрессоры двойного действия применяются только в машинах большой производительности, где размеры цилиндров позволяют разместить клапаны в обеих полостях, а указанные недостатки не имеют решающего значения.

На рис. 3.4, *а* и *б* из [3-5] показаны схемы поршневых компрессоров непрямоточного типа, то есть таких, у которых направления движения рабочего тела в цилиндре при всасывании и нагнетании противоположны. Всасывающие и нагнетательные клапаны в таких компрессорах расположены в клапанных плитах над цилиндром (рис. 3.4, *а*) или сбоку в литье (блоке) цилиндра (рис. 3.4, *б*).

В прямоточных компрессорах (рис. 3.4, *в*) всасывающий клапан расположен в поршне, а рабочее тело при всасывании и нагнетании движется в одном направлении.

Существенное преимущество непрямочных многоцилиндровых машин состоит в возможности регулирования производительности путем принудительного открытия всасывающего клапана одного или нескольких цилиндров. Для этого применяют устройства с гидравлическим или электрическим приводом. В цилиндрах при открытых всасывающих клапанах сжатия не происходит, поэтому они выключаются из работы, и производительность машины соответственно уменьшается. Принудительное открытие всасывающего клапана используется также для облегчения пуска машины. При расположении всасывающего клапана в поршне такой способ регулирования и облегчения пуска неприменим.

Недостаток непрямочных машин состоит в значительном подогреве всасываемого рабочего тела вследствие теплового контакта полостей всасывания и нагнетания в крышке (или блоке) цилиндров, а также в более интенсивном теплообмене холодного рабочего тела с нагретыми стенками цилиндров при сжатии. *Подогрев при всасывании* увеличивает расход работы в компрессоре на единицу массового расхода и снижает его производительность (уменьшает коэффициент подачи). При этом возникают дополнительные термические напряжения в узлах машины.

Применение прямоочного принципа позволяет уменьшить подогрев на всасывании и увеличить тем самым коэффициент подачи компрессора (рабочее тело соприкасается с менее нагретыми стенками цилиндра).

Другое преимущество прямоочных машин – более свободное размещение клапанов, возможность в связи с этим увеличить их проходное сечение и уменьшить гидравлическое сопротивление. *К недостаткам прямоочных машин* относится сложность демонтажа всасывающего клапана в случае его повреждения.

По конструкции механизма движения поршневые компрессоры разделяются на крейцкопфные и бескрейцкопфные.

В крейцкопфных машинах (рис. 3.5) поршень приводится в движение от коленчатого вала через кривошипно-шатунный механизм (так условно называют сочетание коленчатого вала и шатуна), крейцкопф (ползун) и шток.

В бескрейцкопфных машинах (рис. 3.6) последние два элемента отсутствуют. В этих машинах поршень приводится в движение непосредственно через кривошипно-шатунный механизм.

Крейцкопфные машины – это, как правило, непрямочные машины большой производительности с цилиндрами двойного действия. Они выпускаются как с вертикальным (вертикальные компрессоры, рис. 3.5, а), так и с горизонтальным (горизонтальные компрессоры, рис. 3.5, б) расположением цилиндров.

В крейцкопфных машинах нормальная составляющая от усилия шатуна воспринимается крейцкопфом, что уменьшает силу трения на боковой поверхности поршня и позволяет сократить его длину. Большая масса поступательно-движущихся частей и связанные с этим большие инерционные силы обуславливают относительно небольшую частоту вращения

крейцкопфных машин – до 500 мин^{-1} . В настоящее время эти машины вытесняются более прогрессивными с большой частотой вращения вала (500 мин^{-1}) оппозитными компрессорами, которые тоже относятся к крейцкопфным машинам, но с оппозитным расположением цилиндров и встречным движением поршней (рис. 3.5, в).

Хорошая уравновешенность и низкая степень неравномерности вращения вала (вследствие оппозитного расположения цилиндров) позволяют отказаться от маховика и тяжелых фундаментов, специфичных для обычных горизонтальных машин.

Оппозитные компрессоры выполняются в виде единичного агрегата, собираемого на заводе. Ротор электродвигателя насажен непосредственно на вал компрессорной установки.

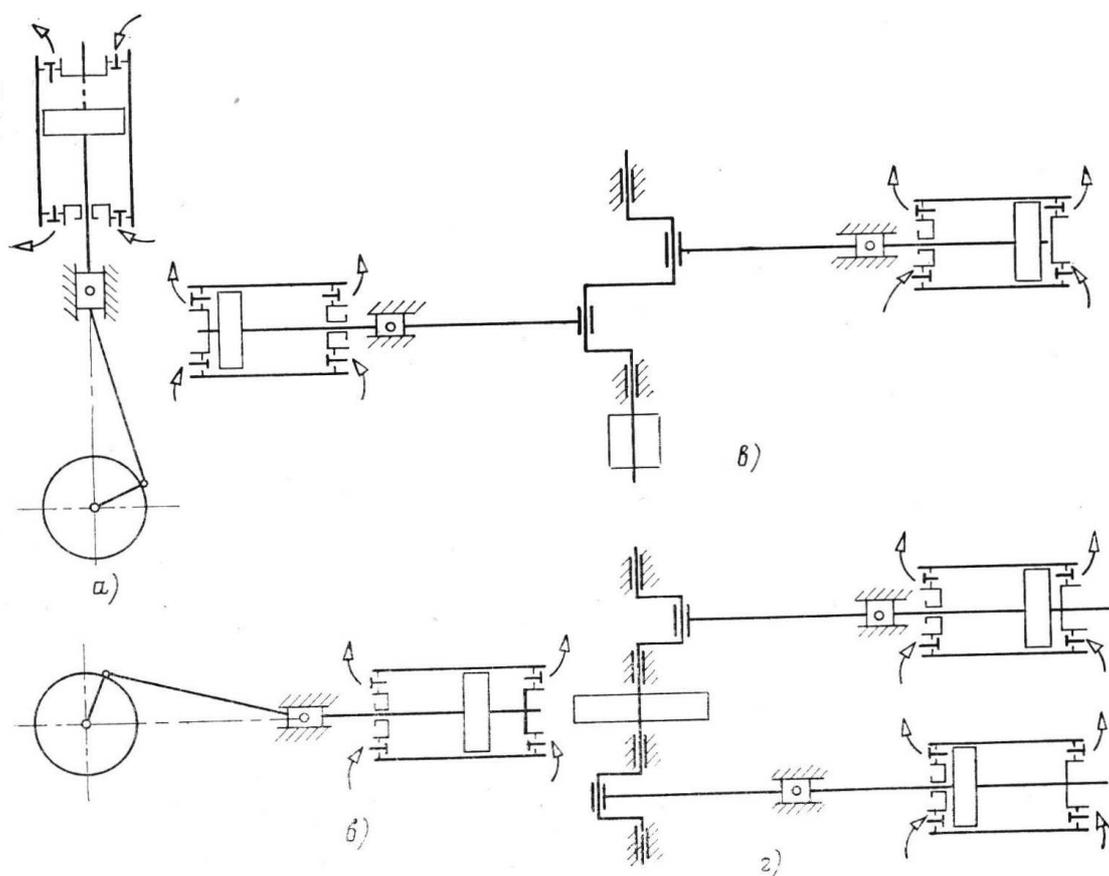


Рис. 3.5. Схемы крейцкопфных компрессоров: *а* – вертикальный; *б* – горизонтальный; *в* – оппозитный; *г* – горизонтальный двухлинейный с параллельным расположением цилиндров

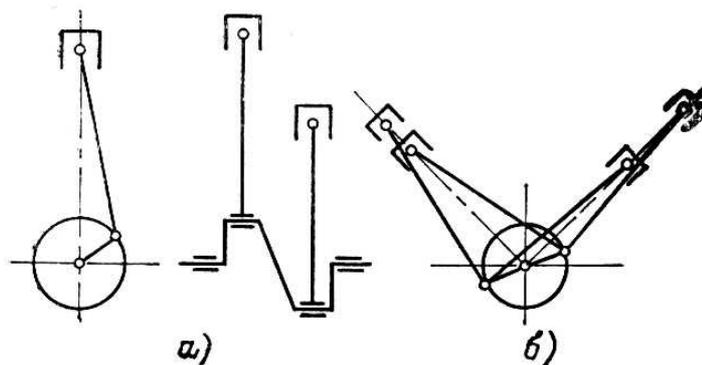


Рис.3.6. Схемы бескрейцкопфных компрессоров: *а* – вертикальный; *б* – V-образный

Бескрейцкопфные компрессоры, как правило, строятся как быстроходные машины (до 3000 мин^{-1}) с вертикальным или угловым расположением цилиндров (рис. 3.6). Это легкие, компактные, хорошо уравновешенные машины. Число цилиндров у бескрейцкопфных машин обычно не превышает 8, однако известны машины, у которых число цилиндров достигает 16.

В компрессорах холодильных установок число ступеней сжатия обычно не превышает двух, у криогенных – четырех.

Для осуществления *двухступенчатого сжатия* широко применяются оппозитные компрессоры, у которых часть цилиндров служит первой (нижней) ступенью, а часть – второй.

Во многих современных стационарных установках *двухступенчатого сжатия* в качестве первой и второй ступеней используются обычные одноступенчатые бескрейцкопфные компрессоры, производительности которых подбираются исходя из наиболее выгодных условий работы (лучших коэффициентов подачи, наименьшего расхода энергии).

В настоящее время получили распространение аммиачные и фреоновые многоцилиндровые бескрейцкопфные двухступенчатые компрессоры. В таких машинах все цилиндры одинакового диаметра. Необходимое соотношение объемов достигается выбором соответствующего числа цилиндров для каждой ступени. Обычно соотношение числа цилиндров первой и второй ступеней составляет 2–3.

По типу привода поршневые компрессоры подразделяются на машины с внешним приводом и машины со встроенным электродвигателем.

У первого типа машин вал выведен из картера наружу через сальник. Вал компрессора соединяется с электродвигателем через клиноременную передачу либо через муфту. У машин со *встроенным электродвигателем* его ротор насажен непосредственно на вал компрессора, а статор запрессован в корпус (картер). Вал не выходит из картера, вследствие чего сальник в такой машине отсутствует. Электродвигатель находится в среде хладагента, что обуславливает его интенсивное охлаждение.

В настоящее время переходят к компрессорам со встроенными электродвигателями как к более прогрессивному типу машин.

В последнее время широкое распространение находят компрессоры с несмазываемой полостью сжатия. Уплотнение таких компрессоров выполняется в виде колец из антифрикционных самосмазывающихся материалов или с щелевым уплотнением поршня (бесконтактным).

Объемная производительность идеального поршневого компрессора V_T , ($\text{м}^3/\text{с}$), составляет по [3-5]:

$$V_T = nV_h/60,$$

где n – число двойных ходов компрессора в минуту; V_h – описанный объем цилиндра за один ход (см.рис. 3.1, 3.2).

Для компрессоров простого действия

$$V_T = \pi D^2 S n z / 240.$$

Для компрессоров двойного действия

$$V_T = \pi (2D^2 - d^2) S n z / 240,$$

где D – диаметр поршня, м; d – диаметр штока, м; S – ход поршня, м; z – число цилиндров.

Мембранные компрессоры. Объем рабочего тела в них меняется вследствие перемещения в полости сжатия гибкой мембраны, зажатой по периметру между профилированными дисками и приводимой в движение с помощью гидропривода или непосредственно от кривошипно-шатунного механизма.

Особенности процесса сжатия в мембранном компрессоре по сравнению с поршневым определяются большей относительной поверхностью охлаждения полости сжатия [3-5]. Теплота от рабочего тела отводится через мембраны, что приближает процесс сжатия к изотермическому и позволяет увеличить отношение давлений в одной ступени до 10–15. В то же время относительно большое влияние мертвого пространства вследствие малого объема полости сжатия приводит к более низким коэффициентам подачи.

В мембранном компрессоре полость сжатия герметично отделена от внешней среды и от смазки, что позволяет применять эти машины для сжатия таких газов, как кислород, фтор, хлор, закись азота, а также в случае жестких требований по чистоте сжимаемого газа.

Вследствие ограничений размеров полости сжатия мембранные компрессоры имеют сравнительно малую производительность, но и меньшее, чем поршневые, число ступеней. Так, серийный воздушный компрессор МК-2,5/200 производительностью $2,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ и давлением 20 МПа имеет всего две ступени.

Ротационные компрессоры. В них изменение объема совершается при вращении поршня.

По принципу действия они сходны с поршневыми, но роль поршня в них выполняют либо непосредственно вращающийся ротор (в малых машинах), либо пластины, расположенные в роторе и вращающиеся в виде винтов (в винтовом компрессоре).

Ротационные компрессоры имеют ряд преимуществ перед поршневыми [3-5]:

а) сравнительно малая масса (вследствие более высокой частоты вращения она в несколько раз меньше, чем у поршневого компрессора, при равных производительностях);

б) меньшие габариты (на единицу производительности);

в) отсутствие поступательно-движущихся частей, что обеспечивает большую уравновешенность; ротационные компрессоры не требуют каких-либо специальных фундаментов и могут устанавливаться на простых сварных рамах;

г) отсутствие всасывающих и нагнетательных клапанов (исключение составляют малые однопластинчатые компрессоры, у которых имеется нагнетательный клапан). В средних и крупных многопластинчатых компрессорах вместо нагнетательного клапана за компрессором на линии нагнетания устанавливается обратный клапан, препятствующий перетеканию хладагента во всасывающую линию при остановке машины.

Конструкции ротационных машин разнообразны. В России и за рубежом весьма распространены однопластинчатые компрессоры (именуемые в литературе компрессоры с катящимся поршнем), применяемые при малых производительностях, и многопластинчатые (они называются просто пластинчатыми), применяемые при средних и больших производительностях.

На рис. 3.7 показана схема ротационного однопластинчатого компрессора с катящимся поршнем.

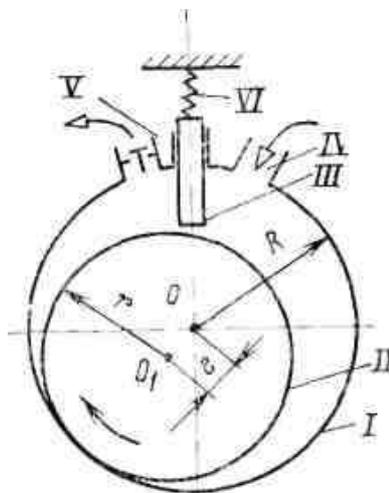


Рис.3.7. Схема ротационного компрессора с катящимся поршнем: I – корпус; II – ротор; III – пластина; IV – всасывающий патрубок; V – нагнетательный патрубок; VI – пружина

Рабочая (серповидная) полость компрессора образуется стенками цилиндрического корпуса (I) и эксцентрично сидящим на валу ротором (II). Пластина (III) разделяет рабочую полость на две части: всасывающую и нагнетательную. При вращении вала в направлении, указанном стрелкой, ротор обходит рабочую полость, сжимая в ней рабочее тело и выталкивая его через нагнетательный патрубок (V). Одновременно через всасывающий патрубок (IV) рабочее тело поступает из всасывающей линии. Постоянное прижатие лопасти к ротору обеспечивается пружиной (VI).

Всасывающая полость компрессора имеет максимальный объем в тот момент, когда ротор (катящийся поршень) полностью перекрывает живое сечение нагнетательного патрубка компрессора. Этот объем составляет [3-5]

$$V_h = \pi(D^2 - d^2)H/4,$$

где D и d – диаметры цилиндра и ротора; H – длина ротора.

Объемная производительность идеального компрессора

$$V_T = nV_h,$$

где n – частота вращения.

На рис. 3.8 показана схема ротационного пластинчатого компрессора.

Винтовые компрессоры – относительно новый тип машин; они применяются в холодильных и криогенных установках лишь в последнее время.

Преимущества этого типа машин [3-5]:

обусловленные большой частотой вращения (до 1000 мин^{-1}) малые габариты и масса (габариты винтовых компрессоров в 2–10 раз, а масса в 10–100 раз меньше, чем у поршневых той же производительности);

широкий диапазон объемных производительностей (от 25 до 30 тыс.м³/ч);

отсутствие клапанного распределения и трения деталей в полости сжатия и как следствие высокая эксплуатационная надежность;

полная уравновешенность, исключая необходимость в тяжелых фундаментах;

отсутствие зон неустойчивой работы при давлениях нагнетания, превышающих номинальные. Такие помпажные зоны характерны для компрессоров кинетического действия.

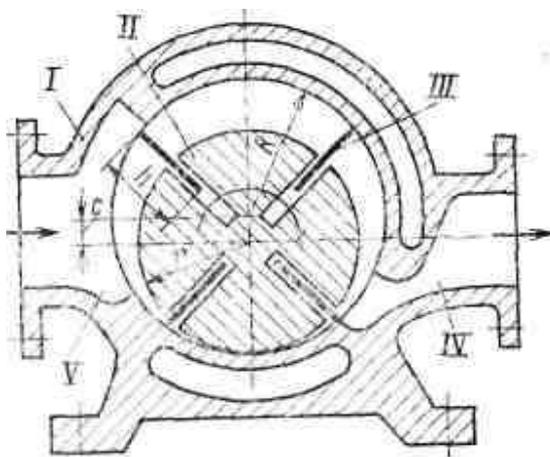


Рис.3.8. Схема ротационного пластинчатого компрессора: I – корпус; II – ротор; III – пластина; IV – нагнетательный патрубок; V – всасывающий патрубок

Сжатие рабочего тела (пара или газа) в винтовом компрессоре (рис. 3.9) происходит в полости, образуемой цилиндрической и торцевыми стенками корпуса и винтовыми впадинами роторов. Рабочее тело поступает в рабочую полость из камеры всасывания через окно всасывания, расположенное с торца винтов. Окно нагнетания расположено частично на торцевой стенке корпуса, а

частично на его цилиндрической поверхности. Расположение окон всасывания и нагнетания диагональное.

При вращении роторов винтовые впадины соединяются с окном всасывания и заполняются рабочим телом. При дальнейшем вращении впадины отсекаются от полости всасывания, и происходит внедрение зубьев одного ротора во впадины другого, приводящее к сжатию и распространяющееся в направлении к нагнетательному окну.

Производительность винтового компрессора определяется характерными размерами роторов (рис. 3.10).

В начальном положении, соответствующем моменту начала «зацепления» вершины зуба ведущего ротора II с зубом ведомого ротора III, суммарный объем обеих впадин (начальный объем полости сжатия) по [3-5]

$$V_0 = (f_1 + f_2)l,$$

где f_1 и f_2 – площади торцевых сечений винтовых впадин ведущего и ведомого роторов; l – осевая длина винтовой части роторов.

Отсюда объемная производительность идеального винтового компрессора

$$V_T = n(f_1 + f_2)lz,$$

где z – число зубьев ведущего ротора; n – частота вращения ведущего ротора.

Общность принципа действия всех объемных машин позволяет с единых позиций проанализировать их основные показатели. Ниже это проиллюстрировано в основном на примере поршневого компрессора.

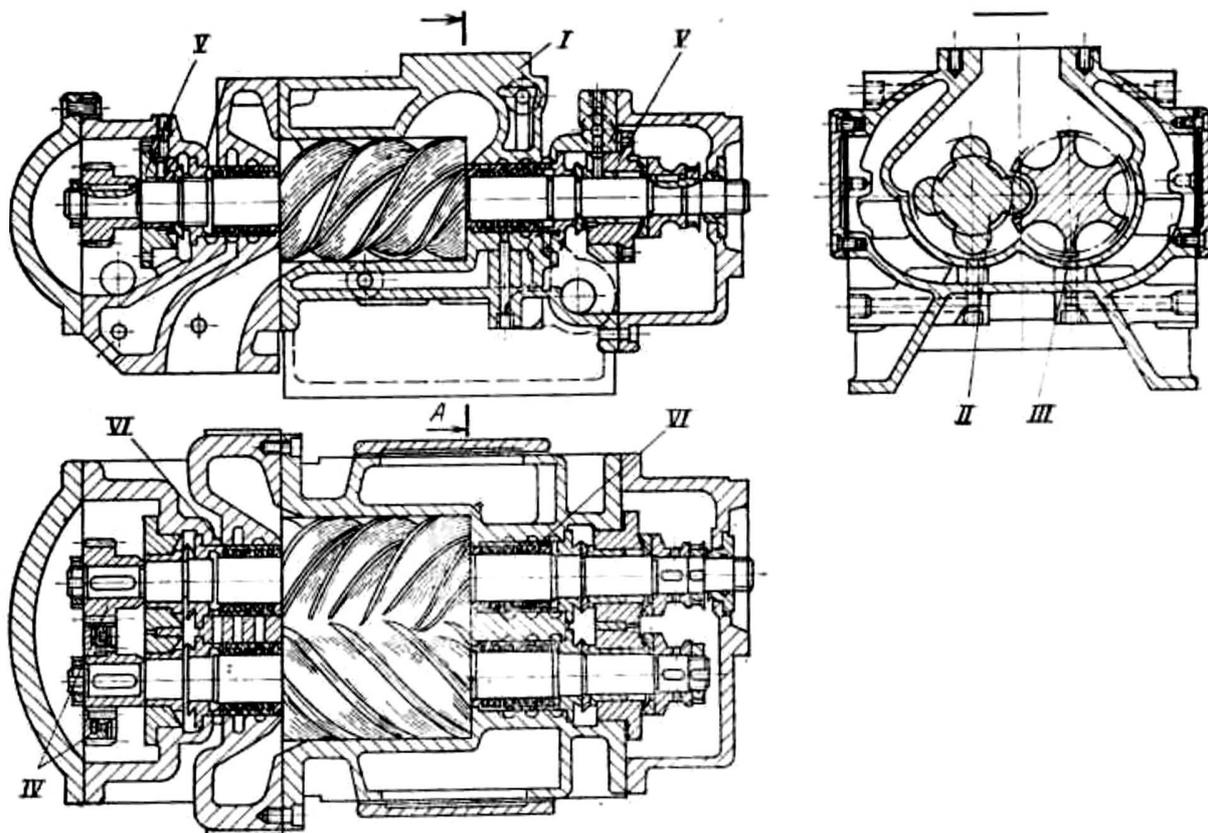


Рис.3.9. Винтовой компрессор: I – корпус; II – ведущий ротор; III – ведомый ротор; IV – синхронизирующие шестерни; V – подшипники; VI – сальники

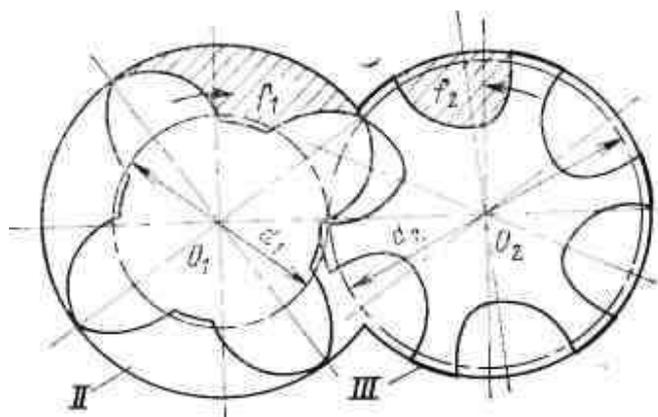


Рис.3.10. К определению производительности винтового компрессора

Объемные и энергетические коэффициенты. На рис. 3.1, 3.2 (с. X) показаны две индикаторные диаграммы поршневого компрессора: идеального (рис.3.1) и действительного (рис. 3.2).

Процесс всасывания 4-1 в идеальном компрессоре происходит при постоянном давлении $P_1 = \text{const}$; процесс сжатия – изоэнтропно по обратимой адиабате 1-2 ($PV^k = \text{const}$), где k – показатель адиабаты); процесс выталкивания 2-3 происходит при постоянном давлении P_2 .

Работа идеального компрессора за один машинный цикл, равная в масштабе площади 12341, определяется из уравнения изоэнтропы [3].

Имеются три основных различия индикаторных диаграмм действительного (см. рис. 3.2) и идеального (см. рис. 3.1) компрессоров:

1. В действительном компрессоре между торцевой площадью поршня и крышкой цилиндра имеется вредное пространство, в котором после окончания процесса выталкивания и закрытия нагнетательного клапана остается часть сжатого рабочего тела объемом V_0 под давлением P_2 .

При обратном ходе поршня рабочее тело, находящееся во вредном пространстве, расширяется и давление в цилиндре компрессора падает. Для того чтобы начался процесс всасывания, давление в цилиндре должно снизиться ниже уровня P_1 во всасывающей линии. На расширение рабочего тела, заключенного во вредном пространстве, затрачивается часть рабочего хода поршня компрессора. Поэтому объем V_b , засасываемый компрессором, видимый на P - V -диаграмме, меньше объема V_h , описываемого поршнем.

2. В действительном компрессоре возникают потери давления ΔP_1 и ΔP_2 при прохождении рабочего тела через всасывающий и нагнетательный клапаны. Вследствие этого процесс всасывания может начаться только при давлении в цилиндре компрессора, равном $P_1 - \Delta P_1$, то есть более низком, чем во всасывающей линии. Аналогично процесс выталкивания может начаться при давлении в цилиндре компрессора, равном $P_2 + \Delta P_2$, то есть более высоком, чем давление в нагнетательной линии. Поэтому объем рабочего тела, засасываемого компрессором, дополнительно снижается, так как всасывание начинается не в

точке пересечения индикаторной диаграммы с изобарой P_1 , а при минимальном давлении в компрессоре ($P_1 - \Delta P_1$).

В начале процесса всасывания в момент открытия всасывающего клапана давление в цилиндре компрессора равно $P_1 - \Delta P_1$. По мере перемещения поршня оно несколько повышается и в конце хода поршня достигает P_1 . Аналогичное явление происходит и в процессе нагнетания. В конце процесса сжатия к моменту открытия нагнетательного клапана давление в цилиндре компрессора достигает $P_2 + \Delta P_2$. По мере перемещения поршня при выталкивании оно несколько снижается и в конце хода поршня равно P_2 .

3. Из-за трения уплотнений поршня о стенки цилиндра, а также из-за необратимого теплообмена между рабочим телом, поршнем и стенками цилиндра сжатие происходит не по адиабате, а по необратимому процессу с переменным значением показателя k для разных участков процесса сжатия [такой процесс иногда неточно называют политропой, у политропы процесс протекает при постоянном показателе (m)].

В прямоточных компрессорах прямого действия без охлаждения цилиндра в начале процесса сжатия показатель $m > k$, так как температура поршня и цилиндра компрессора выше температуры сжимаемого газа; поэтому теплоты передается от корпуса к газу. В конце процесса сжатия $m < k$, так как температура сжатого газа становится выше температуры корпуса, и поэтому меняется направление теплообмена. Обычно эту сложную кривую условно заменяют политропой с некоторым средним показателем. Работа действительного компрессора в P - V -диаграмме за один полный ход поршня определяется площадью 12341.

Затрата работы в действительном компрессоре зависит от характера протекания отдельных процессов.

На рис. 3.11 приведена зависимость работы компрессора от показателей условных политроп двух процессов — сжатия и расширения из вредного пространства. Показан ход этих процессов при разных значениях показателей политропы. На рис. 3.11, а дан процесс сжатия рабочего тела в поршневом компрессоре без вредного пространства и с идеальными всасывающими и нагнетательными клапанами.

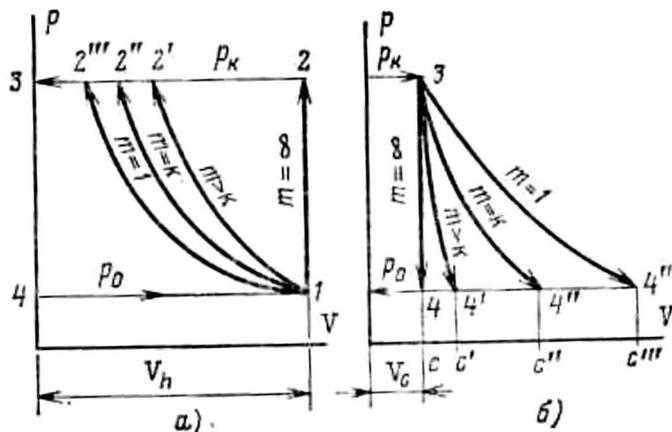


Рис.3.11. Процесс изменения состояния рабочего тела на P-V–диаграмме: *а* – сжатие; *б* – расширение рабочего тела из вредного пространства

Работа компрессора за один полный ход поршня определяется площадью 12341 (см. рис. 3.11). Эта работа, как видно из рис. 3.11, имеет максимальное значение при показателе политропы процесса сжатия $m=\infty$ (площадью 12341) и минимальное – при изотермическом сжатии (площадь 12'''341).

При показателе политропы $m=\infty$ происходит изохорное повышение давления. Хотя при этом работа, затрачиваемая непосредственно на повышение давления, равна нулю, работа выталкивания рабочего агента из цилиндра компрессора составляет:

$$l=V_1(P_2-P_1).$$

При показателе политропы $m=1$ (изотермическое сжатие) работа компрессора при сжатии идеального газа за один ход поршня

$$l=P_1V_1\ln(P_2/P_1).$$

Значение показателя политропы $m=k$ соответствует условию изоэнтропного сжатия, то есть без теплообмена между сжимаемым агентом и внешней средой. Для этого случая затрата работы за один ход поршня определяется по формуле изоэнтропного сжатия [3].

Обратное влияние оказывает показатель политропы на процесс расширения рабочего тела из вредного пространства с объемом V_0 (см.рис. 3.2, 3.11).

Работа, получаемая в результате расширения рабочего тела из вредного пространства, определяется площадью 3сс'4'3', Эта работа имеет максимальное значение при показателе политропы процесса расширения $m=1$ (площадь 3сс''4''3) и минимальное значение, равное нулю, при изохорном изменении давления ($m=\infty$).

Значение показателя политропы $m=k$ может быть только при обратимом изэнтропном расширении (то есть без теплообмена между расширяющимся рабочим телом и материалом цилиндра компрессора). При подводе тепла к расширяющемуся газу $m<k$, при отводе тепла от газа $m>k$.

При уменьшении показателя политропы m увеличивается объем V_4 газа, расширившегося из вредного пространства, и, следовательно, уменьшается полезная объемная подача компрессора.

В процессе снижения давления с P_2 до P_1 при $m=\infty$ объем рабочего тела, оставшегося во вредном пространстве, остается неизменным (изохорный процесс). В этом случае наличие вредного пространства не сказывается на работе компрессора. Таким образом, наивыгоднейшим условиям работы поршневых компрессоров соответствует такой характер протекания отдельных процессов, при котором:

а) сжатие протекает изотермически ($m=1$), в этом случае затрата работы на единицу расхода сжимаемого рабочего тела минимальна;

б) снижение давления во вредном пространстве при обратном ходе поршня протекает изохорно ($m=\infty$), в этом случае наличие вредного пространства не отражается на работе компрессора.

Действительный объем рабочего тела, засасываемого компрессором за один ход поршня, определяется по формуле из [3]

$$V = \eta_v V_h,$$

где η_v – коэффициент подачи компрессора.

Действительная объемная подача компрессора, то есть объемный расход рабочего тела за единицу времени,

$$V = \eta_v V_T.$$

Коэффициент подачи компрессора η_v зависит от его типа, габаритов, качества изготовления, режима работы. Точное значение коэффициента η_v определяется на основе данных испытаний при различных режимах.

Предварительная оценка значения коэффициента η_v может быть произведена по формуле

$$\eta_v = \eta_{об} \eta_T \eta_p,$$

где $\eta_{об}$ – объемный коэффициент, учитывающий влияние вредного пространства; η_T – коэффициент подогрева, учитывающий снижение объемной производительности компрессора из-за теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра, а также из-за сопротивления всасывающего клапана компрессора; η_p – коэффициент плотности, учитывающий снижение производительности компрессора из-за перетекания рабочего тела из пространства с более высоким давлением в пространство с меньшим давлением.

Объемный коэффициент компрессора может быть определен по формуле

$$\eta_{об} = 1 - \sigma [(P_2/P_1)^{1/m} - 1], \quad (3.1)$$

где σ – коэффициент вредного пространства, $\sigma = V_o/V_h$.

Коэффициент вредного пространства σ зависит от типа компрессора, его габаритов и класса изготовления.

Для приближенных расчетов можно принимать: для малых горизонтальных компрессоров $\sigma = 0,05-0,08$; для крупных $\sigma = 0,015-0,025$; для малых вертикальных компрессоров $\sigma = 0,034-0,05$; для крупных $\sigma = 0,01-0,02$.

В зависимости от вида рабочего тела, типа компрессора и условий работы показатель политропы расширения $m = 0,9-1,1$; в среднем – $m=1$.

Показатель политропы расширения m при изменении давления сжатия:

до 0,15 МПа	$m = 1 + 0,5(k-1)$;
0,15-0,4 МПа	$m = 1 + 0,62(k-1)$;
0,4-1,0 МПа	$m = 1 + 0,72(k-1)$;
1,0-3,0 МПа	$m = 1 + 0,88(k-1)$;
> 3 МПа	$m = k$.

Следует иметь в виду, что с уменьшением показателя политропы расширения m несколько снижается затрата внешней работы в компрессоре благодаря увеличению работы, получаемой за счет расширения рабочего тела, заключенного во вредном пространстве. Однако при этом одновременно падает

объемная производительность компрессора из-за снижения объемного коэффициента. Анализ формулы (3.1) показывает, что при определенном размере вредного пространства отношение давлений в одной ступени ограничено условием обеспечения объемного коэффициента $\eta_{об} > 0$ или, что то же самое, $(1 + 1/\sigma)^m > P_2/P_1$.

Практически отношение давлений в одной ступени обычно не превышает $P_2/P_1 < 8 - 10$; оно тем меньше, чем больше σ .

Коэффициент подогрева для компрессоров пароконденсационных трансформаторов теплоты может быть ориентировочно определен по эмпирической формуле И. И. Левина [3]

$$\eta_T = T_1 / (T_{о.с} + \chi).$$

Здесь значение χ зависит от вида рабочего тела и типа компрессора; в первом приближении $\eta_T = T_1 / T_{о.с}$. Коэффициент плотности зависит от конструкции компрессора, его эксплуатационного состояния и условий работы и может быть принят для смазываемых машин $\eta_p = 0,95 - 0,98$.

Площадь индикаторной диаграммы, равновеликая внутренней работе компрессора за один полный ход поршня, как правило, больше для идеального компрессора, чем для действительного: в действительном компрессоре существует возврат работы при расширении сжатого во вредном пространстве рабочего тела с давления P_2 до давления P_1 .

Отношение площадей индикаторных диаграмм идеального и действительного компрессоров v называется коэффициентом полноты индикаторной диаграммы. Как правило, $v = I_w / I_d > 1$. Объемная подача, пропорциональная массовому расходу рабочего тела, для идеального компрессора также больше, чем для действительного. Поэтому отношение расходов рабочего тела в действительном и идеальном компрессорах равно коэффициенту подачи

Отношение внутренних работ идеального и действительного компрессоров на единицу расхода рабочего тела называется индикаторным (внутренним относительным) КПД компрессора.

Очевидно, что

$$\eta_i = \eta_v = \eta_{об} \eta_T \eta_p.$$

В первом приближении можно принимать $\eta_{об} = 1$. В этом случае

$$\eta_i = \eta_T \eta_p; \text{ при } \eta_p \rightarrow 1 \eta_i = \eta_T.$$

Значение индикаторного КПД компрессоров определяется на основе данных испытаний [3-5].

Значение η_i одноступенчатых компрессоров обычно составляет 0,8–0,95. У многоступенчатых компрессоров вследствие потерь между ступенями значения η_i ниже 0,75–0,83.

Мощность, потребляемая компрессором, определяется с учетом электромеханического КПД $\eta_{эм}$, который для современных компрессоров объемного действия составляет 0,83—0,86.

При использовании индикаторной диаграммы мощность, потребляемая компрессором,

$$Ne = \Delta p_{cp,i} M v_1 / \eta_{эм},$$

где $\Delta p_{cp,i}$ — действительное среднее индикаторное давление, определяемое из индикаторной диаграммы как высота прямоугольника, равновеликого индикаторной диаграмме, с основанием, равным объемной производительности компрессора; M — массовый расход рабочего тела; v_1 — удельный объем на всасывании.

По замеренным давлениям и температурам мощность компрессора равна: охлаждаемого

$$Ne = \frac{p_1 v_1 M \ln(P_2/P_1)}{\eta_{из} \eta_{эм}},$$

неохлаждаемого

$$Ne = \frac{\frac{k}{k-1} R T_1 \left[(P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] M}{\eta_{ад} \eta_{эм}}.$$

Для современных поршневых компрессоров $\eta_{из}=0,55-0,8$, а $\eta_{ад}=0,75-0,9$.

Значения коэффициентов подачи η_v , производительности и затрат мощности для других видов объемных компрессоров подсчитываются по аналогичным формулам [2-5].

Компрессоры кинетического действия (турбокомпрессоры).

Турбокомпрессоры относятся к машинам кинетического действия. Вследствие того, что преобразование энергии в них происходит в потоке рабочего тела, их называют иногда поточными машинами.

Объемная производительность большинства используемых турбокомпрессоров значительно больше производительности машин объемного действия и достигает $0,5 \cdot 10^6$ м³/ч. Напротив, при очень малых значениях производительностей применение турбокомпрессоров становится проблематичным из-за необходимости увеличивать частоту вращения ротора и неизбежного падения КПД машины, связанного с уменьшением размеров проточной части.

Отношение давлений в одной ступени турбокомпрессора ограничено максимально допустимыми значениями окружных скоростей; поэтому машины на большие отношения давлений выполняют многоступенчатыми. Для большинства применяемых турбокомпрессоров отношение давлений составляет 10–20.

По сравнению с машинами объемного действия турбокомпрессоры имеют ряд преимуществ: отсутствие загрязнения рабочего тела маслом; уравновешенность инерционных усилий, равномерная и непрерывная подача газа, возможность непосредственного соединения с быстроходным приводным двигателем, меньшие масса и габариты на единицу производительности, большой ресурс, возможность экономичного регулирования в широком диапазоне параметров изменением частоты вращения.

К недостаткам турбокомпрессоров, кроме отмеченного выше ограничения по отношению давлений, следует отнести также свойственное этим машинам явление неустойчивой работы в зоне повышенных давлений и малых производительностей, называемое помпажем. Кроме того, турбокомпрессоры плохо работают на легких и маловязких газах, таких как гелий и водород.

Принцип работы турбокомпрессора состоит в последовательном прохождении рабочего тела по межлопаточным каналам вращающегося рабочего колеса и неподвижного диффузора. В каналах колеса возрастает кинетическая энергия вследствие подвода работы извне (при этом может возрастать и давление рабочего тела). В неподвижных каналах скорость падает, а давление повышается.

По направлению движения рабочего тела турбокомпрессоры разделяются на радиальные (центробежные) и осевые.

На рис. 3.12 показаны принципиальная схема ступени радиального центробежного компрессора (а) и треугольники скоростей в ступени (б).

При вращении колеса (I) рабочее тело перемещается от центра к периферии по межлопаточным каналам. Это движение сопровождается увеличением окружной скорости u , абсолютной скорости c и повышением давления рабочего тела вследствие уменьшения относительной скорости w .

Абсолютные скорости рабочего тела на входе и выходе из рабочего колеса c_1 и c_2 определяются геометрической суммой скоростей переносного (скорость u) и относительного (w) (вдоль неподвижного канала) движений.

В диффузоре (II) скорость рабочего тела падает вследствие увеличения площади прохода, кинетическая энергия потока уменьшается, при этом давление увеличивается. Обратный направляющий канал (III) служит для подвода потока к следующей ступени; преобразования энергии в нем практически не происходит.

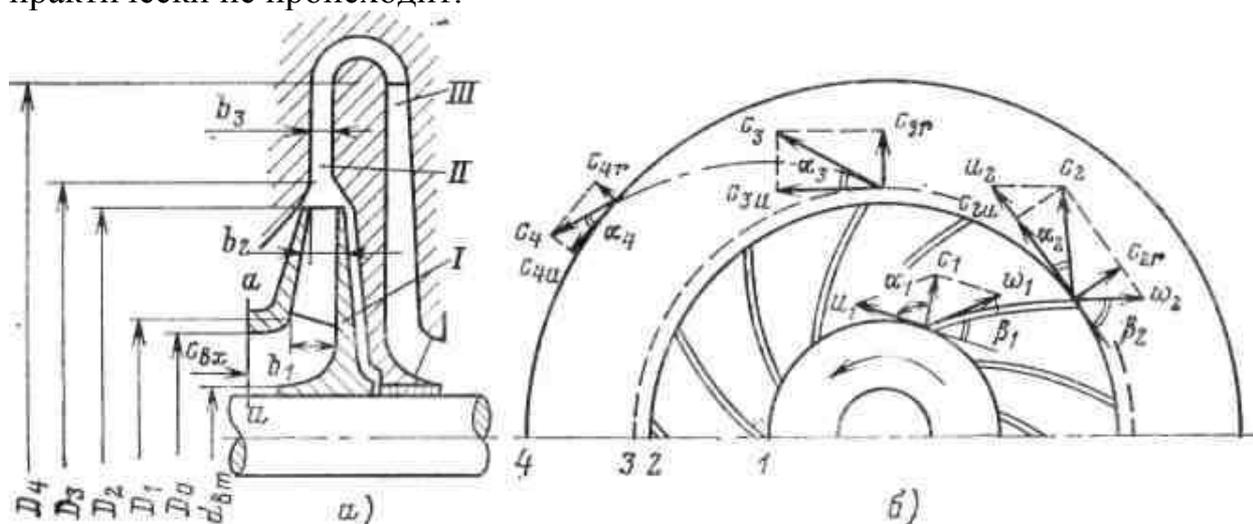


Рис.3.12. Принципиальная схема ступени турбокомпрессора (а) и треугольники скоростей (б)

Работа, подведенная к компрессору с помощью описанного выше механизма, передается рабочему телу, параметры которого (давление, температура) изменяются в соответствии с уравнениями (3.2, 3.3).

Работа, переданная рабочему телу лопатками компрессора, оценивается основным уравнением турбомашин, или уравнением Эйлера,

$$l = (c_2^2 - c_1^2)/2 + (u_2^2 - u_1^2)/2 + (w_1^2 - w_2^2)/2. \quad (3.2)$$

Уравнение получено в результате использования одного из основных законов механики, справедливого независимо от характера процесса сжатия и свойств рабочего тела.

Значение работы l равно разности энтальпий Δh_k между выходным и входным сечениями компрессора.

Если обозначить через $\Delta h_{\text{кол}}$ изменение энтальпий рабочего тела в колесе, то подведенная к колесу работа равна

$$l = \Delta h_{\text{кол}} (c_2^2 - c_1^2)/2.$$

В диффузор компрессора работа не подводится, и кинетическая энергия $c_2^2/2$ преобразуется в разность энтальпий $\Delta i_{\text{диф}}$. Таким образом,

$$l = \Delta h_{\text{кол}} + \Delta h_{\text{диф}} = \Delta h_k$$

В общем случае (радиальная машина) работа определяется всеми тремя составляющими уравнения (3.2).

В случае осевой машины ($u_1 = u_2$) отсутствует второй член, в случае активной машины – третий член, так как изменения давления в рабочем колесе не происходит ($w_1 = w_2$).

При сопоставимых условиях (размеры машины, идентичность рабочего тела, равенство частот вращения) в ступени центробежной машины рабочему телу передается большая работа l , чем в осевой, и отношения давлений также больше. Как следствие этого при одинаковом заданном отношении давлений осевой компрессор имеет большее число ступеней, чем центробежный.

Вследствие отсутствия поворотов потока как в ступенях, так и между ступенями КПД осевого компрессора на расчетном режиме больше, чем центробежного.

Уравнение (3.2) может быть записано как для идеальной ступени компрессора, так и для ступени, в которой течение сопровождается потерями кинетической энергии на трение и вихреобразование в проточной части машины. В этом случае конечный эффект уменьшается, а затрата работы увеличивается. Отклонение действительного процесса от идеального учитывается КПД.

Работа, переданная газу в ступени турбокомпрессора, может быть представлена уравнением Эйлера, записанным в следующей форме

$$l = c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1,$$

где c_{1u} и c_{2u} — окружные проекции абсолютных скоростей c_1 и c_2 .

Обычно стремятся (особенно на расчетных режимах) подвести поток к входным кромкам лопаток так, чтобы $c_{1u} = 0$ ($\alpha_1 = 90^\circ$), при этом работа, переданная газу, будет максимальной:

$$l = c_{2u} u_2$$

или

$$l = \varphi u_2^2, \text{ где } \varphi = c_{2u}/u_2. \quad (3.3)$$

В уравнении (3) φ формально представляет собой отношение проекции абсолютной скорости к окружной, но фактически отражает кинематику течения в ступени машины на различных режимах. При постоянстве φ на различных режимах сохраняется подобие треугольников скоростей при различных значениях u_2 , c_2 и w_2 , и КПД практически не изменяется.

Значение φ зависит от формы лопатки рабочего колеса, определяемой углом β_2 . Для $\beta_2=90^\circ$ $\varphi=1$, для $\beta_2>90^\circ$ $\varphi > 1$ и для $\beta_2<90^\circ$ $\varphi < 1$.

Из уравнения (3.3) следует, что при постоянном значении φ работа l определяется только частотой вращения ротора и не зависит от физических свойств рабочего тела и его начальных параметров.

Ограничения по максимально допустимой скорости u_2 лимитируют работу l и степени сжатия в ступени компрессора.

Из сопоставления формулы (3.3) с формулой работы изоэнтропного сжатия следует, что при заданных φ и u_2 отношение давлений в компрессоре зависит как от природы газа, так и от его начальной температуры. Особенно сильно сказывается влияние газовой постоянной рабочего тела R . При заданном значении работы l отношение давлений для «легких» газов, то есть при больших значениях R (гелий, водород), очень мало; для «тяжелых» газов (тяжелые фреоны) оно существенно больше. Из выражения

$$N = lM = lV_1 P_1$$

следует, что мощность N , потребляемая турбокомпрессором, при неизменных частоте вращения и объемной производительности V_1 (по условиям всасывания) пропорциональна плотности поступающего в компрессор газа ρ_1 .

Анализ зависимости работы, отношения давлений и КПД турбокомпрессора от формы лопаток рабочего колеса, определяемой значением φ , показывает, что максимальной работе l и отношению давлений соответствует лопатка с $\beta_2>90^\circ$. В то же время такая ступень характеризуется меньшими значениями КПД из-за больших потерь в диффузоре, вызванных большими скоростями c_2 .

Ступень с $\beta_2<90^\circ$ по тем же причинам имеет противоположные показатели: малые отношения давлений и большие КПД. Наконец, ступень с $\beta_2=90^\circ$, имеющая средние показатели при тех же условиях сравнения, может иметь неоспоримые преимущества перед обеими сравниваемыми ступенями вследствие возможности увеличения допустимых значений окружных скоростей u_2 . Так, для осерадиальных колес с углом $\beta=90^\circ$ предельное значение скорости u_2 может быть выбрано около 500 м/с. Объясняется это особой формой лопаток, не испытывающих изгибающих напряжений.

Связь развиваемого компрессором давления и производительности определяется характеристикой компрессора. Обычно характеристика турбокомпрессора представляется в координатах: отношение давлений ε к

производительности V_1 . Каждая зависимость $\varepsilon=f(V_1)$ строится при постоянном значении n .

Характеристика компрессора представлена на рис. 3.13.

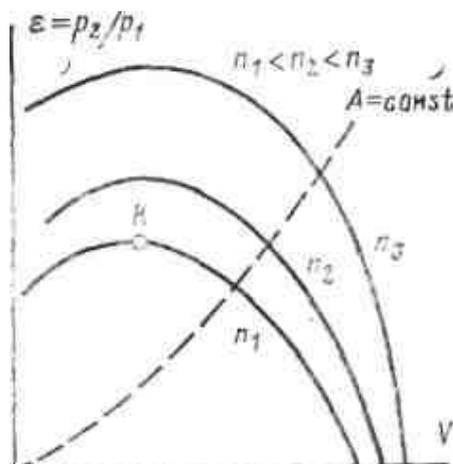


Рис.3.13. Характеристика турбокомпрессора

Характеристика машины делится на зоны устойчивой (справа от точки К) и неустойчивой (слева от точки К) работы компрессора. Неустойчивость работы компрессора (помпаж) объясняется значительным отрывом потока от стенок при малых расходах газа, когда сечение проточной части плохо заполнено потоком. При резком увеличении сопротивления на входе или выходе и снижении производительности в этой зоне характеристики давление за компрессором падает и становится меньше, чем в сети, что вызывает обратный ток газа. Работа машины в этой области недопустима, так как сопровождается резкими толчками, что может привести к ее поломке и выходу из строя. В области больших расходов газа крутизна характеристики обычно увеличивается, а при больших значениях n линия становится вертикальной по отношению к оси V , что объясняется ростом скоростей в проточной части и возможным «запиранием» решетки при критических скоростях.

Характеристика может быть продолжена и в область отношений ε давлений, меньших единицы, что соответствует работе турбокомпрессора в тормозном режиме, используемом для снятия мощности с вала турбодетандера.

Как следует из кривой на рис. 3.13, давление в любой точке характеристики при данных частотах вращения однозначно связано с производительностью компрессора, что отличает машины кинетического действия от объемных, в которых производительность зависит только от размеров полости сжатия и частоты циклов сжатия.

Для определения отношения давлений и производительности компрессора в рабочих условиях его характеристику совмещают с характеристикой сети, имеющей, как правило, вид параболической кривой и определяемой соотношением

$$\Delta P = (SV^2)/2, \Delta P = \Sigma \xi \rho c^2/2$$

где ξ – сопротивление потребителя и коммуникаций сжатого газа.

Точка пересечения характеристик определяет установившийся режим работы компрессора и называется рабочей точкой.

Объемная производительность ступени турбокомпрессора определяется скоростью газа и геометрическими размерами сечения. Как правило, она подсчитывается по условиям входа в компрессор из уравнения неразрывности, записанного для сечения *a-a* на входе в рабочее колесо (рис. 3.12):

$$V_1 = c_{1r} \pi D_1 b_1 \mu_1,$$

где D_1 – диаметр колеса на входе; b_1 – высота лопаток колеса на входе; c_{1r} – радиальная проекция абсолютной скорости на входе в колесо; μ_1 – коэффициент расхода, учитывающий уменьшение сечения колеса из-за конечной толщины кромок лопаток, обычно $\mu_1 = 0,9$.

Коэффициенты полезного действия $\eta_{ад}$ современных центробежных турбокомпрессоров имеют значения 0,75–0,85, осевых 0,85–0,92.

Поршневые детандеры. По назначению поршневые детандеры аналогично турбодетандерам применяются в холодильных и криогенных установках для предварительного и окончательного охлаждения рабочего тела.

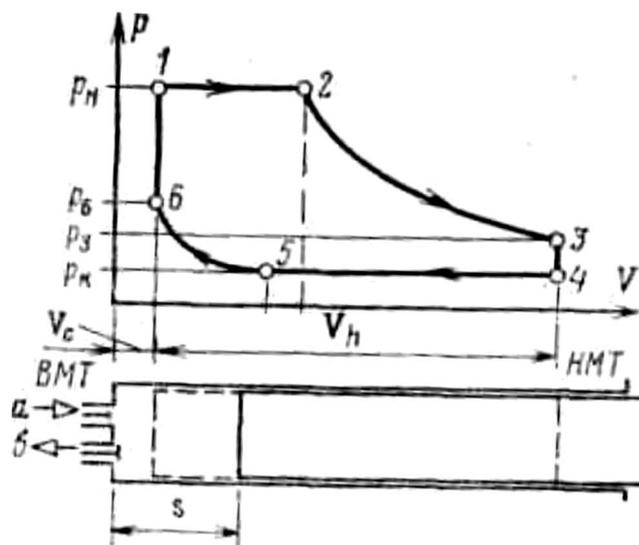


Рис.3.14. Индикаторная диаграмма поршневого детандера

Принцип работы поршневого детандера – машины объемного типа, заключающийся в преобразовании внутренней энергии потока рабочего тела в работу, сопровождающемся понижением температуры, был впервые предложен для получения холода еще в XIX в. Сименсом и Сольвеем. Дальнейшее развитие поршневые детандеры получили в работах Клода, Гейландта, Капицы, Коллинза.

Преимущества поршневых детандеров проявляются в широком диапазоне начальных температур при малых объемных расходах рабочего тела и относительно высоких начальных давлениях. Поршневой детандер прост в эксплуатации, хорошо регулируется; как правило, в области малых расходов рабочего тела при прочих равных условиях он имеет КПД более высокий, чем турбодетандер.

Недостатки поршневых детандеров заключаются в меньших надежности и ресурсе, а также худших массовых и габаритных показателях на единицу производительности.

Несмотря на связанную с этим тенденцию перехода во всех возможных случаях от поршневых детандеров к турбодетандерам, даже в установках с высокими и средними давлениями рабочего тела имеется много случаев, когда поршневые машины останутся вне конкуренции из-за более высоких КПД.

Преимущество в КПД проявляется у машин малых размеров;

КПД поршневых детандеров мало зависит от их размера, в то время как КПД турбодетандеров существенно падает при уменьшении размеров проточной части [3].

Процесс в поршневом детандере можно представить наиболее наглядно в P, V -диаграмме (рис. 3.14).

Клапаны детандеров в отличие от компрессоров – принудительного действия; их закрытие и открытие производятся специальными механизмами.

Площадь диаграммы в соответствующем масштабе равна работе 1 детандера за один поворот вала, так как на оси ординат отложено давление, а по оси абсцисс – объем, описанный поршнем. Диаграмма на рис. 3.14 соответствует детандеру, работающему в идеализированных условиях, при которых гидравлическое сопротивление обоих клапанов отсутствует, утечки в клапанах и уплотнениях также отсутствуют, процессы расширения и сжатия представляют собой изэнтропы.

Ниже перечислены пять последовательных процессов, происходящих в поршневом детандере:

1-2 – наполнение: процесс протекает при открытом клапане впуска и постоянном давлении в цилиндре; в точке 2 клапан закрывается (отсечка клапана);

2-3 – расширение; при постоянном количестве рабочего тела объем его увеличивается, а температура падает; в конце расширения давление выше, чем конечное давление P_k - P_4 ; это позволяет ценой некоторой потери работы сократить ход поршня и габариты машины;

3-4 – выхлоп; при открытом выпускном клапане газ выходит в выпускной патрубок, количество его в цилиндре уменьшается, а давление падает до P_k ;

4-5 – выталкивание; при обратном ходе поршня оставшийся в цилиндре газ выталкивается в трубопровод, где смешивается с газом, вышедшим в процессе выхлопа; в точке 5 выталкивание заканчивается, и выпускной клапан закрывается;

5-6 – обратное поджатие; оставшийся газ поджимается при дальнейшем движении поршня; процесс обратного поджатия необходим для уменьшения перепада давлений на впускном клапане в момент его открытия; конечное давление P_6 подлежит оптимизации, так как при поджатии растет температура газа;

6-1 – впуск; открывается впускной клапан; оставшийся во вредном пространстве при давлении P_6 газ поджимается до давления P_n ; общая температура газа увеличивается.

В действительности протекание процессов в детандере существенно меняется из-за ряда потерь: на трение между поршнем и цилиндром и от теплопритоков извне; от дросселирования во впускном и выпускном клапанах; от регенеративного теплообмена (на некотором участке пути поршня газ отдает теплоту стенкам цилиндра, а на другом — получает его от стенок); от смешения потоков с разными температурами при выталкивании и впуске; от утечек через неплотности в клапанах и в поршневом уплотнении.

В зависимости от типа детандера, рабочего тела и температурного уровня процесса расширения наиболее существенное влияние оказывает тот или иной вид потерь.

В некоторых конструкциях поршневых детандеров удается избавиться от потерь из-за утечек через неплотности. В детандерах на гелиевом и водородном уровнях, а также в микродетандерах наиболее существенны потери на трение между поршнем и цилиндром и от теплопритоков извне. В ряде конструкций (бесклапанные детандеры) отсутствуют потери от смешения при выталкивании.

Таблица 3.3

Относительные характеристики детандеров

Тип детандера	α	δ_2	ψ_1	ψ_2	P_4/P_3
Высокого давления	0,04-0,06	0,25-0,35	0,1-0,15	0,04-0,08	0,4-0,5
Среднего давления	0,05-0,08	0,34-0,53			0,5-0,6

Получение максимальных КПД детандеров связано также с выбором оптимальных относительных величин, отражающих основные геометрические характеристики машины [3].

Отношение $V_c/V_h=a$ называется относительной величиной вредного пространства; отношение $V_2/(V_h+V_c)=\delta_2$ – степенью наполнения, отношение $V_{1-2}/(V_h+V_c) = \varepsilon_2$ — степенью отсечки впуска

$$\delta_2 = \varepsilon_2 + a / (1 + a).$$

Потери во впускном клапане приводят к появлению разницы в давлениях P_1 и P_n , учитываемой коэффициентом сопротивления в клапане (ψ_1),

$$P_1 = (1 - \psi_1) p_n.$$

Аналогично давление P_4 отличается от конечного P_k , что учитывается коэффициентом ψ_2 ,

$$P_4 = P_k / (1 - \psi_2).$$

Характерной расчетной величиной для детандеров служит также отношение давлений P_4/P_3 (см.рис.3.14).

Значения приведенных выше показателей, отвечающих максимальному КПД машины для детандеров воздуходелительных установок высокого ($P_n = 16-20$ МПа) и среднего ($P_n = 1,5-7$ МПа) давлений, даны в табл. 3.3.

Адиабатные КПД современных поршневых детандеров гелиевых рефрижераторов и ожижителей находятся в пределах 0,75-0,85, воздушных и азотных – 0,7-0,85.

Турбодетандеры. Турбодетандеры, как и поршневые детандеры, применяются в холодильных и криогенных установках для предварительного и окончательного охлаждения рабочего тела.

Идея использования турбины в качестве расширительной машины была сформулирована уже в конце XIX в., однако использование турбодетандеров задерживалось из-за трудностей технической реализации этой идеи.

С развитием низкотемпературной техники и ростом потребностей в продуктах низкотемпературного разделения воздуха началось широкое применение турбодетандеров. Сейчас они используются во всех видах крупных криогенных установок и в ряде установок средней производительности.

В турбодетандерах процесс преобразования энергии рабочего тела в работу с одновременным понижением энтальпии осуществляется последовательно в каналах направляющего аппарата и рабочего колеса, составляющих ступень турбодетандера.

Кроме основного отличия турбодетандера от турбины-двигателя по целевому назначению (в первом случае цель – охлаждение газа, во втором – получение работы), эти машины различаются и по другим признакам: конструктивному выполнению, материалам, компоновке.

В ступени турбодетандера рабочее тело проходит межлопаточные каналы направляющего аппарата, где происходит его расширение: давление падает, скорость и кинетическая энергия возрастают. Далее рабочее тело направляется в рабочее колесо, где кинетическая энергия через лопатки, диск и вал отводится из системы. При этом энтальпия и температура рабочего тела понижаются.

В каналах рабочего колеса может также осуществляться расширение рабочего тела. Такие машины называют реактивными.

Если конфигурация каналов рабочего колеса такова, что в них не происходит расширения рабочего тела и не меняется давление газа, машина называется активной.

По направлению движения потока рабочего тела турбодетандеры разделяются на радиальные и осевые.

На рис. 3.15 показаны схема проточной части и изменение абсолютной скорости, давления и температуры (энтальпии) в реактивной ступени радиального центробежного турбодетандера.

По аналогии с компрессорными машинами работа, совершаемая газом в ступени турбодетандера, определяется уравнением Эйлера.

Обозначения скоростей ясны из треугольников скоростей на рис. 3.15.

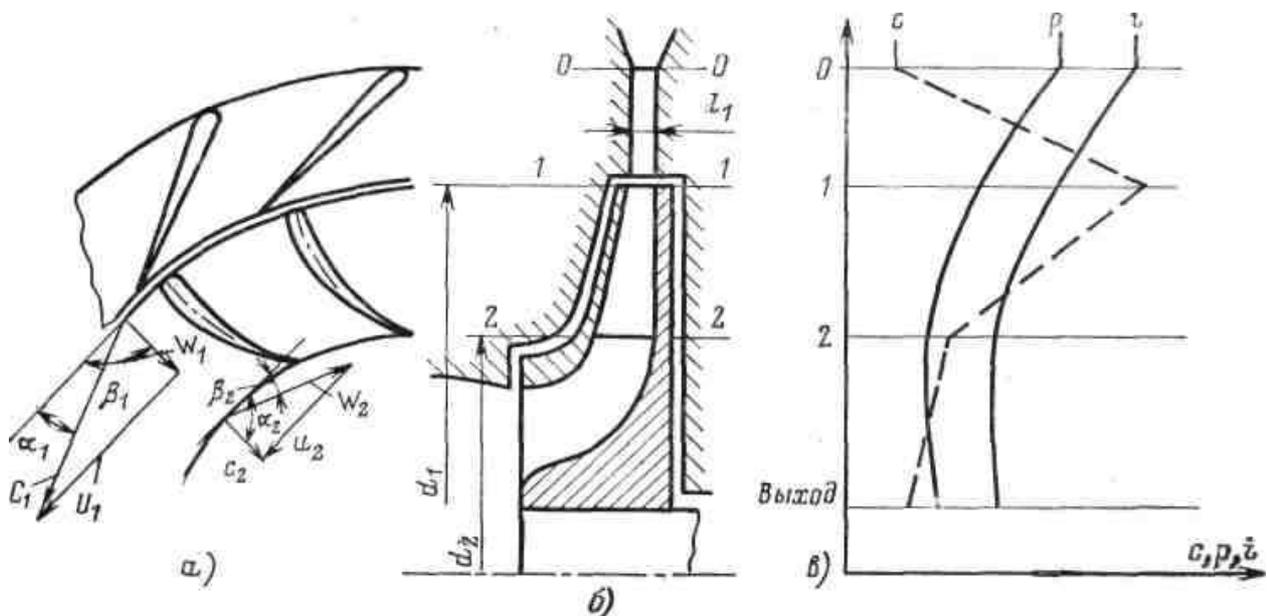


Рис.3.15. Принципиальная схема радиального центро-стремительного турбодетандера: *а* – изменение параметров; *б*, – ступени турбодетандера; *в* – изменение абсолютной скорости, давления и энтальпии

Из анализа уравнения Эйлера следует, что при сопоставимых условиях (равные объемные расходы, размеры машины, равные частоты вращения) в ступени радиального центростремительного турбодетандера может быть получена большая, чем в осевой ступени, работа расширения 1 вследствие работы против центробежных сил ($u_1 > u_2$). Кроме того, поскольку это преобразование осуществляется с КПД, равным единице, повышение доли этой составляющей в работе 1 приводит к увеличению разности энтальпий и КПД ступени.

Радиальный турбодетандер может быть выполнен также центробежным. При этом работа центробежных сил отрицательна, что приводит к уменьшению суммарной работы 1.

Преимущества радиальных центростремительных машин особенно велики у турбодетандеров сравнительно малых размеров (диаметр диска колеса менее 120–150 мм). При малых размерах машин эффективность проточной части, определяемая течением в межлопаточных каналах, снижается. В уравнении (3.2) это сказывается на скоростях c_1 и w_2 . Если влияние члена $(u_1^2 - u_2^2)/2$ велико, то КПД в радиальных машинах увеличивается по сравнению с осевыми.

Рассмотренные преимущества радиальных турбодетандеров обусловили их преимущественное применение в холодильной и криогенной технике. С 30-х годов 20 века они используются в установках разделения воздуха (конструкция эффективного турбодетандера с КПД $\eta_{ад} > 0,8$ предложена акад. П. Л. Капицей [3]). С 60-70-х годов радиальные турбины применяются в гелиевых и водородных холодильных установках и ожижителях большой производительности.

Ниже рассмотрены показатели радиальных турбин.

Исходное уравнение Эйлера, записанное для турбин в виде

$$l = c_{1u}u_1 - c_{2u}u_2, \quad (3.4)$$

где c_{1u} и c_{2u} – окружные проекции абсолютных скоростей (рис. 3.15), позволяет проанализировать основные показатели турбодетандера.

Из уравнения (3.4) следует, что максимальная работа l в ступени турбины может быть получена при $c_{2u}=0$, то есть при минимальной выходной скорости c_2 , нормальной к окружной скорости u_2 .

Уравнение (3.4) положено в основу определения лопаточного КПД ($\eta_{ол}$) турбинной ступени, характеризующего газодинамическую эффективность проточной части. Эта величина определяется отношением переданной рабочим телом работы l_r к работе идеального изэнтропного процесса расширения в ступени в заданных условиях, эквивалентной кинетической энергии $c_{ад}^2/2$, где $c_{ад}$ – некоторая условная скорость, соответствующая идеальному расширению в ступени,

$$\eta_{ол} = \frac{c_{1u}u_1 - c_{2u}u_2}{c_{ад}^2/2}.$$

Зависимость $\eta_{ол} = f(\chi_{ад})$ называется характеристикой турбодетандера и изображается графически в координатах $\eta_{ол} - \chi_{ад}$, где $\chi_{ад} = u_1/c_{ад}$ принят параметром характеристики (u_1 – окружная скорость на входе в колесо).

На рис. 3.16 представлены характеристики активной ($\theta=0$) и реактивной ($\theta=0,5$) турбин. Оптимальные значения $\chi_{ад}$, соответствующие максимальному КПД ступеней турбин, находятся решением уравнения $[\eta_{ол} = f(\chi_{ад})]$ в развернутой форме для активной и реактивной ступеней обычным методом определения экстремальных значений.

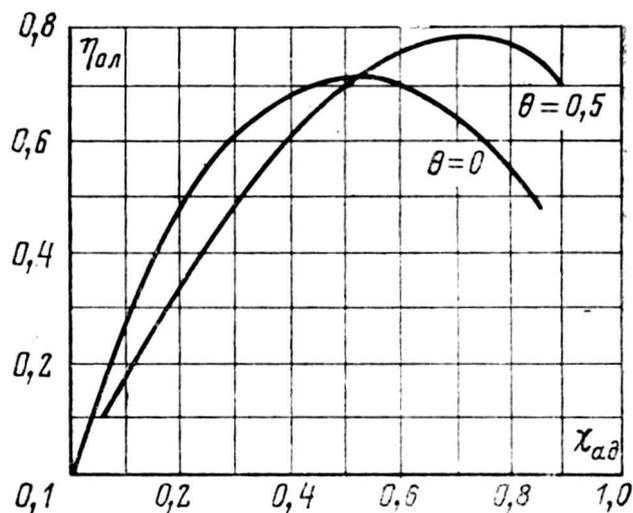


Рис.3.16. Характеристика турбодетандера

Характерными для сопоставляемых зависимостей следует считать более высокие значения максимальных КПД ступеней для реактивных машин. Оптимальные значения $\chi_{ад}$ реактивных ступеней также превышают соответствующие значения $\chi_{ад}$ активных ступеней.

Так, максимальные значения КПД современных реактивных турбодетандеров составляют 0,80-0,85, в то время как для активных турбодетандеров эти значения существенно ниже: 0,68-0,75.

Для характеристики эффективности ступени турбины, кроме $\eta_{ол}$, используется КПД η_{oi} , представляющий собой отношение работы на валу к максимальной работе изэнтропного процесса.

Переходя к связи $\eta_{ол}$ и η_{oi} , рассмотрим классификацию потерь в ступени турбины.

К внешним потерям относятся механические потери и внешние утечки рабочего тела из машины. Они не оказывают влияния на энтальпию рабочего тела, а изменяют только работу на валу и мощность машины.

Внутренние потери связаны с потерей кинетической энергии потока и увеличением энтальпии рабочего тела в процессе течения. Потери кинетической энергии в сопловом аппарате и рабочем колесе и потери с выходной скоростью C_2 , не используемой в ступени, определяют значение КПД $\eta_{ол}$.

К внутренним потерям относятся также потери от внутренних перетечек и смещения потоков, имеющих разные температуры, дисковые, объясняющиеся затратой энергии на трение диска рабочего колеса о газ, и вентиляционные потери, возникающие в турбинах с парциальным (частичным) подводом рабочего тела, когда сопла расположены не на всей окружности решетки соплового аппарата.

Необходимость парциального подвода вызывается значительным снижением размера сопловых лопаток при малых расходах, что затрудняет технологию их изготовления. При парциальном подводе уменьшают число лопаток, сохраняя постоянным сечение прохода газа и увеличивая их высоту.

Парциальный подвод может быть связан также с необходимостью регулирования расхода отключением части сопл.

При парциальном подводе кинетическая энергия теряется при взаимодействии потока, проходящего в соплах, с потоком в нерабочих зонах.

КПД η_{oi} в турбодетандерах обычно вычисляется по замеренным температурам и давлениям на входе в машину и выходе из нее.

Значения η_{oi} турбодетандеров крупных воздуходелительных установок (диаметры рабочих колес $d_1 = 2004-250$ мм) и паровых и газовых турбин двигателей близки и достигают 85–90%.

Однако с уменьшением объемных расходов, вызванных как снижением массового расхода, так и увеличением плотности рабочего тела на входе в машину, размеры проточной части уменьшаются на порядок. Так, диаметры колес машин средних размеров равны: $d_1 = 100-250$ мм, малых машин – $d_1 = 104-30$ мм. Пропорционально диаметру уменьшаются и другие размеры проточной части: размеры лопаток, толщины дисков и т. д.

Малые размеры проточной части, отклонения от оптимальных геометрических соотношений и другие факторы приводят к тому, что КПД

турбодетандеров с диаметрами $d_1 = 30-100$ мм находятся в пределах 0,6–0,7, а турбодетандеров малых размеров с $d_1 = 10-30$ мм могут снижаться до 0,3–0,4.

Поскольку температурный уровень работы детандера существенно ниже $T_{о.с.}$, поток теплоты из внешней среды, поступающий к машине, ведет к увеличению потерь эксергии рабочего тела (так как его охлаждение уменьшается). Это оправдывает использование в детандерах более качественной и дорогой изоляции; в воздушных детандерах – порошковой или волокнистой, в гелиевых и водородных – вакуумной.

Из-за большого перепада температур между холодной проточной частью и силовой частью машины, находящейся, как правило, в зоне температур окружающей среды, в детандерах требуется применять материалы с низкой теплопроводностью. По этой же причине необходимо отделять и тщательно изолировать проточную часть от подшипникового узла и тормоза.

Меньшие, чем у двигателей, мощности и расходы рабочего тела, а также меньшие геометрические размеры машины приводят к тому, что при равных значениях допустимых окружных скоростей в тех и других машинах ротор турбодетандера имеет угловую скорость, на один-два порядка большую, чем ротор турбин-двигателей. Это в свою очередь приводит к необходимости использования в турбодетандерах специальных опор, в том числе и с газовой смазкой.

Из-за низкого уровня температур, при которых работают «холодные» детали машины (корпус, направляющий аппарат, рабочее колесо, вал), в них требуется применять материалы, сохраняющие пластические свойства при низких температурах.

Каналы в направляющем аппарате и рабочем колесе, имеющие относительно малые размеры, должны быть выполнены очень тщательно.

Коэффициент полезного действия турбодетандера зависит от всех этих факторов. С уменьшением размеров машины их влияние однозначно приводит к снижению КПД.

Связь между расходом газа в турбодетандере и его характерными геометрическими размерами определяется из выражения, аналогичного выражению для компрессора. Характерное сечение обычно выбирают на выходе из сопел (входе в рабочее колесо), где абсолютная скорость c_1 может быть принята близкой к критической,

$$V_1 = M\rho_1 = \pi d_1 l_1 c_1 \sin \alpha_1 \mu_1,$$

где ρ_1 – плотность рабочего тела, отнесенная к условиям на входе в рабочее колесо; μ_1 – коэффициент расхода решетки, учитывающий конечную толщину кромок лопаток и влияние пограничного слоя, ориентировочно можно принять $\mu_1 = 0,92-0,94$.

В данной формуле две независимые переменные d_1 и l_1 , поэтому для однозначного решения задачи следует пользоваться модификацией этой формулы, полученной введением относительных характеристик,

$$V_1 = M\rho_1 = \pi d_1^2 \bar{l}_1 \bar{c}_1 u_1 \mu_1,$$

где \bar{l}_1 – относительная высота лопатки; рекомендуемые значения \bar{l}_1 выбирают в пределах 0,06-0,1; $\bar{c}_{1r} = c_{1r}/u = c_1 \sin \alpha_1 / u$ – безразмерная радиальная составляющая абсолютной скорости; c_{1r} принимается в пределах 0,2–0,4.

Скорость u_1 для предварительных оценок размеров принимается не более 250 м/с для радиальных и не более 350 м/с для радиально-осевых ступеней.

Показатели работы компрессоров

Поршневые компрессоры. Теоретический рабочий процесс одноступенчатого поршневого компрессора изображается в виде индикаторной диаграмме, построенной в P-V координатах (см. рис. 3.1).

Отношение объема всасывания ($V_{вс}$) к рабочему объему цилиндра (V_h) – объемный коэффициент полезного действия ступени компрессора.

$$\eta_{об} = V_{вс} / V_h = 1 - \sigma(\varepsilon^{1/m} - 1)$$

где $\sigma = V_o/V_h$ – коэффициент вредного объема (пространства); V_o и V_h – соответственно вредный и рабочий объемы цилиндра; ε – степень сжатия (повышения давления); m – показатель политропы расширения газа, остающегося во вредном объеме (определяется в соответствии со значением давления сжатия – см. с. 21 настоящего пособия).

Действительный рабочий процесс одноступенчатого поршневого компрессора в индикаторной диаграмме (см. рис. 3.2) отличается от теоретического, главным образом, наличием потерь давления во впускном (ΔP_1) и нагнетательном клапанах (ΔP_2).

Отношение поданного компрессором газа (V), приведенного к параметрам всасываемой среды, к теоретической производительности (V_T) – коэффициент подачи компрессора

$$\eta_V = V/V_T.$$

Теоретическая производительность компрессора (m^3/c) определяется по формуле

$$V_T = (\pi D^2 / 4)(Sn),$$

где D – диаметр цилиндра, м; S – ход поршня, м; n – частота вращения вала, c^{-1} .

Коэффициент подачи компрессора рассчитывается по формуле

$$\eta_V = \eta_{об} \eta_p \eta_T \eta_{ут},$$

где $\eta_{об}$ – коэффициент, учитывающий уменьшение давления газа при всасывании вследствие сопротивления системы всасывания; η_T – коэффициент, учитывающий увеличение температуры газа от нагревания его при контакте со стенками цилиндра; $\eta_{ут}$ – коэффициент, учитывающий утечки через неплотности во всасывающих клапанах.

Если известны давление и температура всасываемого газа P_o и T_o и параметры газа в начале сжатия в цилиндре P_1 и T_1 то коэффициенты η_p и η_T определяются по формулам:

$$\eta_p = P_1/P_o; \eta_T = T_o/T_1.$$

Коэффициент, учитывающий утечки через неплотности, находится по формуле

$$\eta_{VT} = 1 - (M_{VT}/M_{BC}),$$

где M_{BC} и M_{VT} – количество всасываемого газа и утечек в процессе сжатия и нагнетания, кг/с.

Массовая производительность компрессора (кг/с) определяется по формуле

$$M = P_1 V / (RT_1),$$

где P_1 – давление всасывания, Па; V – производительность компрессора при давлении всасывания, м³/с; R – газовая постоянная, Дж/(кг·К); T_1 – абсолютная температура газа, К.

Теоретическая мощность привода компрессора при изотермическом сжатии (кВт) находится по формуле

$$N_{из} = P_1 V \ln \epsilon / 10^3. \quad (3.5)$$

Теоретическая мощность привода компрессора при адиабатном сжатии (кВт) определяется по формуле

$$N_{ад} = [k/(k-1)](P_1 V / 10^3)(\epsilon^{(k-1)/k} - 1). \quad (3.6)$$

где k – показатель адиабаты.

Теоретическая мощность привода компрессора при политропном сжатии (кВт) находится по формуле

$$N_{пол} = [m/(m-1)](P_1 V / 10^3)(\epsilon^{(m-1)/m} - 1).$$

где m – показатель политропы.

Эффективная мощность привода компрессора с охлаждением (кВт) определяется по формуле

$$N_e = \frac{N_{из}}{\eta_{е.из}}, \quad (3.7)$$

где $\eta_{из}$ – изотермический эффективный КПД компрессора.

Эффективная мощность привода компрессора без охлаждения (кВт) находится по формуле

$$N_e = \frac{N_{ад}}{\eta_{е.ад}}, \quad (3.8)$$

где $\eta_{е.ад}$ – адиабатный эффективный КПД компрессора.

Эффективный КПД компрессора определяется по формуле

$$\eta_{е.из} = \eta_{из}\eta_{эм}; \quad \eta_{е.ад} = \eta_{ад}\eta_{эм},$$

где $\eta_{из} = 0,55-0,8$ и $\eta_{ад} = 0,75-0,9$ – соответственно изотермический и адиабатный индикаторные КПД компрессора; $\eta_{эм}$ – электромеханический КПД компрессора ($\eta_{эм} = 0,85-0,95$).

Индикаторная или внутренняя мощность поршневого компрессора (кВт) рассчитывается по формуле

$$N_i = p_i V_h n / 10^3,$$

где P_i – среднее индикаторное давление, Па; V_h – рабочий объем цилиндра, м³; n – частота вращения вала, с⁻¹.

Эффективная мощность компрессора (кВт)

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{эм}}$$

Степень повышения давления в каждой ступени многоступенчатого компрессора определяется по формуле

$$\varepsilon = \varphi \sqrt[z]{P_z / P_1},$$

где z – число ступеней компрессора; P_z – давление газа на выходе из последней ступени, Па; P_1 – давление газа на входе в первую ступень, Па; φ – коэффициент, учитывающий потери давления между ступенями ($\varphi = 1,1-1,15$).

Ротационные пластинчатые компрессоры. Теоретическая производительность компрессора ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется по формуле

$$V_T = 2el(\pi D - z\delta)n,$$

где e – эксцентриситет, м; l – длина ротора, м; D – внутренний диаметр корпуса, м; z – число пластин; δ – толщина пластины, м; n – частота вращения вала, с^{-1} .

Действительная производительность компрессора ($\text{м}^3/\text{с}$) находится по формуле

$$V = 2\eta_v el(nD - z\delta)n,$$

где η_v – коэффициент подачи компрессора.

Теоретическая и эффективная мощности привода компрессора с охлаждением определяются по формулам (3.5), (3.7), а компрессоров без охлаждения – по формулам (3.6) и (3.8).

Центробежные компрессоры. Адиабатный КПД компрессора определяется по формуле

$$\eta_{ад} = (\varepsilon^{(k-1)/k} - 1) / (\varepsilon^{(k-1)/k\eta_{пол}} - 1),$$

где $\eta_{пол}$ – политропный КПД компрессора, характеризующий совершенство проточной части компрессора как с охлаждением, так и без него ($\eta_{пол} = 0,78-0,82$). Средние значения $\eta_{ад}$ составляют: 0,75-0,85 и 0,85-0,92 соответственно для центробежных и осевых компрессоров.

Эффективная мощность привода компрессора (кВт) находится по формуле

$$N_e = M(h_2 - h_1) / (\eta_{ад}\eta_{эм}).$$

где h_2 и h_1 – соответственно энтальпии газа в конце адиабатного сжатия в компрессоре и у входа на лопатки колеса первой ступени, кДж/кг; M – массовая производительность компрессора, кг/с.

Примеры решения задач

Пример 3.3.1.

Одноцилиндровый одноступенчатый поршневой компрессор сжимает воздух от давления $P_1 = 1 \cdot 10^5$ Па до $P_2 = 3,5 \cdot 10^5$ Па. Определить производительность компрессора, если диаметр цилиндра $D = 0,2$ м; ход поршня $S = 0,15$ м; частота вращения вала $n = 16 \text{ с}^{-1}$, коэффициент вредного объема $\sigma = 0,045$; показатель политропы расширения газа, остающегося во вредном объеме, $m = 1,1$ и коэффициент, учитывающий уменьшение давления газа при всасывании, $\eta_p = 0,95$.

Решение:

Степень повышения давления в компрессоре

$$\varepsilon = P_2/P_1 = 3,5 \cdot 10^5 / (1 \cdot 10^6) = 3,5.$$

Объемный КПД компрессора

$$\eta_{об} = V_{вс} / V_h = 1 - \sigma(\varepsilon^{1/m} - 1) = 1 - 0,045(3,5^{1/1,1} - 1) = 0,905.$$

Коэффициент подачи компрессора

$$\eta_V = \eta_{об} \eta_p = 0,905 \cdot 0,95 = 0,86.$$

Теоретическая производительность компрессора

$$V_T = (\pi D^2 / 4)(Sn) = (3,14 \cdot 0,2^2 / 4) 0,15 \cdot 16 = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Производительность компрессора

$$V = \eta_V V_T = 0,86 \cdot 0,075 = 0,0645 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Пример 3.3.2.

Одноступенчатый поршневой компрессор всасывает воздух при давлении $P_1 = 1 \cdot 10^5$ Па и температуре $t_1 = 17^\circ\text{C}$ и сжимает его до давления $P_2 = 7 \cdot 10^5$ Па. Определить теоретическую мощность привода компрессора при изотермическом, адиабатном и политропном сжатии, если объемная производительность компрессора $V = 0,12 \text{ м}^3/\text{с}$ и соответственно показатели политропы ($m=1,3$) и адиабаты ($k=1,4$).

Решение:

Степень повышения давления

$$\varepsilon = P_2/P_1 = 7 \cdot 10^5 / (1 \cdot 10^5) = 7.$$

Производительность компрессора при всасывании

$$M = P_1 V / (RT_1) = 0,12 \cdot 287 \cdot 290 / (1 \cdot 10^5) = 0,15 \text{ кг/с},$$

где $T_1 = t_1 + 273 = 17 + 273 = 290 \text{ К}$.

Теоретическая мощность привода компрессора при изотермическом сжатии

$$N_{из} = P_1 V \ln \varepsilon / 10^3 = 1 \cdot 10^5 \cdot 0,12 \ln 7 / 10^3 = 1 \cdot 10^5 \cdot 0,12 \cdot \ln 7 / 10^3 = 19,4 \text{ кВт}. \quad 23,35$$

Теоретическая мощность привода компрессора при адиабатном сжатии

$$N_{ад} = [k/(k-1)](P_1 V / 10^3)(\varepsilon^{(k-1)/k} - 1) = [1,4/(1,4-1)](1 \cdot 10^5 \cdot 0,12 / 10^3) \times \\ \times (7^{(1,4-1)/1,4} - 1) = 25,9 \text{ кВт}.$$

Теоретическая мощность привода компрессора при политропном сжатии

$$N_{пол} = [m/(m-1)](P_1 V / 10^3)(\varepsilon^{(m-1)/m} - 1) = \\ = [1,3/(1,3-1)](1 \cdot 10^5 \cdot 0,12 / 10^3) (7^{(1,3-1)/1,3} - 1) = 24,2 \text{ кВт}.$$

Пример 3.3.3.

Одноцилиндровый одноступенчатый поршневой компрессор сжимает воздух от давления $P_1 = 1 \cdot 10^5$ Па до $P_2 = 7 \cdot 10^5$ Па. Определить эффективную мощность привода компрессора и необходимую мощность электродвигателя с запасом 10% на перегрузку, если диаметр цилиндра $D = 0,3 \text{ м}$; ход поршня $S = 0,3 \text{ м}$; частота вращения вала $n = 12 \text{ с}^{-1}$; коэффициент вредного объема $\sigma = 0,05$; показатель политропы расширения газа, остающегося во вредном объеме, $m = 1,3$; коэффициент, учитывающий уменьшение давления газа при всасывании, $\eta_p = 0,94$ и эффективный адиабатный КПД компрессора $\eta_{е.ад} = 0,75$.

Решение:

Степень повышения давления определяем

$$\varepsilon = P_2/P_1 = 7 \cdot 10^5 / 1 \cdot 10^5 = 7.$$

Объемный КПД компрессора

$$\eta_{об} = V_{вс} / V_h = 1 - \sigma(\varepsilon^{1/m} - 1) = 1 - 0,05(7^{1/1,3} - 1) = 0,827.$$

Коэффициент подачи компрессора

$$\eta_v = \eta_{об} \eta_p = 0,827 \cdot 0,94 = 0,777.$$

Теоретическая производительность компрессора

$$V_T = (\pi D^2 / 4)(Sn) = (3,14 \cdot 0,2^2 / 4) \cdot 0,3 \cdot 12 = 0,254 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Производительность компрессора из формулы (3)

$$V = \eta_v V_T = 0,777 \cdot 0,254 = 0,197 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Теоретическая мощность привода компрессора при адиабатном сжатии

$$N_{ад} = [k/(k-1)](P_1 V / 10^3) (\varepsilon^{(k-1)/k} - 1) = [1,4/(1,4-1)](1 \cdot 10^5 \cdot 0,197 / 10^3) \times \\ \times (7^{(1,4-1)/1,4} - 1) = 51 \text{ кВт}.$$

Эффективная мощность привода компрессора

$$N_e = \frac{N_{ад}}{\eta_{е.ад}} = 51 / 0,75 = 68 \text{ кВт}.$$

Необходимая мощность электродвигателя с запасом 10% от перегрузки

$$N_{эд} = 1,1 \cdot 68 = 74,8 \text{ кВт}.$$

Пример 3.3.4.

Двухцилиндровый двухступенчатый поршневой компрессор сжимает воздух от давления $P_1 = 1 \cdot 10^5$ Па до $P_2 = P_z = 13 \cdot 10^5$ Па. Определить производительность компрессора, если диаметр цилиндра $D = 0,3$ м; ход поршня $S = 0,2$ м; частота вращения вала $n = 14$ об/с; коэффициент вредного объема $\sigma = 0,05$; показатель политропы расширения газа, остающегося во вредном объеме, $m = 1,25$, коэффициент, учитывающий потери давления между ступенями, $\varphi = 1,1$ и коэффициент, учитывающий уменьшение давления газа при всасывании, $\eta_p = 0,94$.

Решение:

Степень повышения давления в каждой ступени определяем

$$\varepsilon = \varphi \sqrt[z]{p_z / p_1} = 1,1 \sqrt[13]{13 \cdot 10^5 / 1 \cdot 10^5} = 3,6.$$

Объемный КПД

$$\eta_{об} = V_{вс} / V_h = 1 - \sigma(\varepsilon^{1/m} - 1) = 1 - 0,05(3,6^{1/1,25} - 1) = 0,901.$$

Коэффициент подачи $\eta_v = \eta_{об} \eta_p = 0,901 \cdot 0,94 = 0,847$

Теоретическая производительность ступени компрессора

$$V_T = (\pi D^2 / 4)(Sn) = (3,14 \cdot 0,3^2 / 4) \cdot 0,2 \cdot 14 = 0,198 \text{ м}^3/\text{с}$$

Производительность компрессора

$$V = 2 \eta_v V_T = 2 \cdot 0,847 \cdot 0,198 = 0,335 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Пример 3.3.5.

Определить эффективную мощность трехцилиндрового двухступенчатого компрессора с диаметрами цилиндров $D_1 = 0,2$ м и $D_2 = 0,15$ м и ходом поршней $S = 0,15$ м, если частота вращения вала $n = 840$ мин⁻¹; электромеханический КПД компрессора $\eta_{эм} = 0,87$; среднее индикаторное давление для первой ступени $P_{i1} = 1,7 \cdot 10^5$ Па и второй (из одного цилиндра) – $P_{i2} = 3,5 \cdot 10^5$ Па.

Решение:

Индикаторная мощность цилиндра первой ступени сжатия и второй

$$N_{i1} = P_{i1} V_{h1} n / 10^3 = (1,7 \cdot 10^5 \cdot (3,14 \cdot 0,2^2 / 4) \cdot 0,15 \cdot 14) / 1000 = 11,2 \text{ кВт};$$

$$N_{i2} = P_{i2} V_{h2} n / 10^3 = (3,5 \cdot 10^5 \cdot (3,14 \cdot 0,15^2 / 4) \cdot 0,15 \cdot 14) / 1000 = 13 \text{ кВт},$$

где $n = 840$ мин⁻¹ = 14 с⁻¹; $V_h = (\pi D^2 / 4) S$.

Индикаторная мощность компрессора

$$N_i = 2N_{i1} + N_{i2} = 2 \cdot 11,2 + 13 = 35,4 \text{ кВт}.$$

Эффективная мощность компрессора

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m} = 35,4 / 0,87 = 40,7 \text{ кВт}.$$

Пример 3.3.6.

Одноступенчатый центробежный компрессор массовой производительностью $M = 10$ кг/с сжимает фреоновый пар от давления $P_1 = 1,6 \cdot 10^5$ Па до $P_2 = 8,26 \cdot 10^5$ Па. Определить эффективную мощность привода компрессора, если энтальпия пара у входа на лопатки колеса ступени $h_1 = 570$ кДж/кг; энтальпия пара в конце адиабатного сжатия в компрессоре $h_2 = 600$ кДж/кг; показатель адиабаты фреона-12 $k=1,14$, политропный КПД компрессора $\eta_{пол} = 0,78$ и электромеханический КПД компрессора $\eta_{эм} = 0,95$.

Решение:

Степень повышения давления

$$\varepsilon = P_2 / P_1 = 8,26 \cdot 10^5 / (1,6 \cdot 10^5) = 5,16.$$

Адиабатный КПД компрессора

$$\eta_{ад} = (\varepsilon^{(k-1)/k} - 1) / (\varepsilon^{(k-1)/k\eta_{пол}} - 1) = (16^{(1,14-1)/1,14} - 1) / (5,16^{(1,14-1)/(1,14 \cdot 0,78)} - 1) = 0,75.$$

Эффективная мощность привода компрессора

$$N_e = M(h_2 - h_1) / (\eta_{ад} \eta_{эм}) = 10 (600 - 570) / (0,75 \cdot 0,95) = 421 \text{ кВт}.$$

Компрессорные станции и сети сжатого воздуха

Компрессорные станции могут быть стационарными и передвижными. В зависимости от величины давления сжатого воздуха компрессорные станции классифицируются на:

- станции низкого давления $P_2 = 0,3-2,5$ МПа;
- станции среднего давления $P_2 = 2,5-6,0$ МПа;
- станции высокого давления $P_2 = 6,0-35,0$ МПа;
- станции сверхвысокого давления $P_2 > 350$ МПа.

В зависимости от суммарной производительности всех компрессоров, установленных на станции:

малые компрессорные станции ($Q \leq 100 \text{ м}^3/\text{мин.}$ или $6 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$);

средние компрессорные станции ($Q = 100-500 \text{ м}^3/\text{мин.}$ или $6-30 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$);

большие компрессорные станции ($Q > 500 \text{ м}^3/\text{мин.}$ или $30 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$).

По степени пожарной опасности технологического процесса компрессорные станции относятся к категории D – производствам, связанным с обработкой негорючих веществ и материалов в холодном состоянии. Общее количество компрессоров, устанавливаемых в машинном зале не должно превышать восьми, наиболее рационально – четыре. При большом числе компрессоров удлиняется здание станции и затрудняется обслуживание агрегатов.

В зависимости от производительности и нагрузок потребителей различают централизованные и децентрализованные системы производства сжатого воздуха. Крупные производственные предприятия, такие как, металлургические имеют центральные компрессорные станции и воздушные сети по всем цехам-потребителям. Сжатый воздух давлением 0,6-1,0 МПа вырабатывают на центральных компрессорных станциях.

При выборе производительности компрессора следует учитывать коэффициент одновременности работы потребителей воздуха и потери воздуха в сети (не более 10%), непродуцируемые утечки (до 15%), обусловленные износом механизмов. Потери давления до наиболее удаленного потребителя не должны превышать более 10% от давления, создаваемого компрессорами.

Компрессоры с производительностью более $0,25 \text{ м}^3/\text{с}$ ($15 \text{ м}^3/\text{мин.}$) должны быть установлены в отдельных помещениях с огнестойкими перекрытиями на фундаментах, не связанных со стенами здания.

Ширина прохода около компрессора – не менее 1 м.

Все углубления и мостики должны быть ограждены перилами высотой 1 м и обшиты снизу на высоту 0,18 м металлической стенкой или сеткой.

Заборное устройство (приемник) воздуха должно располагаться в защищенном от солнца, природных осадков и источников выбросов загрязняющих веществ месте, оборудована устройством с козырьком – от попадания посторонних предметов. Высота заборной трубы – до 4,5 м.

Ресиверы (воздухосборники) устанавливаются вне здания и оборудуются люками для очистки, предохранительным клапаном и манометром.

Здания компрессорных станций могут быть одно и двухэтажными. При 2-х этажном исполнении: на 1-ом (заземленном) этаже промежуточные холодильники, система охлаждения двигателя, масляное хозяйство и воздушные фильтры; на втором этаже – компрессоры.

При работе поршневых компрессоров устанавливают так называемые концевые холодильники, в которых происходит охлаждение сжатого воздуха, конденсация паров воды и масла. Разделение масла и воды – в маслоотделителях. Маслоотделители устанавливают либо в здании компрессорной, либо на вводе в цеха.

Срок работы висциновых фильтров в зависимости от степени загрязнения воздуха колеблется от 3-х недель до 2-х месяцев. После этого кассеты с заполнителями вынимают, промывают керосином, раствором соды, горячей водой, сушат и снова смазывают висциновым маслом. Все операции производятся в течение двух суток. Проще в эксплуатации самоочищающиеся (масляные) фильтры.

На станциях малой производительности устанавливают объемные компрессоры (поршневые и роторные), средней, и большой – лопастные компрессоры (центробежные и осевые).

Турбокомпрессорные (турбовоздуходувные) агрегаты для подачи дутья в доменные печи устанавливают на центральной компрессорной станции на специальной или объединяемой с ТЭЦ паровоздуходувной станцией.

Основной привод для них – конденсационные паровые турбины давлением пара $P_0 = 3,5$ МПа и температурой $t_0 = 435^\circ\text{C}$. На новых и реконструируемых воздуходувных станциях – давлением и температурой $P_0 = 9,0$ МПа, $t_0 = 535^\circ\text{C}$.

Приводы остальных видов: газовые не более 5% общей мощности воздуходувных машин; электропривод – не более 3% и используется для небольших доменных печей.

Изготавливаемые для воздуходувок турбины имеют специальную конструкцию: более тяжелые диски и лопатки повышенной прочности; частота вращения $n=1700-1800$ мин⁻¹ (новые – 2500-3400 мин⁻¹).

Как правило, устанавливают один турбокомпрессор на доменную печь, на 4 доменные печи – так же один резервный компрессор. Однако их число должно быть тщательно обосновано.

Учитывая потребности производства в выработке воздуха разных параметров в течении суток или месяца составляются графики работы различных по типу компрессорных машин, учитывая удельный расход электроэнергии на выработку сжатого воздуха. В первую очередь запускают машины наиболее экономичные, в час «пик» – с наименьшей экономичностью.

Типовые схемы компрессорных станций (установок)

Рис. 3.17. Принципиальная схема компрессорной установки с ротационным компрессором: 1 – приемник атмосферного воздуха; 2 – фильтр; 3 – ротационный компрессор; 4 – конечный охладитель; 5 – маслоразделитель; 6 – обратный клапан; 7 – воздухоотделитель; 8 – клапан предохранительный грузовой

В компрессорных установках с поршневыми и ротационными компрессорами (рис.3.17) на нагнетательном трубопроводе за компрессором обязательно устанавливается обратный клапан (6), так как при работе регулятора давления или при случайном прекращении подачи электроэнергии к электродвигателю компрессора, двигатель компрессора будет вращаться в обратную сторону под действием сжатого воздуха находящегося в сети, что может привести к аварии.

В рассматриваемой схеме (рис.3.17) из [1] воздух из атмосферы при давлении (P_1) и температуре (T_1) всасывается через заборное устройство (1) и по приемному воздухопроводу поступает в фильтр (2), где очищается от взвешенных частиц и по всасывающему воздухопроводу поступает в компрессор (3), где сжимается до конечного давления (P_2) и температуры (T_2).

Далее сжатый воздух поступает в конечный охладитель (4), куда подается охлаждающая вода. Из охладителя охлажденный газ, содержащий влагу, включения смазки, поступает в маслоотделитель (5), за которым установлен обратный клапан (6) и воздухозаборник (7) с предохранительным грузовым клапаном (8).

Из воздухозаборника сжатый воздух поступает в магистральный воздухопровод потребителю.

Рис. 3.18. Принципиальная схема турбокомпрессорной воздушной установки: 1 – воздухоприемная шахта; 2 – фильтр; 3 – мерная диафрагма; 4 – компенсатор; 5 – дроссель с регулятором; 6 – турбокомпрессор; 7 и 8 – промежуточные охладителя воздуха; 9 – конечный охладитель воздуха; 10 – водоотделитель; 11 – обратный клапан; 12 – главная задвижка; 13 – предохранительный клапан; 14 – выхлопная задвижка с антипомпажным клапаном

На рис.3.18 представлена схема турбокомпрессорной установки для лопастных компрессоров (центробежных и осевых).

В этой установке атмосферный воздух всасывается через воздухоприемник (1), который выполнен в виде приемной шахты с жалюзийной решеткой. Затем воздух поступает в фильтр (2). Между диафрагмой (3), предназначенной для измерения расхода, и дроссельным клапаном (5) устанавливается эластичный компенсатор (4).

Дроссельный клапан (5) обычно связан с регулятором, поддерживающим постоянное давление.

Водоотделитель (10) не устанавливают, если не требуется сухой воздух.

На напорной линии воздухопровода обязательно устанавливается обратный (11) и антипомпажный клапан и (14).

Главная задвижка (12) предназначена для отключения компрессорной установки от сети. Выхлопная задвижка (14) служит для сброса части воздуха за компрессором в атмосферу с целью устранения помпажа компрессора при снижении потребления сжатого воздуха ниже минимально допустимого значения. Она так же нужна при запуске компрессора и при параллельной работе компрессоров.

Графики нагрузок на компрессорную станцию

Изменение нагрузок на компрессорную станцию можно изобразить графиком потребления сжатого воздуха, который показывает степень использования работающих компрессорных установок в определенные отрезки времени.

Рис. 3.19. Суточный график нагрузки на компрессорную станцию машиностроительного завода, работающего в две смены

Рассмотрим пример из [1], когда на компрессорной станции (КС) установлены 4 компрессора номинальной производительностью по $20\text{ м}^3/\text{мин}$. каждый (рис. 3.19). Один из компрессоров резервный. Во вторую смену потребление сжатого воздуха составляет 60-65% от расхода в первую смену.

При работе трех компрессоров в первую и двух во вторую смену пиковые нагрузки $(Q_{\text{пик}}^I)^*$ и $(Q_{\text{пик}}^{\text{II}})^*$ обеспечиваются воздухом за счет объемов воздухоотборников и емкости сети воздухопроводов.

Из графика (рис. 3.19) видно, что потребление сжатого воздуха в течение суток происходит неравномерно.

Площадь, ограниченная осью абсцисс и кривой графика соответствует количеству сжатого воздуха, выработанного станцией за определенный промежуток времени.

Из графика так же следует, что в те часы суток, когда пневмоприемники завода не работают, например, с 3 до 7 часов утра, расход воздуха продолжается из-за утечек в сети и у потребителей через неплотности.

В нерабочие часы расходы воздуха покрываются за счет воздуха, находящегося в воздухопроводах и воздухохранилищах.

Суточный график (рис. 3.19) показывает, в какое время суток будут «пики» нагрузок и дает возможность подготовить оборудование к их покрытию.

Графики нагрузок строятся так же на следующие периоды: месяц, сезон (по временам года) и год.

Годовой график нагрузки позволяет судить о том, когда удобнее всего в течение года производить профилактические осмотры и ремонт оборудования. Все графики нагрузки так же позволяют судить о возможности экономичной работы КС, о степени использования установленной мощности (производительности) оборудования и правильности его выбора при проектировании станции.

Коэффициентом использования установленной мощности компрессорной станции (μ) называют отношение количества воздуха, фактически выработанного за определенный промежуток времени ($Q_{\text{факт}}$), к тому количеству воздуха, которое могла бы выработать КС, работая в течение всего этого времени с постоянной нагрузкой, равной рабочей производительности ($Q_{\text{раб}}$) станции [без резерва ($Q_{\text{рез}}$)]

$$\mu = Q_{\text{факт}} / (Q_{\text{уст}} - Q_{\text{рез}}) = Q_{\text{факт}} / Q_{\text{раб}}$$

где $Q_{\text{факт}}$ – количество воздуха, выработанное КС за сутки, месяц или год, равное средней нагрузке станции; $Q_{\text{уст}}$ – установленная производительность КС; $Q_{\text{рез}}$ – производительность резервных компрессоров.

Так как $Q_{\text{факт}}$ – это площадь графика $Q=f(\tau)$, то разделив площадь графика ($F_{\text{гр}}$) на площадь прямоугольника ($F_{\text{пр}}$) с тем же основанием, но с высотой, равной рабочей производительности компрессоров, получим величину $\mu = F_{\text{гр}} / F_{\text{пр}}$.

Эксплуатация компрессорной станции должна быть организована так, чтобы компрессоры работали с полной нагрузкой. Работа не полностью загруженного компрессора увеличивает удельный расход электроэнергии.

При наличии на компрессорной станции компрессоров различной производительности необходимо распределить нагрузку между ними так, чтобы они были загружены полностью.

Вспомогательное оборудование компрессорных станций (установок)

Вспомогательное оборудование компрессорных станций: воздухохранилища (ресиверы), концевые холодильники, масловодоотделители, воздушные фильтры.

Воздухосборники. Предназначены для сглаживания пульсаций сжатого воздуха в сети, аккумуляции и частичного отделения влаги и масла, содержащихся в сжатом воздухе. Их устанавливают за пределами помещения компрессорной станции после масловодоотделителя или концевого холодильника (если компрессор поршневой).

Обычно для каждого компрессора устанавливается свой воздухосборник, допускается присоединение к одному воздухосборнику нескольких компрессоров с обязательной установкой на каждый нагнетательной линии обратных клапанов и запорной арматуры.

Если потребитель удален от компрессора более, чем на 1 км, и его объемная производительность $Q > 25 \text{ м}^3/\text{мин.}$, то целесообразно устанавливать воздухосборники у мест потребления сжатого воздуха.

Нижняя часть воздухосборника теплоизолируется на высоту 0,5 м от днища.

Предусматривается его обогрев и продувка паром или горячей водой – для исключения замерзания влаги, собравшейся в воздухосборнике. Емкость воздухосборника составляет 2-20 м^3 . Необходимая емкость воздухосборника (м^3) рассчитывается по формуле

$$V_{\text{в.с}} = 1,6\sqrt{Q},$$

где Q – максимальная подача воздуха в воздухосборник, $\text{м}^3/\text{мин.}$

Между компрессором и воздухосборником **запрещается запорная арматура.**

Концевые холодильники. Предназначены для охлаждения сжатого воздуха, выходящего из компрессора и для отделения масла и воды, если холодильник выполнен со встроенным масловодоотделителем.

Кроме того, его устанавливают в том случае, если температура воздуха на последней ступени сжатия компрессора превышает 120°C . В качестве холодильников применяют теплообменники типа «труба в трубе», кожухотрубные, горизонтального и вертикального исполнения. В качестве охлаждающего теплоносителя, как правило, используется вода. На входе в концевой холодильник температура $t_2 = 125-160^\circ\text{C}$, на выходе – $t_1 = 35-50^\circ\text{C}$.

Масловодоотделители. Предназначены для улавливания капель воды и масла, поступающих вместе со сжатым воздухом из компрессора, за счет резкого изменения скорости и направления потока. Устанавливаются между концевым холодильником и воздухосборником, что предотвращает загрязнение воздухосборников, воздухопроводов и другого оборудования.

Объем масловодоотводителя $V_{\text{м}} = \alpha\sqrt{10Q} \text{ м}^3$. Здесь $\alpha = 0,025-0,05$ (меньшие значения для компрессорных установок высокого давления). Объем можно определять также из условия, что скорость потока воздуха в нем при давлении до 1,0 МПа не должна превышать 1 м/с.

Для отделения масла и воды в масловодоотводителях используют следующие способы (рис. 3.20 а, б, в):

1. Изменение направления потока и удара струи о внутренние стенки аппарата.

2. Оседание масла и воды на пористой массе, наполняющей сосуд маслораспределителя.

3. Сепарация воздуха, происходящая при изменении прямолинейного движения на круговое, при котором частицы масла и воды под действием центробежной силы отбрасываются к стенкам сепарационного устройства и стекают по ним, удаляются через нижний вентиль.

4. Поглощение влаги и масла путем пропуска влажного воздуха через специальные поглотители (едкий натрий, хлористый кальций, активированный уголь, алюмогель и др.). При этом происходят очистка и осушка воздуха.

Большое распространение получили адсорбционные методы осушки с применением веществ, поглощающих влагу – адсорбентов.

Адсорбенты – алюмогель (в составе $92\%Al_2O_3$ и 8% примесей), силикогель (SiO_2). При их использовании достигается осушка воздуха до влажности $0,03$ г/м³ (силикогель), до $0,005$ г/м³ (алюмогель), что соответствует величине влагосодержания воздуха, охлажденного до температуры 52 и 64 °С. Воздух нагнетается в стальные баллоны, наполненные адсорбентом, регенерация адсорбента производится горячим воздухом давлением $P = 0,03-0,15$ МПа.

Воздухосборники, концевые холодильники, маслораспределители оборудуются продувочными линиями с конденсатоотводчиками.

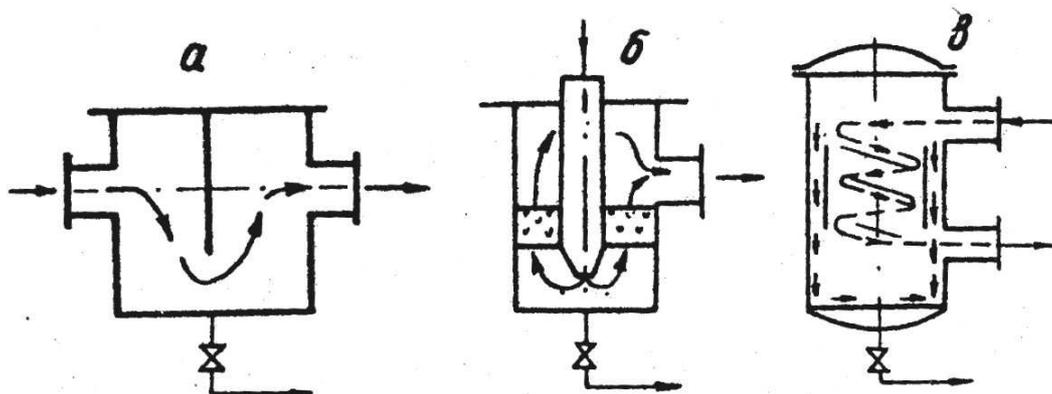


Рис. 3.20. Схемы работы маслораспределителей: *a* – с отбойной стенкой, *б* – с фильтрующей насадкой, *в* – с сепарационным устройством

Воздушные фильтры. Размер улавливаемых частиц составляют от $0,001$ до 8000 мкм. Применяются масляные и рулонные волокнистые фильтры. Для поршневых компрессоров – масляные самоочищающиеся и заполненные кольцами Рашига, смачиваемые висциновым маслом, в составе которого 60% цилиндрического и 40% солярового (загустевает при температуре -25 °С), либо трансформаторным, не замерзающим и при $t = -45$ °С.

При повышении сопротивления фильтра более $20-25$ мм вод.ст. (из-за загрязнения) ячейки масляных фильтров промываются в горячем 10% содовом растворе, а затем – в чистой горячей воде.

При запыленности воздуха $5-10$ мг/м³ промывку и зарядку фильтров осуществляют через $7-10$ дней.

Фильтры устанавливают снаружи помещения на высоте не менее 2-3 м от уровня земли в специальных камерах, защищающих фильтры от попадания осадков, крупных предметов, птиц и воздействия теплового излучения.

Для лопастных (центробежных и осевых компрессоров) применяют рулонные волокнистые фильтры типа ФРУ. Они состоят из коробчатого каркаса, вверху и внизу которого установлены барабаны с намотанным фильтрующим полотном. Фильтрующее полотнище пропускается через коробку фильтра поперек хода воздуха и закрепляется на нижней катушке. По мере загрязнения материал сматывается с верхней катушки на нижнюю.

Сети сжатого воздуха (воздуховоды)

Трубопроводы сжатого воздуха обычно прокладывают по тем же трассам, что и трубопроводы пара, газа, горячей воды, мазута и др. Прокладка может быть надземной и подземной (в общем канале с другими трубопроводами).

Воздушные сети – трубопроводы смешанного типа. Разводка по цехам при помощи магистральных трубопроводов; внутри цехов – кольцевая, к которой присоединяются потребители. При прокладке подземных воздухопроводов необходимо обеспечивать дренаж для удаления влаги, масла; устройства компенсации температурных удлинений.

Не реже одного раза в 6 месяцев производится очистка воздухопроводов от масляных отложений. Для этого применяют сульфурол и другие поверхностно-активные моющие средства. Моющий раствор (поверхностно-активных веществ) впрыскивается в струю сжатого воздуха (от компрессора).

На каждом воздуховоде предусматриваются контрольные участки (фланцевые соединения, арматура), с помощью которых следят за состоянием воздухопроводов. Первый участок – на расстоянии 5-7 метров от компрессора, следующие – 10-15 м друг от друга.

При малых диаметрах воздухопроводов (до 50 мм) применяют стальные водогазовые трубы (ГОСТ 3262-55) с соединением на муфтах. Для воздухопроводов с диаметром более 50мм – стальные бесшовные трубы (ГОСТ 8732-58) с соединением сваркой на фланцах. В магистральных воздуховодах – трубы с диаметром, равным и более 50 мм, во внутрицеховых сетях – не менее 15мм.

Ориентировочная пропускная способность воздухопроводов составляет:

Расход воздуха, м ³ /мин.	10	20	30	40
Диаметр трубы, мм	50-80	80-100	100	100-125
Расход воздуха, м ³ /мин.	50	100	250	500
диаметр трубы, мм	100-150	150-200	200-250	250-300.

Удельные потери воздуха на 1 метр воздухопроводов не должна превышать 0,5-3,0 МПа. Рекомендуемые скорости воздуха составляют 5-25 м/с, меньшие значения – для малых диаметров труб.

Дутьевые воздухопроводы, подающие воздух от турбокомпрессоров к доменным печам, проектируют таким образом, чтобы потери давления не превышали 0,01-0,015 МПа.

Рекомендуются следующие диаметры дутьевых воздухопроводов:

Диаметр воздухопровода, мм	1200	1400	1600	1600	1600	1600	1800
Объем доменной печи, м ³	700	1033	1380	1513	1719	2000	2700.

Большинство воздухопроводов прокладывается по универсальной схеме (а), которая позволяет применить любую воздуходувную машину для любой доменной печи. Недостаток – большое число коллекторов и арматуры (увеличение затрат снижение надежности).

В секционированной схеме, в пределах заданной группы печей любой компрессор может быть подключен к любой доменной печи, включая резервный компрессор.

Блочная схема предполагает прямую связь компрессор – печь. При этом резервный компрессор может быть подключен через коллектор – перемычку к доменной печи.

Схема воздухопроводов с центральным коллектором имеет недостаток – необходимо поддерживать максимальное давление, дросселируя его применительно к режиму работы на каждой печи. Положительная сторона схемы – возможность лучшего использования производительности турбокомпрессора.

Приемный воздухопровод – участок от воздухоприемника до фильтра.

Всасывающий – участок от фильтра до всасывающего патрубка компрессора.

Нагнетательный – от нагнетательного патрубка компрессора до фланца вспомогательного оборудования.

Магистральный – от воздухоотборника до потребителя.

В помещении машинного зала компрессорной станции всасывающий воздухопровод прокладывается как в каналах, так и по стенам здания. Потери в всасывающем воздухопроводе не должны превышать 30-50 мм вод.ст. и скорость воздуха в нем – 10-12 м/с – для компрессоров двойного действия и 5-6 м/с – для компрессоров простого действия.

Воздухопроводы сжатого воздуха относятся к категории 3б: подлежат проверке органами Ростехнадзора, поэтому при их монтаже и эксплуатации должны соблюдаться требования Правил устройства, установки, содержания и освидетельствования паропроводов и трубопроводов горячей воды.

После монтажа воздухопроводы должны быть испытаны. Перед испытанием их подвергают наружному осмотру: подземные – до засыпки траншеи, надземные – до укладки на опоры (проверяют уклон воздухопровода, полноту его заполнения, состояние основания и изоляции).

Участок воздухопровода с установленными на него арматурой, компенсатором и прочим оборудованием подвергают предварительному гидравлическому испытанию на прочность.

Для воздухопровода с рабочим давлением менее 0,5 МПа пробное давление составляет $1,5P_p$, но не менее – 0,2МПа; для воздухопроводов давлением более 0,5МПа пробное давление – $1,25P_p$, но не менее – 0,3МПа. При отрицательных температурах окружающего воздуха разрешается проводить испытания не водой, а сжатым воздухом.

Испытания на прочность сжатым воздухом производятся через 24 часа после заполнения воздухопроводов (в/п) для того, чтобы температура воздуха в них достигла температур окружающей среды. Испытания на плотность продолжается 34 часа. Величина утечки воздуха из системы в среднем за один час испытаний должна быть не более: для в/п давлением $P_p < 0,1 \text{ МПа}$ – 2%; $P_p > 0,1 \text{ МПа}$ – 1%.

Величина утечки (м^3) рассчитывается по формуле

$$V = 100 \left[1 - \frac{(273 + t_{\text{нач}}) P_{\text{кон}}}{(273 + t_{\text{кон}}) P_{\text{нач}}} \right],$$

где $t_{\text{нач}}$, $t_{\text{кон}}$ – соответственно температуры сжатого воздуха в начале и конце испытаний, °С.

После окончания монтажа и всех испытаний в/п продувают чистым воздухом со скоростью 15-20 м/с.

Все воздухопроводы, как внутри компрессорной станции, так и вне ее должны покрываться антикоррозионным лаком или масляной краской (голубая или серая с красными полосами). Лаком покрываются воздухопроводы, подлежащие термоизоляции.

Основные правила техники безопасности по эксплуатации компрессорных станций

Доступно расположенные движущиеся части машин и электродвигателей необходимо защищать металлическими ограждениями. Высота перил принимается не менее 800мм. В нижней части перил должна быть сплошная сетка высотой 180мм. Все каналы и прямки в полах перекрываются плитами.

Все сосуды, работающие под давлением более 0,17МПа, необходимо через установленные сроки подвергать освидетельствованию органами Ростехнадзора. Запрещается работать на оборудовании, срок освидетельствования которого истек.

Принимая смену, необходимо осмотреть сосуды, арматуру и приборы.

Необходимо следить за качеством масла, за своевременностью продувки сосудов от масла и воды. Если в компрессоре или воздухопроводе (в/п) произойдет вспышка масла, то открывают задвижку, связывающую нагнетательный в/п с атмосферой и останавливают компрессор. Затем производят разборку и осмотр участка, на котором произошла вспышка.

Компрессорное масло сливают из масляной системы компрессора и подвергают лабораторному анализу. При повторных вспышках масла компрессор останавливают и проверяют степень его охлаждения.

Необходимо следить за плотностью соединений воздухопроводов, маслопроводов и водопроводов, за состоянием опор под воздухопроводами; не допускать их вибрации и трения о другие металлические предметы.

Не допускается работа компрессоров с разными конечными давлениями на одну сеть.

Все машины и сосуды, работающие под давлением должны быть обеспечены необходимыми контрольно измерительными приборами и предохранительными устройствами, которые должны ежегодно поверяться.

В компрессорной станции должны находиться комплекты инструментов для производства ремонтных работ и не менее суточного запаса обтирочных и смазочных материалов.

Для хранения чистого и использованного обтирочного материала должны быть установлены железные ящики с крышками.

При проведении сварочных работ на воздухоборнике, промежуточном охладителе, воздухопроводе сжатого воздуха нужно убедиться в том, что сосуды и воздухопроводы не находятся под давлением и хорошо промыты.

Определение производительности компрессорной станции

Установленная мощность компрессорной станции определяется по формуле

$$Q_{уст} = \sum_1^n Q_{k_i} = Q_{раб} + Q_{рез},$$

где Q_{k_i} – номинальная производительность компрессоров разного типа по всасываемому воздуху; $Q_{раб}$ – суммарная рабочая производительность компрессоров по всасываемому воздуху, равная максимально длительной $Q_{мд}$; $Q_{рез}$ – производительность компрессоров всех типов, установленных на КС и находящихся в резерве.

Следовательно, установленная мощность КС составит

$$Q_{уст} = Q_{мд} + Q_{рез}$$

и должна быть такой, чтобы работающие компрессоры обеспечивали $Q_{мд}$ на 75-90%, то есть

$$[(Q_{уст} - Q_k) / Q_{мд}] \cdot 100 = 75-90\%.$$

где Q_k – наибольшая производительность компрессора, подлежащего ремонту.

Число работающих машин составит $m = Q_{мд} / Q_k$. При не однотипном оборудовании на компрессорной станции в качестве резервных должны быть по одному агрегату каждого типа. В резерве должно быть столько машин, чтобы обеспечивалась возможность планово-предупредительного ремонта компрессоров без изменения рабочей производительности компрессорной станции.

Методы определения нагрузок на КС. Определение нагрузок на КС производится укрупненным или расчетным методом.

Укрупненный основан на применении средних норм удельных расходов сжатого воздуха на единицу продукции или на каждую из операций обслуживаемого процесса. Средние удельные нормы устанавливаются опытным путем и с течением времени пересматриваются.

Суммарный годовой расход воздуха ($m^3/\text{год}$) определяется по формуле

$$Q_{\Gamma} = \alpha A_{\Gamma},$$

где α – средний удельный расход воздуха на единицу продукции (или обслуживаемый процесс); A_{Γ} – годового выпуск продукции.

Средняя нагрузка ($\text{м}^3/\text{ч}$) в рабочую часть года

$$Q_{\text{ср}} = Q_{\Gamma} / \tau_{\text{раб}},$$

где $\tau_{\text{раб}}$ – время потребления воздуха в течение года, ч.

Максимальная нагрузка ($\text{м}^3/\text{ч}$)

$$Q_{\text{макс}} = K_{\text{макс}} Q_{\text{ср}},$$

где $K_{\text{макс}}$ – коэффициент, учитывающий максимум потребления сжатого воздуха.

Расчетный метод по [1] учитывает производство осушенного и неосушенного воздуха.

Общий расход ($Q_{\text{общ}}$) воздуха в единицу времени определяется по формуле

$$Q_{\text{общ}} = (Q_1 + P Q_2) K K_1,$$

где Q_1 – общий расход сжатого *неосушенного воздуха*;

$Q_2 = Q_1 = [\Sigma q_{\text{ср}} + (\Sigma q_{\text{макс}} - \Sigma q_{\text{ср}}) K_2] + [\Sigma q'_{\text{ср}} + (\Sigma q'_{\text{акс}} - \Sigma q'_{\text{ср}}) K_2] K_3$; $q_{\text{ср}}$ – постоянный средний расход сжатого воздуха; $q_{\text{макс}}$ – постоянный максимальный расход сжатого воздуха; $q'_{\text{ср}}$ – периодический средний расход сжатого воздуха; $q'_{\text{макс}}$ – периодический максимальный расход сжатого воздуха; $K_2 = 0,4-0,7$ – коэффициент, учитывающий одновременность максимального потребления сжатого воздуха цехами; $K_3 = 0,3-0,5$ – коэффициент, учитывающий одновременность расхода сжатого воздуха, потребляемого цехами периодически; Q_2 – общий расход сжатого осушенного воздуха; $K = 1,1-1,15$ – учитывает потери сжатого воздуха в сети; $K_1 = 1,1-1,2$ – коэффициент запаса, учитывает присоединение неучтенных потребителей; $P = 1,2-1,4$ – коэффициент, учитывающий увеличение расхода воздуха на регенерацию адсорбента.

На некоторых компрессорных станциях (КС) производится сжатый очищенный и осушенный воздух (предприятия ЦБП, для дистанционного управления различными механизмами, приборов КИПиА, пневмотранспорт гироскопических сыпучих химикатов).

При пневмотранспорте нагрузка КС – количество воздуха, необходимое пневмоприемникам (с учетом потерь), соответствующее производительности компрессоров ($Q_{\text{к}}, \text{м}^3$) в рассматриваемый промежуток времени

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{п}} + q,$$

где $Q_{\text{п}}$ – количество воздуха, полезно расходуемое пневмоприемниками в единицу времени; q – потери воздуха при его выработке, транспортировании и утечках, имеющих место в соединениях трубопроводов с арматурой, в гибких шлангах, при продувках сосудов и неработающих пневмоприемников.

Максимально возможная нагрузка на КС ($Q_{\text{макс}}$) равна суммарной производительности компрессоров, установленных на КС и должна быть не ниже максимально длительной ($Q_{\text{мд}}$), которая наблюдается 20-30 мин. и покрывается на 75-90% всеми работающими компрессорами, за исключением находящихся в резерве или плановом предупредительном ремонте.

Работа компрессора на присоединенную сеть

Компрессор и потребитель соединены между собой коммуникациями, по которым транспортируется сжатый газ. Совокупность всех устройств, присоединенных к выходному и входному патрубкам компрессора, в которых происходит падение полного давления, называется присоединенной сетью.

Поскольку потребители сжатого газа и условия их работы могут быть самыми разнообразными (топочные устройства парогенераторов, газовые турбины, доменные печи и т.д.), то будут различными и их характеристики и характеристики сетей.

Под характеристикой сети понимают зависимость падения давления в ней от массового расхода газа, протекающего через сеть, полагая, что режим течения в сети – турбулентный, то есть

$$\Sigma \Delta P = P_1 - P_2 = f(M) = \Sigma \xi \rho c^2 / 2. \quad (3.9)$$

Для изменения характеристики сетей в них устанавливают устройство для местного сужения поперечного сечения газопровода (дроссельные шайбы, задвижки). В таких устройствах происходит падение давления без совершения полезной работы, то есть мятие и дресселирование газа. Заменяя в уравнении (3.9) среднюю скорость на рассматриваемом участке сети выражением $(M/\rho f)$ из уравнения неразрывности ($c = M/\rho f$), получим $\Sigma \Delta P = \Sigma \xi M^2 / 2 \rho f^2$.

Обозначим $\Sigma \xi / 2 \rho f^2 = K = \text{const}$, что соответствует фиксированному открытию дрессельной задвижки и течению несжимаемой среды. Приведем уравнение (3.9) к виду

$$M = \sqrt{(P_1 - P_2) / K}. \quad (3.10)$$

Сеть, описываемая уравнением (3.10), принадлежит системам вентиляции, кондиционирования воздуха и пр. и представляет параболу, проходящую через точку $M = 0$ и $P = P_2$ (рис.3.21). При увеличении коэффициента сопротивления характеристика сети становится более крутой.

Рис. 3.21. Характеристика сети по уравнению (3.10)

Если для данной сети ($K = \text{const}$) известны при одном режиме (x) расход M_x , давление на входе P_{1x} и на выходе P_{2x} , то при другом режиме расход газа определяется из зависимости

$$\frac{M}{M_x} = \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{P_{1x} - P_{2x}}}, \quad (3.11)$$

которая также называется характеристикой сети.

Для сжимаемой среды равенство (3.11) примет вид

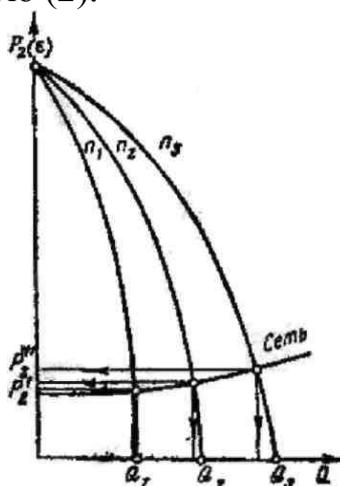
$$\frac{M}{M_x} = \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{P_{1x}^2 - P_{2x}^2}}$$

Выражение расходной характеристики газовой турбины имеет вид

$$\frac{M}{M_x} = \sqrt{\frac{T_{1x} \frac{P_1^2 - P_2^2}{P_{1x}^2 - P_{2x}^2}}{T_1}}$$

Характеристика сети для домны записывается в виде $P_2/P_1 = \varepsilon = \text{const}$, независимо от расхода газа (воздуха), в широком диапазоне изменения M .

При постоянных P_1 и n и отсутствии протечек в цилиндре одноступенчатого поршневого компрессора его характеристика $\varepsilon = f(M)$ одноступенчатой поршневой машины представляет собой прямую (1) на рис. 3.22 и при наличии протечек – кривую (2).



а)

б)

Рис. 3.22. Характеристики поршневого компрессора: $\varepsilon = f(M)$ при $n = \text{const}$ (а) и $P = f(Q)$ при $\varepsilon = \text{const}$, $n = \text{var}$ и работе на заданную сеть (б)

Поршневые компрессоры являются машинами с постоянной внутренней степенью сжатия.

Подача поршневого компрессора (V или Q) пропорциональна частоте вращения его вала $[(\pi D^2/4)(Sn)]$. Поэтому теоретические характеристики при различных частотах вращения $n = \text{const}$ изобразятся рядом линий (2), параллельных оси ординат (см. рис.3.22, б).

Однако, если компрессор с заданными V_p и σ первых ступеней будет работать на сеть с изменяющимся давлением, то степень повышения давления его будет переменна и, как видно из формулы $[V = V_T \eta_v = (\pi D^2/4)Sn[1 - \sigma(\varepsilon^{1/k} - 1)]\eta_T \eta_p]$, производительность компрессора будет, тем меньше, чем больше ε . Вследствие этого действительная характеристика $P = f(Q)$ компрессора при постоянной частоте вращения ($n = \text{const}$) изображается кривой линией (2) – см. рис.3.22, а, существенно отклоняющейся о вертикали. Эта характеристика может быть построена так же по формуле, приведенной выше, с подстановкой в нее произвольных значений $\varepsilon = P_2/P_1$.

Действительные подача и давление компрессора определяются как координаты точек пересечения характеристик компрессора и сети воздухопроводов.

Работа одноступенчатого лопастного компрессора на заданную сеть

Если характеристика компрессора выражается функцией $\varepsilon_k=f(M_k)$, а характеристики сети функцией $\varepsilon_c=f(M_c)$, то их совместная работа возможна только в точке координаты, которой одновременно удовлетворяют уравнению компрессора и сети. Это может иметь место только в том случае, когда характеристика сети пересекает характеристику компрессора. В точке пересечения характеристик будут выполняться условия: $M_k = M_c$ и $\varepsilon_k = \varepsilon_c$.

Решение задачи о совместной работе компрессора с заданной сетью наглядно и просто решается графически. Для этого необходимо построить в одних и тех же координатах совмещенные характеристики компрессора и сети.

На рис. 3.23 сплошной линией изображена характеристика компрессора при $\varepsilon_2 = \text{const}$, $P_2 = \text{const}$, $T_2 = \text{const}$. Штриховыми линиями и точками изображены характеристики трех сетей. Как видно из рис. 3.23, удовлетворить основным условиям совместной работы компрессора с каждой сетью можно только в одной точке, определяемой пересечением характеристики компрессора с характеристикой данной сети (точки 1, 2, 3).

Рис. 3.23. Совмещенные характеристики компрессора и сети

С сетью (2) компрессор может работать только в точке (2). чтобы увеличить производительность компрессора по сравнению с точкой (2) необходимо уменьшить сопротивление сети, а в противоположном случае увеличить его.

Регулирование производительности компрессоров

На практике часто требуется обеспечить заданные значения массовой производительности и давления в нескольких режимных точках, обеспечить у потребителя постоянное давление при разных массовых расходах или постоянный массовый расход при изменяющемся давлении.

Задачи регулирования. Основные задачи регулирования компрессоров определяются условиями установки, включающей компрессор как один из элементов. С этой точки зрения установки можно разделить на три группы [4].

К первой группе относятся установки, которые требуют *газ постоянного давления*. К ним относятся пневматический инструмент, пневматические двигатели, воздушные молоты, формовочные и другие машины. *Задачей регулирования* в этом случае является поддержание постоянного давления при переменной подаче. Подача же определяется потребителем (например, количеством включенных формовочных машин).

Вторую группу составляют установки, требующие *постоянное количество воздуха*, например домны, подача воздуха в которые должна быть постоянной при изменяющемся сопротивлении шихты. По условиям некоторых процессов в химическом производстве также требуется постоянный расход воздуха. *Задачей регулирования* здесь является поддержание постоянной подачи при изменяющемся конечном давлении воздуха.

К третьей группе принадлежат установки, требующие *одновременно изменения давления и подачи*. Характерным примером их могут служить газотурбинные установки. Способы регулирования таких установок рассматриваются в специальных курсах.

Рассмотрим регулирование компрессоров установок первой и второй групп, в которых *основной задачей регулирования является поддержание либо постоянного давления при переменной подаче, либо, наоборот, – постоянной подачи при переменном конечном давлении*.

При анализе основных способов регулирования, прежде всего, необходимо определить, как должны изменяться режимы работы компрессора в процессе регулирования. Для этого рассмотрим характеристики лопастного компрессора при различных частотах вращения, представленные на рис. 3.24 из [4]. Точка *A* определяет расчетный режим работы, характеризующийся параметрами $\varepsilon_{к,р}$ и M_p при частоте вращения n_p . Проведем через точку *A* горизонтальную прямую *AB*. Если в процессе регулирования начальное давление газа остается неизменным, то линия *AB* соответствует постоянному конечному давлению и поэтому определяет возможные режимы работы компрессора первой группы.

Согласно рис. 3.24, уменьшение подачи возможно до тех пор, пока линия $\varepsilon_{к,р} = const$ ($P_{к,р} = const$) не пересечет границу помпажа (в точке *B*). А так как подача компрессоров первой группы определяется исключительно потребителем, то в процессе эксплуатации возможно любое снижение подачи. Поэтому для обеспечения безопасной работы компрессора (предотвращения помпажа) необходимо автоматическое антипомпажное устройство, датчиком в котором является динамический импульс ($c^2/2$) или давление всасывания, зависящее от подачи компрессора.

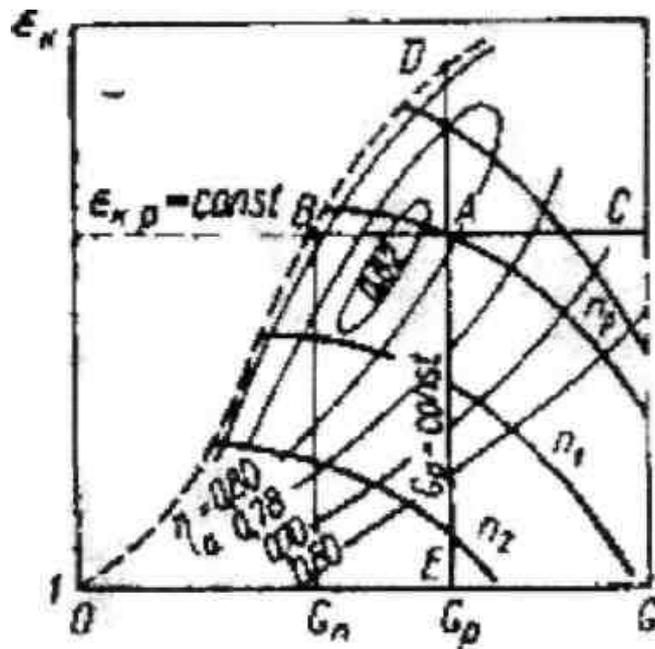


Рис. 3.24. Линии режимов работы компрессоров при $\varepsilon_k = \text{const}$ и $M = \text{const}$

Режимы работы компрессоров второй группы определяются вертикальным отрезком AE , то есть линией $M = \text{const}$. В этом случае выход за границу помпажа возможен при чрезмерном увеличении давления (необходима установка предохранительных клапанов, отрегулированных на конечное давление), а в случае переменной частоты вращения – защита по предельной частоте вращения.

Из рис. 3.24 следует одна особенность, резко отличающая условия регулирования компрессоров от условий регулирования вентиляторов. В случае вентиляторов «сеть» обычно близка к параболической, поэтому наиболее экономичным способом регулирования является изменение частоты вращения. В случае компрессоров первой и второй групп «сеть» резко отличается от параболической – она более пологая (прямая BC для первой группы и AE – для второй), поэтому изменение частоты вращения вызывает существенное изменение режима работы и уменьшение КПД компрессора. Следовательно, изменение частоты вращения компрессоров первой и второй групп не всегда является наилучшим способом регулирования.

Применяются следующие способы регулирования:

1. Для лопатных (осевых и центробежных) компрессоров – дросселирование на нагнетании и на всасывании; изменение частоты вращения и поворот лопаток: входного направляющего аппарата (ВНА) промежуточного направляющего аппарата (ПНА) рабочего колеса (РК) одного или нескольких венцов; лопаток диффузора; выпуск воздуха из промежуточных ступеней и изменение числа работающих машин – основаны на изменении характеристики сети или характеристики компрессора.

2. Для поршневых компрессоров – изменение частоты вращения; дросселирование на всасывании; пропусками; изменение мертвого

пространства; отключение двигателя; выпуском части воздуха или перепуск его всасывающую линию.

Особенности регулирования лопастных компрессоров. Рассмотрим способы регулирования – дросселирование и изменение частоты вращения.

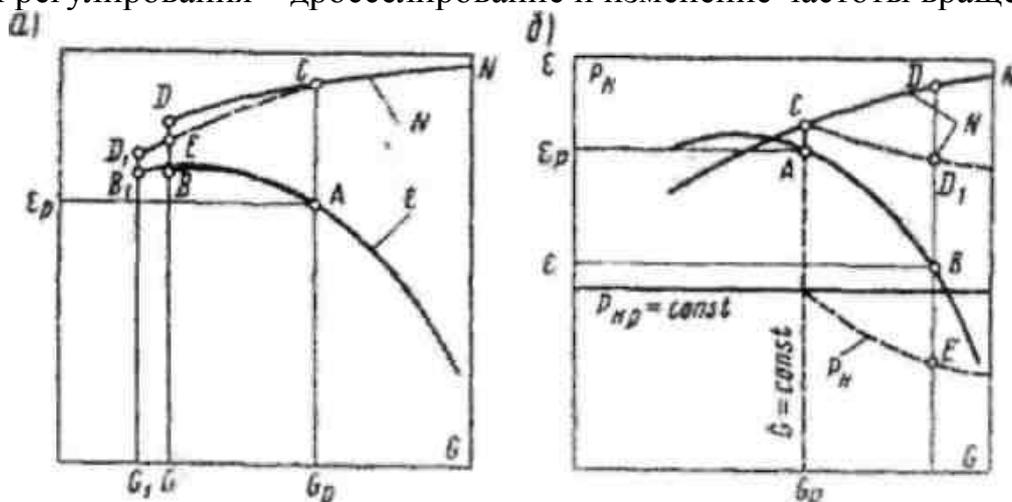


Рис. 3.25. Характеристики лопастного компрессора при регулировании дросселированием: — исходные (а); ---- при дросселировании на всасывании (б)

Дросселирование является наиболее простым и в то же время наименее экономичным способом регулирования. Однако в компрессорных установках оно связано с изменением плотности газа и поэтому требует специального исследования. Анализ влияния дросселирования на потребляемую компрессором мощность начнем с установок *первой группы* [4].

Пусть расчетный режим компрессора определяется точкой А (рис. 3.25, а) с параметрами ε_p и M_p . Определим, как изменится мощность при снижении подачи до М.

Если дросселирование осуществляется в трубопроводе за компрессором, то режим работы переместится в точку В, а потребляемая компрессором мощность определится по характеристике мощности для расхода М (точка D на рис. 3.25, а). Если $\frac{dN}{dM} > 0$, то дросселирование приводит к уменьшению потребляемой мощности и в этом смысле допустимо.

Однако более экономично дросселирование перед компрессором, поскольку уменьшение расхода в этом случае отчасти происходит вследствие уменьшения начального давления P_n . Чтобы убедиться в этом и дать количественную оценку, перестроим характеристики компрессора так, чтобы они соответствовали постоянному конечному давлению. Очевидно, что подаче М характеристике, полученной при постоянном начальном давлении, соответствует подача M_1 при том же объемном расходе $V_1 = V$

$$M_1 = M \varepsilon_p / \varepsilon$$

при постоянном конечном давлении. Рассчитанная таким образом характеристика показана на рис. 3.25, а штриховой линией. Предполагается, что дросселирование начинается с расчетного режима работы (точка А). Поскольку в

соответствующих точках B и B_j отношение давлений одно и то же, потребляемая компрессором мощность изменяется пропорционально расходу

$$N_1 = NG_1/G = N\varepsilon_p/\varepsilon.$$

Следовательно, **кривая мощности при дросселировании на всасывании D_1C проходит ниже кривой мощности DC при дросселировании на нагнетании**. Если при дросселировании на нагнетании расходу M соответствует мощность N_d , то тому же расходу при дросселировании на всасывании соответствует мощность $N_{d1} < N_d$.

Если дросселирование в установках **второй группы** осуществляется за компрессором, то при снижении конечного давления режим работы остается в расчетной точке (точка A на рис. 3.25, б) независимо от конечного давления P_k . Потребляемая компрессором мощность, следовательно, остается неизменной и равной N_c . Очевидно, что дросселирование на нагнетании в этом случае нерационально, поскольку не приводит к уменьшению потребляемой компрессором мощности. Более того, если кривая мощности правее точки C

(при $M > M_p$) характеризуется производной $\frac{dN}{dM} > 0$, то вместо

дросселирования целесообразно при уменьшении конечного давления (связанного с переходом режима работы, например, в точку B) избыточный воздух подавать в специальную турбину или даже выбрасывать в атмосферу, так как потребляемая компрессором мощность в этом случае уменьшается.

Иначе обстоит дело при дросселировании на всасывании. Покажем, что и в этом случае дросселирование на всасывании более целесообразно, чем дросселирование на нагнетании [4]. С этой целью перестроим участок характеристики правее расчетного режима (начиная с него, необходимо дросселирование для сохранения неизменной подачи), исходя из условия $M = M_p = \text{const}$. Кривая ε - M превратится в отрезок вертикальной прямой. Очевидно, что уменьшение подачи возможно вследствие уменьшения начального давления P_n . И если отношению давлений ε соответствует при отсутствии дросселирования расход M (режим работы в точке B), то уменьшение расхода от M до M_p вследствие дросселирования означает, что начальное давление упало в отношении расходов (штриховая кривая на рис. 3.25, б)

$$P_n = P_{n,p} M_p / M.$$

Уменьшение начального давления вызывает соответствующее снижение мощности (штриховая линия на рис. 3.25, б)

$$N_{d1} = N_d P_n / P_{n,p} = N_d M_p / M.$$

Можно доказать, что всегда эта кривая характеризуется отрицательной производной $\frac{dN}{dM}$ и что, следовательно, дросселирование всегда приводит к уменьшению потребляемой компрессором мощности.

Построенные на рис. 3.25, б из [4] характеристики позволяют найти потребляемую мощность при дросселировании как на нагнетании, так и на

всасывании. Произвольному отношению давлений E , которое соответствует требуемому конечному давлению P_k :

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_p} = \frac{P_k}{P_{кр}}$$

в нормальных условиях работы (при $P_n = \text{const}$) соответствует режим работы в точке B с параметрами M , ε_b и N_d . Если дросселирование осуществляется на всасывании, то расход равен расчетному M_p , а потребляемая мощность определится точкой пересечения вертикали, проведенной через точку B , и характеристики мощности (точка D_1), причем всегда $N_{dl} < N_c$.

Итак, всегда дросселирование на всасывании более целесообразно, чем дросселирование на нагнетании.

Изменение частоты вращения двигателя. Весьма просто и сравнительно экономично регулирование в тех случаях, когда двигатель, приводящий компрессор, допускает изменение частоты вращения в широких пределах без значительного снижения КПД. К таким двигателям из применяемых в настоящее время, относятся паровые и газовые турбины. Однако, как уже указывалось, при значительном диапазоне изменения подачи (в установках первой группы) или давления (в установках второй группы) такой способ регулирования не обеспечивает достаточной экономичности компрессорной установки, что с очевидностью следует из рис. 3.24.

Кроме того, крупные компрессоры, приводимые паровыми турбинами, должны оборудоваться специальными автоматами-ограничителями частоты вращения, воздействующими на паровпускную систему турбины, во избежание опасности разгона компрессоров до недопустимой частоты вращения при снятии нагрузки сети. В случае электропривода компрессора необходимо применение специальных типов двигателей с регулируемой частотой вращения.

Регулирование производительности лопастных (осевых и центробежных) компрессоров

Регулирование дросселированием на нагнетании (см.рис. 3.26) из [1].

Рис. 3.26. Дросселирование на нагнетании: *a* – принципиальная схема; *б* – диаграмма $P = f(Q)$

Установка состоит из компрессора (К), всасывающего воздухопровода с дроссельной шайбой (ШД_p), электродвигателя переменного тока (ЭД), нагнетательного воздухопровода с регулируемой дроссельной задвижкой (Д_p) с сервомотором. Контрольное сечение 1-1 выбрано на входе в компрессор, 2-2 – за компрессором (перед регулируемой дроссельной задвижкой) и 3-3 – в газопроводе за дросселем.

На диаграмме P - Q и $\eta_{\text{из}}$ - Q сплошными линиями изображены характеристики компрессора. Верхняя кривая на этом графике представляет собой зависимость $\eta_{\text{из}}=f(Q)$ и нижняя – зависимость $P_2=f_1(Q)$. Штрихпунктирными линиями с цифрой 1 обозначена характеристика сети с полностью открытой дроссельной задвижкой, когда ее сопротивление $\Delta P_{\text{др}} \approx 0$ и $P_2 \approx P_3$, и цифрой 2 – характеристика сети с частично закрытой дроссельной задвижкой. Совместная работа компрессора с сетью (1) возможна только в точке А.

Если частично закрыть дроссельную задвижку, то есть увеличить ее сопротивление, то характеристика такой сети (суммарные потери в сети и дросселе) будут изображаться кривой (2). Совместная работа компрессора с этой сетью возможна только в точке В' при расходе $Q < Q_{\text{макс}}$.

Потери давления в дросселе на этом режиме изображаются отрезком $\overline{ВВ'} = \Delta P_{\text{др}}$, а сопротивление сети – отрезком $\overline{ВВ''} = \Delta P_c$. При дальнейшем дросселировании $\Delta P_{\text{др}}$ будет увеличиваться, а точки совместной работы компрессора с сетью будут смещаться влево по характеристике компрессора.

Величина потерь энергии в дросселе зависит от глубины регулирования и крутизны характеристики компрессора. Регулирование дросселированием на нагнетании является самым неэкономичным.

На рис. 3.27, *a* приведена принципиальная схема компрессорной установки с дросселированием на всасывании. Установка состоит из компрессора (К), электродвигателя (ЭД), всасывающего воздухопровода, в котором установлен регулируемый дроссель (Д_p) с сервомотором, нагнетательного трубопровода с дроссельной шайбой ($\text{Ш}_{\text{др}}$).

Регулирование дросселированием на всасывании (см.рис. 3.27) из [1].

На рис. 3.27, *б* изображены кривые $P_2=f(Q)$ – без дросселирования (кривая 1) и с дросселированием (кривая 2), цифрой 3 обозначена характеристика сети. Линии 4 и 5 показывают зависимости давления на входе в лопаточный аппарат от объемной производительности, отнесенной к условиям всасывания $P_1=f(Q)$: 4 – без дросселирования и 5 – с дросселированием.

Совместная работа сети (3) с характеристикой компрессора (1) без дросселирования осуществляется в точке А: $\varepsilon = P_A/P_B = P_A/P_1$ и $Q=Q_{\text{макс}}$.

При фиксированном открытии дроссельной заслонки на всасывании в потери в дросселе $\Delta P_{\text{др}}$ изображаются отрезком $b'\bar{f}$.

При одинаковых Q и T на входе в лопаточный аппарат и при $n=\text{const}$ степень повышения давления компрессора с дросселированием на всасывании и без дросселирования будет одинаковой. $\varepsilon_{A''} = P_{A''}/P_B = \varepsilon_{A'} = P_{A'}/P_{B'}$, тогда давление в точке A' найдется из равенства $P_{A'} = \varepsilon_{A'} P_{B'}$. Поскольку при дросселировании всегда $P_{B'} < P_B$, то с увеличением дросселирования это неравенство будет усиливаться и поэтому давление в точке A' всегда будет меньше давления в точке A'' . Следовательно, характеристики компрессора с дросселированием на всасывании будут располагаться под характеристикой без дросселирования (см. кривые 1 и 2).

Рис. 3.27. Дросселирование на всасывании: *а* – принципиальная схема; *б* – диаграмма $P=f(Q)$

При работе на одну и ту же сеть (3) при дросселировании на всасывании (увеличение $\Delta P_d=f(\xi)$ при $Q=\text{const}$) ухудшается экономичность регулирования, но в меньшей степени, чем при дросселировании на нагнетании [4].

Регулирование изменением частоты вращения. Достаточно просто и экономично осуществляется регулирование компрессоров всех типов (не только лопатных), когда двигатель, приводящий компрессор, допускает изменение частоты вращения в широких пределах без значительного снижения КПД.

К таким двигателям относятся паровые и газовые турбины, электродвигатели постоянного тока с теристорным регулированием.

При регулировании частотой вращения меняются характеристики компрессора. При уменьшении частоты вращения у осевых и центробежных компрессоров они смещаются вниз и влево, а у поршневых смещаются влево (см. рис. 3.22, б).

На рис. 3.28, в качестве примера, приведены характеристики одноступенчатого центробежного компрессора при нескольких частотах вращения: штрихпунктирные линии (1 и 2) – характеристики сети. Буквой A

отмечена точка расчетного режима. Как видно из рис. 3.28, при работе с данной сетью компрессор может обеспечить ряд режимов изменением частоты вращения. При работе с сетью (1) для обеспечения режимов А' и А" необходимо снизить частоту вращения до $0,9n$ и $0,8n$ соответственно.

Рис. 3.28. Характеристика одноступенчатого центробежного компрессора и сети

При работе с сетью (2) для обеспечения режимов В и В' нужно увеличить частоту вращения до $1,1n$ и снизить ее до $0,9n$ соответственно. При работе в режимах А, А' и А" с сетью (1) КПД компрессора практически не изменяется. Этот способ регулирования является самым экономичным.

Регулирование поворотами лопаток. Область устойчивых режимов как одноступенчатых, так и многоступенчатых осевых и центробежных компрессоров может быть значительно расширена, даже при постоянной частоте вращения путем применения поворотных лопаток в направляющем аппарате (НА), рабочем колесе (РК) и лопаточных диффузорах.

В практике компрессоростроения широко используются конструкции с одним или несколькими НА с поворотными лопатками. Конструкции с поворотными лопатками одного или двух РК также нашли применение в стационарных машинах [1,4]. Влияние поворота лопаток на изменение характеристик ступени можно наглядно показать на примере элементарной осевой ступени.

Действительный напор, развиваемый элементарной ступенью компрессора определяется из равенства

$$H_{из} = [1 - (\dot{c}_z / \dot{u})(ctg\beta_2 - ctg\alpha_1)] \dot{u}^2 \eta_{из} \quad (3.12)$$

или

$$\psi = [2 - 2\varphi(ctg\beta_2 + ctg\alpha_1)] \eta_{из}, \quad (3.13)$$

где

$$\varphi = \frac{1 - \dot{\psi}_{из} / 2\dot{\eta}_{из}}{ctg\beta_2 + ctg\alpha_1}. \quad (3.14)$$

Здесь точка сверху обозначает значение величины для элементарной ступени, $\dot{\varphi} = \dot{c}_z / \dot{u}$, $\dot{\psi} = 2\dot{H}_{из} / \dot{u}^2$. При одновременном повороте профилей в

решетках ВНА и РК смещение точки M_0 вдоль линии $\psi_{из} = \text{const}$ определится из равенства

$$d\psi = (\partial\phi / \partial\dot{\alpha}_1)d\dot{\alpha}_1 + (\partial\phi / \partial\dot{\beta}_2)d\dot{\beta}_2 \quad (3.15)$$

и вдоль линии $\phi_0 = \text{const}$ из равенства

$$d\psi = (\partial\psi / \partial\dot{\alpha}_1)d\dot{\alpha}_1 + (\partial\psi / \partial\dot{\beta}_2)d\dot{\beta}_2 \quad (3.16)$$

Частные производные в этих равенствах найдем, дифференцируя уравнения (3.13) и (3.14). В равенствах (3.15) и (3.16) первый член в правой части уравнений характеризует смещение точки M_0 , обусловленное поворотом лопаток $\alpha_в$ и $\beta_в$, которые отсчитываются от оси u . Увеличение этих углов приводит к смещению характеристик в сторону больших ϕ и ψ (см. точку M'_0) и в противоположном случае в сторону меньших ϕ и ψ (см. точку M''_0).

Рис. 3.29. Изменение характеристик элементарной ступени при изменении углов установки лопаток ВНА и РК

По своей экономичности регулирование одновременным поворотом лопаток РК и ПНА приближается к регулированию изменением частоты вращения. Немного меньшую экономичность дает регулирование поворотом лопаток РК, затем – ПНА.

Параллельная и последовательная работа компрессорных машин.

Пусть на компрессорной станции установлено несколько компрессорных машин с одинаковыми или разными характеристиками.

При параллельной работе нескольких компрессорных машин на заданную сеть, развиваемые ими давления (напоры) на нагнетательных патрубках должны быть одинаковыми и равными давлению в сети. При этих условиях суммарная производительность компрессоров будет равна сумме их производительностей при данном давлении. Как видно из рис. 3.30, одна компрессорная машина может работать с заданной сетью только в точке А при давлении $P_{2А}$ и расходе Q_A . Если на станции будут работать две одинаковые машины, то их суммарная характеристика – линия (3). Она получена при построении ее путем удвоения расхода в точках исходной характеристики при $P_2 = \text{const}$ (см. точки А" и В").

Рис. 3.30. Параллельная работа двух одинаковых компрессорных машин на заданную сеть: 1 – характеристики одной машины; 2 – характеристики сети; 3 – суммарная характеристика двух компрессоров

Работа двух компрессоров с заданной сетью может осуществляться только в точке В при давлении $P_{2В}$ и расходе $Q_{В}$.

КПД компрессоров в точке В будет равен его значению на исходной характеристике при давлении $P_{В}$ – в точке В.

Если характеристики первого и второго компрессора будут разными, то их суммарная характеристика строится таким же образом, но суммарный расход будет определяться как сумма $\Sigma Q = (Q_1 + Q_2)_{p=\text{const}}$, а суммарный КПД – по формуле

$$\eta_{\text{сумм}} = \frac{M_1 + M_2}{M_1/\eta_1 + M_2/\eta_2}.$$

При последовательной работе двух одинаковых насосов на несжимаемой среде температура рабочей среды и объемные расходы за ними практически не изменяются и потому при построении суммарной характеристики складываются напоры при постоянных расходах.

В компрессорах, работающих на сжимаемых средах, объемные расходы за компрессором уменьшаются, а температура газов увеличивается. Вследствие этого у каждого последовательно включенного компрессора будет нарушаться подобие течения среды на входе, а, следовательно, и во всем компрессоре. Как правило, два одинаковых компрессора последовательно работать не могут.

Выбор характеристики компрессоров и определение возможности их совместной работы должен рассматриваться и решаться в каждом конкретном случае.

Регулирование производительности поршневых компрессоров

Расход газа в сети по условиям потребления может изменяться, поэтому компрессор должен изменять производительность (подачу) так, чтобы она соответствовала расходу газа из сети. При этом в сети должно поддерживаться

давление, требуемое потребителями. Такое регулирование подачи называют *регулированием на постоянное давление*.

Задача регулирования заключается в таком воздействии на компрессор, которое выравнивает подачу его с расходом газа потребителями.

Начальным импульсом для регулирования обычно служит изменение давления в сети, возникающее при изменении расхода газа потребителями. В хороших системах регулирования это изменение давления может быть очень малым (десятыи и даже сотые доли).

Рассмотрим основные схемы регулирования производительности (подачи) одноступенчатых компрессоров.

Изменение частоты вращения. Из формулы $[V = V\eta_v = (\pi D^2/4)S_n\eta_v]$ ясно, что подачу компрессора можно регулировать изменением частоты вращения вала компрессора. Этот способ экономичен в эксплуатации, но требует приводного двигателя с переменной частотой вращения и применяется в случаях привода компрессора от паровой машины, двигателя внутреннего сгорания и электродвигателя постоянного тока с теристорным регулированием, в которых изменение частоты вращения достигается сравнительно просто.

Дросселирование при всасывании. Если во всасывающий тракт компрессора вводить дополнительное сопротивление, то компрессор уменьшает подачу.

Пусть 1-2-3-4 – индикаторная диаграмма без регулирующего сопротивления во всасывающем воздухопроводе (рис. 3.31) из [5]. Введем регулирующее сопротивление, понижающее давление всасывания от P_1 до $P_{1рег}$. При этом процесс расширения представится линией 3-4' и линия всасывания будет 4'-1'. Из диаграммы видно, что всасываемый объем уменьшается от V_1 до $V_{1рег}$, а объем подачи от V_2 до $V_{2рег}$. Соответственно изменяется и подача компрессора.

Схема автоматического регулирования такого типа показана на рис. 3.32. Если расход из ресивера (1) в сеть уменьшается, то при данной подаче компрессора (5) давление в ресивере (1) возрастает и, передаваясь по трубке (2) в полость поршневого механизма (3), воздействует на поршень, который, сжимая пружину, прикрывает дросселирующую заслонку (4); подача компрессора уменьшается, сравниваясь с расходом из ресивера. Регулирующее устройство может быть настроено на требующуюся подачу натяжением пружины поршневого механизма (3).

Благодаря простоте и автоматичности действия, *этот способ регулирования* широко применяется при высоких степенях сжатия ($\epsilon > 1$), но энергетическая эффективность его не высока. При снижении производительности более 50% из-за чрезмерного повышения температуры газа повышается износ трущихся поверхностей, что может привести к взрыву компрессорной установки.

Отжимание пластин всасывающего клапана (регулирование пропусками подачи). Схема регулирования отжиманием пластин всасывающего клапана показана на рис. 3.33 из [5].

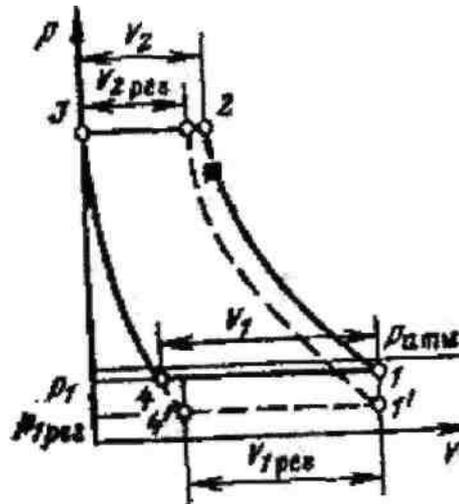


Рис. 3.31. Регулирование подачи компрессора дросселированием на всасывании

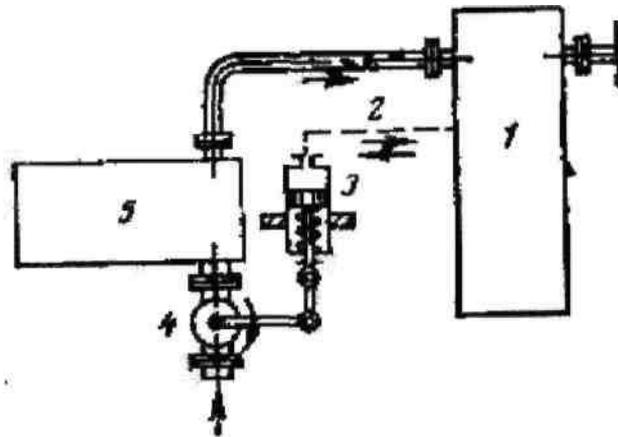


Рис. 3.32. Схема автоматического устройства для регулирования подачи дросселированием на всасывании

Если вследствие уменьшения расхода из сети давление в ресивере (1) повысится, то повышенное давление, передаваясь по импульсной рубке (2) к поршневому механизму (3), преодолет натяжение пружины и подвинет вниз поршень (4). Шток поршня имеет на конце вилку (5), рожки которой будут препятствовать пластине всасывающего клапана садиться на седло. При этом сжатия и подачи газа не произойдет, потому что всасывающий клапан будет открыт, и газ из цилиндра будет выталкиваться во всасывающий трубопровод. Вследствие этого, произойдет пропуск сжатия и подачи. Это будет продолжаться до тех пор, пока давление в ресивере (1) не понизится и поршень (4) не приведет вилку (5) в нормальное положение, не препятствующее пластине клапана (K_1) плотно садиться на место.

Таким образом, уменьшение подачи достигается здесь пропусками подачи. Индикаторная диаграмма для этого случая представлена на рис. 3.34. Это очень простой способ регулирования, но энергетическая эффективность его мала, так как на холостой ход при пропуске подачи затрачивается не менее 15% полной мощности. Такой способ регулирования применяется для компрессоров с любыми степенями сжатия и подачи.

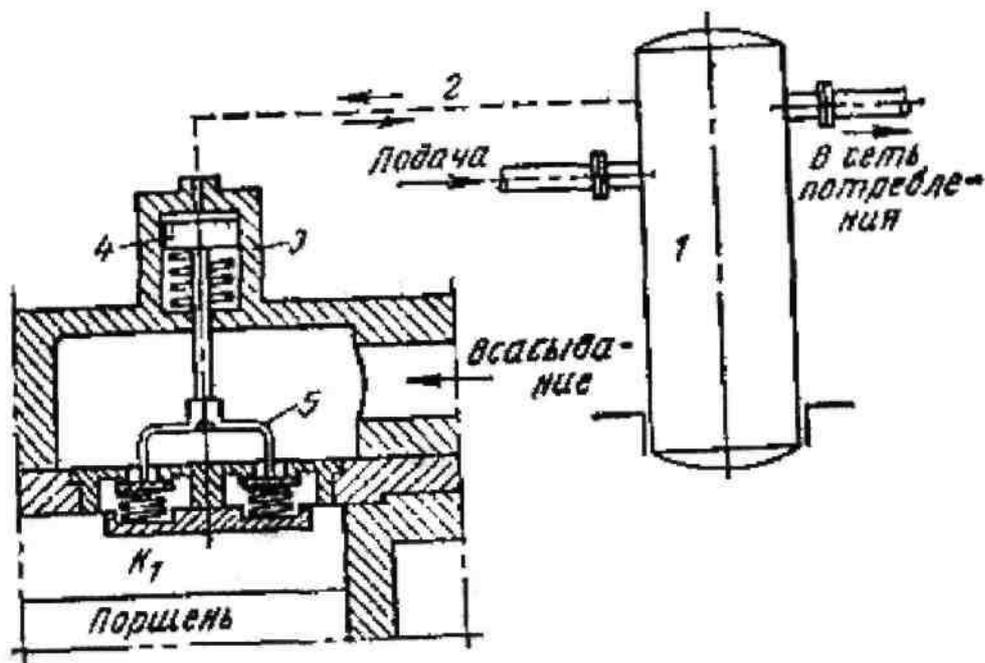


Рис. 3.33. Схема регулирования подачи отжиманием пластин всасывающего клапана

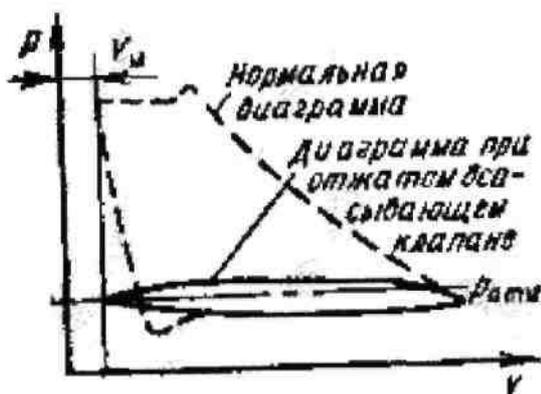


Рис. 3.34. Индикаторная диаграмма при регулировании подачи пластин всасывающего клапана (пропусками)

Отжим клапанов линии всасывания в течение всего хода поршня приводит, как указано, к пропускам подачи, то есть к снижению подачи компрессора до нуля.

В настоящее время применяют отжим клапанов на части хода поршня, получая возможность плавного изменения подачи от номинальной до 0,1 номинальной.

Изменение объема мертвого пространства. Из формулы $\{V = V_T \eta_v = V_T [1 - (V_m/V_h)(\epsilon^{1/k} - 1) \eta_T \eta_D]\}$ видно, что при постоянных V_D , n и ϵ можно регулировать подачу изменением объема мертвого пространства (P,V-диаграмма на рис. 3.35).

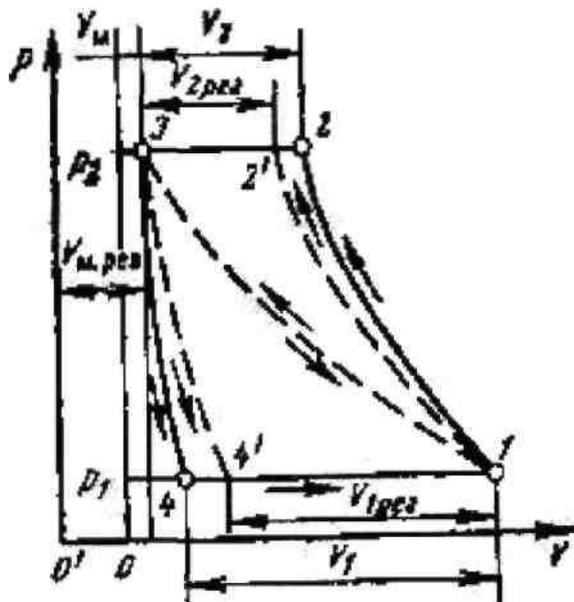


Рис. 3.35. Регулирование подачи изменением объема мертвого пространства

При объеме мертвого пространства V_m всасываемый объем газа составляет V_1 . Если увеличить объем мертвого пространства до $V_{m,рег} > V_m$, то политропа расширения, построенная при новом положении центра системы координат O' займет положение $3-4'$ и всасываемый объем газа $V_{1,рег}$ будет меньше V_1 . Новая политропа сжатия $1-2'$ будет соответствовать объему подаваемого газа $V_{2,рег} < V_2$.

В предельном случае объем мертвого пространства можно увеличить столь значительно, что политропы расширения и сжатия совпадут и индикаторная диаграмма представится линией $1-3$. При этом компрессор не всасывает и не подает: оба клапана закрыты и в цилиндре происходят расширение и сжатие постоянного количества газа. Конструктивно такое регулирование выполняется в виде дополнительных полостей постоянной или переменной емкости, присоединяемых к мертвому пространству вручную или автоматически.

Для осуществления плавного регулирования, подачи дополнительный объем мертвого пространства выполняется в виде вариатора объема, состоящего из цилиндра с поршнем.

Рассмотренный способ регулирования подачи очень экономичен и получил распространение в компрессорах большой мощности.

Прочие способы регулирования. Кроме указанных способов применяют регулирование остановками компрессора (при мощности на валу до 200 кВт), перепуском газа из полости сжатия в полость всасывания, а также холостым выпуском из сети через автоматический клапан. Первый из этих способов вполне экономичен, а два последних неэкономичны, и применять их не следует.

При регулировании подачи многоступенчатых компрессоров необходимо регулировать подачу всех ступеней одновременно. Если в многоступенчатом компрессоре регулировать подачу только первой ступени, то автоматически происходит перераспределение работы между ступенями, и температуры конца

сжатия в нерегулируемых ступенях достигают недопустимых значений. Регулирование многоступенчатых компрессоров описано в [5].

Контрольные вопросы

1. Методы определения нагрузок на компрессорную станцию.
2. Назовите основные показатели работы компрессоров различного типа.
3. Признаки классификации компрессоров.
4. Нарисуйте в P-V диаграмме теоретический и действительный рабочие процессы поршневого компрессора.
5. Принципиальное отличие компрессора и детандера.
6. Основные критерии выбора компрессора и детандера.
7. Нарисуйте принципиальную схему компрессорной станции с поршневыми компрессорами и объясните назначение и принцип действия ее оборудования.
8. Нарисуйте принципиальную схему компрессорной станции с центробежными компрессорами и объясните назначение и принцип действия ее оборудования.
9. Способы осушки атмосферного и сжатого воздуха.
10. Что понимают под характеристикой сети и компрессора?
11. Способы регулирования производительности поршневых компрессоров.
12. Способы регулирования осевых и центробежных компрессоров.
13. Как изменяются суммарная производительность и напор при параллельной и последовательной работе компрессоров?
14. Основные правила техники безопасности и эксплуатации компрессорной станции и сети сжатого воздуха.
15. Адиабатический, изотермический и политропный процессы сжатия и их практическое осуществление.
16. Промежуточное охлаждение – назначение и практическое осуществление.
17. T-S диаграмма воздуха.
18. Определение электрической мощности на привод компрессора.
19. Определение объемной и массовой производительности компрессоров.
20. Принцип действия аппаратов очистки и осушки воздуха.

Библиографический список

1. Гофлин А.П., Гладышев Н.Н. Компрессорные станции целлюлозно-бумажных производств: Учеб.пособие. – Л.: ЛТА, 1988. – 88 с.
2. Панкратов Г.П. Сборник задач по общей теплотехнике: Учеб.пособие для студентов теплоэнергетических специальностей вузов. – М.: Высш. школа, 1977. – 239 с.

3. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: Учеб.пособие для вузов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.

4. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учеб.пособие для вузов. – М.: Высш. школа, 1972. – 344 с.

5. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учеб.пособие для теплоэнергетических специальностей вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.

СИСТЕМЫ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ

Холодильная техника достигла современного уровня, пройдя длительный путь развития. Первый лабораторный аппарат для получения искусственного холода был создан в середине 18-го века в У. Куленом.

Только во второй половине 19-го века машинное охлаждение приобретает промышленную основу и начинает применяться при заготовке и транспортировании скоропортящихся продуктов.

Первая такая установка для замораживания мяса была построена в Сиднее (Австралия) в 1861г. Первые стационарные холодильники появились в Бостоне и Лондоне в 1881 г., в России – в 1888г. на рыбных промыслах в Астрахани. Год спустя они были построены на пивоваренных заводах и кондитерских фабриках.

В 1895 году в Белгороде построен первый заготовительный яично-птичный холодильник вместимостью 250 т.

Одна треть построенных до революции холодильников во время гражданской войны была выведена из строя, однако к 1941 г. холодильная вместимость увеличилась в 6,5 раз. То же произошло во время Великой Отечественной войны (разрушено 95 тыс. холодильников). Восстановление в основном завершено к 1947 г.

В послевоенные годы предприятия торговли и общественного питания интенсивно оснащаются легкими холодильниками (шкафами, прилавками, витринами). Увеличивается выпуск бытовых холодильников. В 50-ые и 60-ые годы 20-го века вагоны-ледники заменяются рефрижераторными поездами и секциями с машинным охлаждением.

Создается рефрижераторный рыбопромысловый флот, транспортные суда оснащаются автоматизированными холодильными установками, для внутригородских и межгородских перевозок строятся авторефрижераторы.

В настоящее время искусственный холод получил широкое применение во всех отраслях народного хозяйства – пищевой, химической, торговле, общественном питании, при проходе шахт и тоннелей, кондиционировании воздуха, закалке стальных изделий, в медицине, шелководстве, цветоводстве, фармацевтической промышленности и др.

Применение холода обеспечивает условия для получения особо чистых веществ. Так, *абсорбционные процессы* связаны с загрязнением основного получаемого продукта, последующей трудоемкой и дорогостоящей его

очисткой, что приводит к более громоздкой схеме, чем использование конденсации при низких температурах. Замена абсорбционных процессов конденсационными упрощает схему, улучшает санитарные условия труда, уменьшает случаи травматизма и профессиональной заболеваемости, так как при меньшем давлении в системе сокращаются утечки хладагента в производственном помещении.

Расширяется сфера применения холода в процессах хроматографии, технологическом кондиционировании (кабины и конвейеры переработки полимерных материалов), рекуперации тонкой очистки выбросов в атмосферу от высокотоксичных производств.

Значительное количество холода потребляется в производствах кислорода, азота, гелия, редких газов, диоксида углерода и сухого льда, фото- и киноматериалов, в лакокрасочной промышленности и в производстве пластических масс.

Экономический эффект за счет использования холодильных установок с применением средне- и низкотемпературных вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) значительно возрастает, поскольку снижаются выбросы и сбросы теплоты и загрязняющих веществ в окружающую среду.

Классификация трансформаторов теплоты

Установки для трансформации теплоты классифицированы по следующим признакам:

По принципу работы: *термомеханические* (основаны на использовании процессов повышения и понижения давления рабочего тела: компрессионные, сорбционные, струйные) и *электромагнитные* (основаны на использовании постоянных или переменных электрического и магнитного полей).

Принцип работы компрессионных установок (паро- и газожидкостных, газовых) основан на повышении давления посредством механического или термического воздействия на рабочее тело (агент). В паро- и газожидкостных установках агрегатное состояние агента в процессе работы изменяется (конденсация и испарение). Конденсация – при температурах ниже критической ($T < T_{кр}$) и близких к ней; испарение – при температурах выше $T_{кр}$.

В газовых установках агрегатное состояние агента в процессе работы не изменяется ($T > T_{кр}$).

В сорбционных установках [7] повышение давления рабочего тела происходит термодинамическим способом путем последовательного осуществления термодинамических реакций поглощения (сорбции) рабочего агента соответствующим сорбентом с отводом теплоты и выделении (десорбции) рабочего агента из сорбента с подводом внешней теплоты.

Струйные установки [7] основаны на использовании кинетической энергии потока пара или газа для повышения давления рабочего агента. По характеру изменения состояния рабочего тела струйные установки обычно относят к парожидкостным.

К электромагнитным трансформаторам теплоты относятся:

термоэлектрические системы (основаны на эффекте Пельтье) – процесс трансформации теплоты осуществляется путем непосредственного использования постоянного электрического поля в последовательно соединенных разнородных полупроводниках. При пропускании через эти элементы электрического тока на спаях между ними возникает разность температур. При подводе к холодным спаям теплоты низкого потенциала от горячих спаев отводится теплота повышенного потенциала;

магнитокалорические системы – процесс трансформации теплоты осуществляется последовательным намагничиванием и размагничиванием парамагнетиков или ферромагнитных тел, температура которых повышается при увеличении напряженности магнитного поля и снижается при ее уменьшении;

термомагнитные системы – основаны на совместном действии магнитного и электрического полей на полупроводники (эффект Эттингсхаузена);

электрокалорические системы – основаны на действии электрического поля на сегнетоэлектрики.

Наибольшее распространение получили термоэлектрические трансформаторы теплоты.

По повышающей схеме работает большинство рефрижераторных (R) теплонасосных (H) и комбинированных (RH) установок – теплота, подведенная к установке при температуре T_H , отводится с более высокой температурой T_B .

При расщепительной схеме к установке подводится поток теплоты среднего потенциала (Q_C) с температурой T_C , который в установке делится (расщепляется) на два потока – низкого (T_H) и повышенного (T_B) потенциалов.

По характеру трансформации теплоты – все установки с повышающей и расщепительной трансформацией (абсорбционные трансформаторы теплоты и струйные вихревые трансформаторы теплоты).

По характеру протекания процесса во времени – непрерывного и периодического действия.

По термодинамическому признаку:

с циклическими процессами (замкнутый процесс) – рабочее тело, совершив определенные процессы периодически возвращается в исходное состояние;

с квазициклическими процессами – разомкнутый процесс (квазицикл) – рабочее тело в определенной последовательности совершает процессы и частично или полностью выводится из системы, а взамен него поступают новые порции рабочего тела непрерывно или периодически;

с ациклическими процессами – состояние рабочего тела и его параметры постоянны по времени (эффект Пельтье);

каскадные и регенеративные – применяют при необходимости осуществить трансформацию теплоты в большом интервале температур и давлений рабочего тела.

Заслуга разработки каскадного метода принадлежит Р. Пикте (первая каскадная холодильная установка, 1877 г.). Регенерация применительно к

прямому циклу изобретена Р. Стирлингом (1816 г.), применительно к обратному – В. Сименсом (1857 г.).

Способы получения низких температур

В соответствии с выше приведенными признаками классификации трансформаторов теплоты существуют следующие способы получения низких температур:

- фазовое превращение однородных тел;
- расширение газов;
- дросселирование (эффект Джоуля-Томсона);
- вихревой эффект;
- с использованием электрических и магнитных полей.

Фазовое превращение однородных тел. Агрегатное состояние вещества (твердое, жидкое, газообразное) зависит от внешних условий (температура и давление).

Фазовое превращение однородных тел происходит при постоянной температуре, зависящей от условий перехода и физических свойств тела, сопровождается выделением или поглощением скрытой теплоты, которая расходуется на изменение связи между молекулами.

Фазовые превращения не сопровождаются химическими изменениями и являются физическими процессами. Вещества при этом поглощают большие количества теплоты при низкой температуре, что позволяет применять их для получения охлаждающего эффекта.

На рис.4.1 из [3] показана фазовая диаграмма диоксида углерода (углекислоты):

- линия АБ разделяет области твердого вещества и газа;
- линия АВ – области твердого вещества и жидкости;
- линия АГ – области жидкости и газа.

В отдельных точках линий АБ, АВ, АГ тело может быть одновременно в двух фазах: твердой и газообразной, твердой и жидкой, жидкой и газообразной. Такое состояние называется *эвтектическим*. Параметры тройной точки зависят от физических свойств вещества. При $t > t_{кр}$ (см. рис.4.1), в точке Г – критической, остается только газообразная фаза.

Расширение газов. В процессе адиабатного расширения сжатого газа температура понижается, так как внешняя работа в этом случае совершается за счет внутренней энергии газа. Применяется в технике глубокого охлаждения и в воздушных холодильных машинах. Связь между температурой (T) и давлением (P) в адиабатном процессе расширения для идеального газа записывается уравнением

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} .$$

Так для воздуха, сжатого до 9 МПа при $T_1 = 298 \text{ К}$ (25°C) и расширяющегося до 0,1 МПа, конечная температура T_2 составит 82,2 К (-191°C).

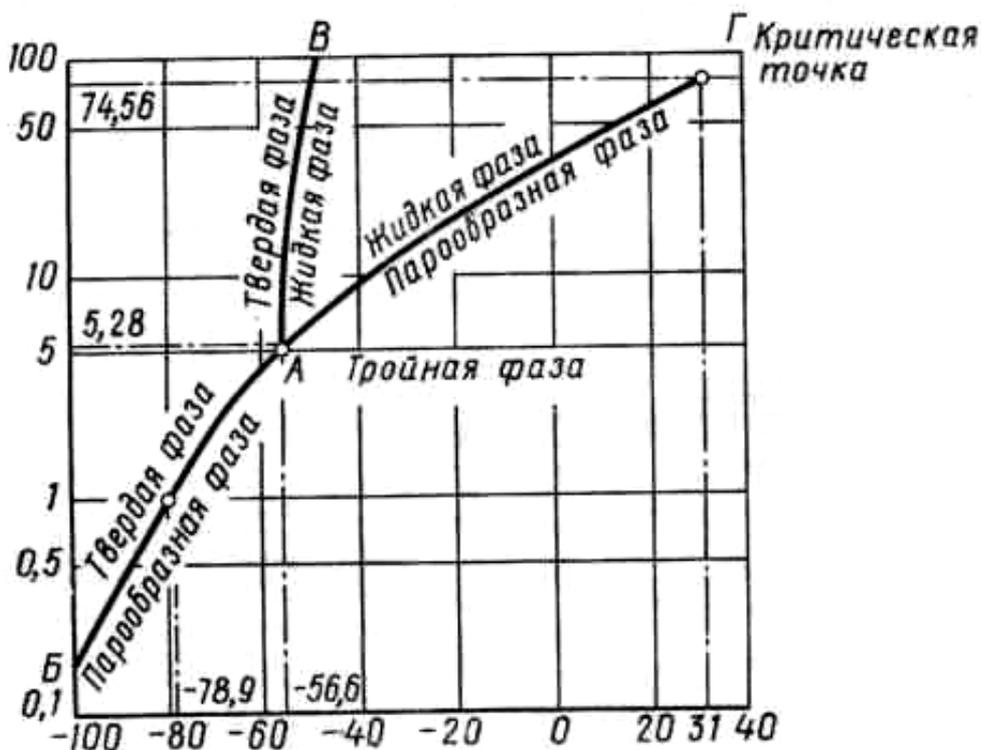


Рис.4.1. Фазовая диаграмма диоксида углерода (углекислоты)

Дросселирование (эффект Джоуля-Томсона) – снижение давления жидкости и газа при прохождении их через суженное отверстие (вентиль, кран). При этом не совершается внешняя работа и энтальпия остается постоянной.

Внутренняя энергия газа при прохождении через суженное отверстие расходуется на преодоление внутреннего сопротивления. Изменение температуры реального газа при дросселировании называется эффектом Джоуля-Томсона. Применяется в технике глубокого охлаждения. Степень снижения температуры ниже, чем при расширении.

Вихревой эффект (предложил инженер Ранк в 1931 году). На рис.4.2. из [3] воздух, сжатый в компрессоре и охлажденный до температуры окружающей среды ($T_{о.с}$), поступает к соплу (2). После расширения газ выходит из сопла с большой скоростью, образуя свободный вихрь, в котором угловая скорость вращения мала на периферии и очень велика вблизи оси трубы.

По мере движения к дроссельному вентилю (1) поток, вследствие сил трения между газовыми слоями приобретает почти постоянную угловую скорость вращения, то есть *во внутренних слоях* скорость уменьшается, а *во внешних* – возрастает. Так как в начальный момент процесса разделения газа угловая скорость вращения частиц на некотором расстоянии от оси трубы больше, чем в последующий момент, то получается избыток кинетической энергии, который передается внешним слоям, повышая их температуру,

внутренние слои газа охлаждаются. *Внешние горячие слои газа* выходят через дроссельный клапан (1), а *внутренние* – через отверстия в диафрагме (3) – *охлажденными*. Могут быть получены: холодный поток ($t_x = -10 - -50^\circ\text{C}$); горячий поток ($t_2 = 100-130^\circ\text{C}$).

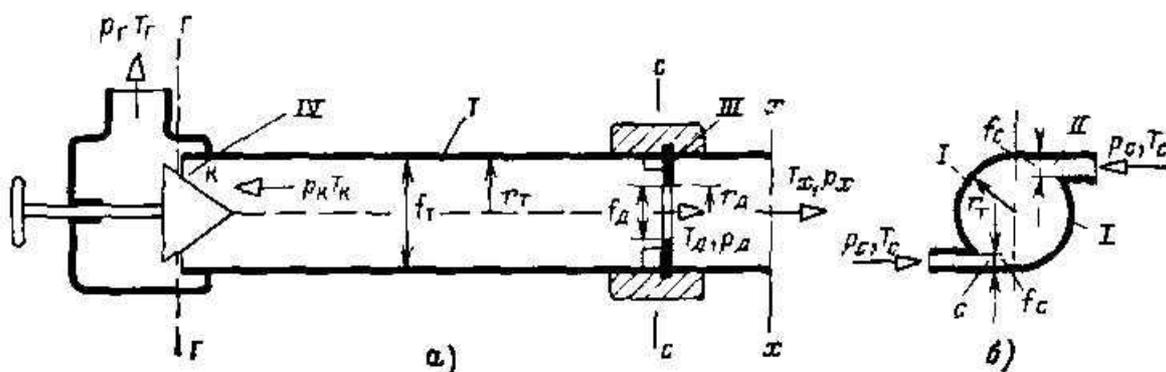


Рис. 4.2. Схема вихревой трубы: *а* – продольный разрез; *б* – поперечный разрез по сопловому сечению; T_d, P_d – температура и давление в диафрагме; T_k, P_k – то же перед клапаном

Холодильный процесс в вихревой трубе требует большого расхода электрической энергии. Достоинство вихревой трубы – конструктивная простота, надежность и быстрота пуска. Применение его целесообразно при получении холода в малых количествах, особенно при наличии сети пневматических трубопроводов.

С использованием электрических и магнитных полей:

Термоэлектрические трансформаторы теплоты. Рассмотрим электрическую цепь, составленную из двух различных электропроводных материалов А и В (рис. 4.3 из [7]).

Энергия валентных электронов, определенная для каждого проводящего твердого тела, меняется в зависимости от температуры.

Если в данном материале существует градиент температур $\Delta T = T_r - T_x$, то электроны на его горячем конце приобретают более высокую энергию, чем на холодном. В результате возникает поток электронов от горячего конца с температурой $T_r > T_x$ к холодному с температурой T_x , продолжающийся до тех пор, пока возникающая таким образом разность потенциалов не уравнивает движущую силу, связанную с разностью температур ΔT . В результате этого установится равновесие, при котором на холодном конце накопится некоторый отрицательный заряд, а на теплом – положительный, соответствующие некоторой ЭДС.

Если составить, как показано на рис. 4.3,а, цепь из двух проводящих стержней, сделанных из одного и того же материала А, то в цепи не возникает ток, так как термо-ЭДС обоих стержней А равны и противоположны по направлению. Если же второй стержень изготовлен из другого материала В (рис. 4.3,б), то в цепи возникнет электрический ток, благодаря тому, что термо-

ЭДС обеих стержней различны. Это явление, на котором основана работа измерительных термопар, *открыто Зеебеком* в 1821 г.

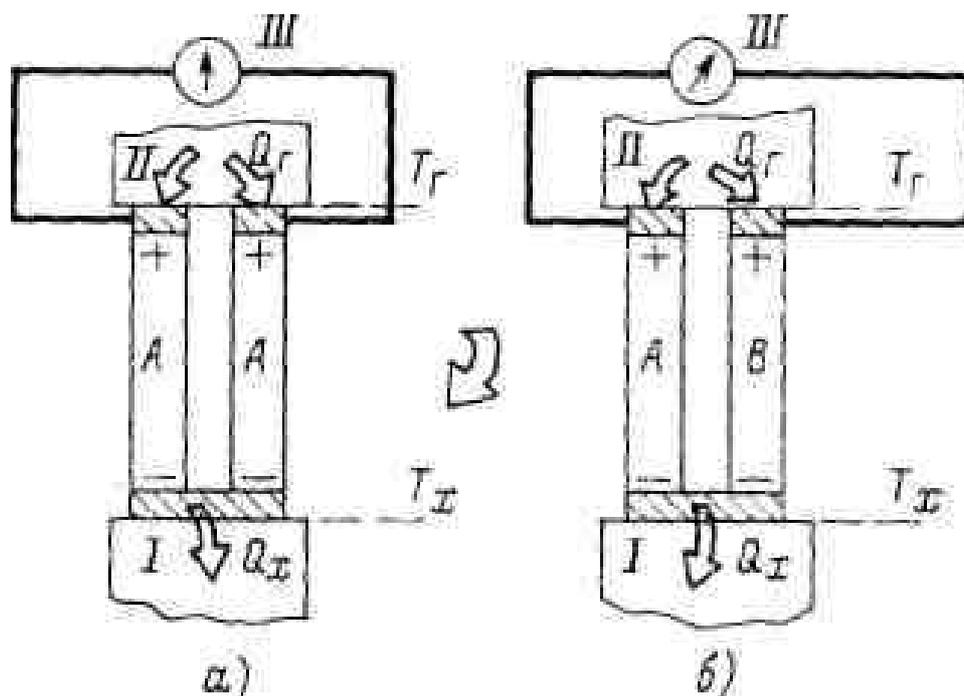


Рис. 4.3. Схема, иллюстрирующая эффект Зеебека: *а* – одинаковые проводящие стержни; *б* – разные-проводящие стержни; I – теплоприемник с температурой T_x ; II – теплоотдатчик с температурой T_r ; III – электроизмерительный прибор

Электродвижущая сила E термопары (В) определяется по формуле

$$E = (\alpha_A - \alpha_B)(T_r - T_x), \quad (4.1)$$

где α_A и α_B – коэффициенты термо-ЭДС материалов А и В, В/К.

У веществ с вырожденными электронами (металлов) энергия носителей тока [7] мало зависит от температуры, поэтому значения α у них невелики.

Разница в значениях α_A и α_B также невелика, так как она определяется в местах спая тем, что энергия электронов, связанная с тепловым движением, у разных металлов при данной температуре T может только немного различаться. У полупроводников, напротив, ЭДС, получаемая за счет эффекта Зеебека, может быть очень значительной; на этом основана работа термоэлементов, генерирующих электроэнергию за счет теплоты.

В дырочных полупроводниках (*p-типа*) возникновение термо-ЭДС аналогично описанному, но разница состоит в том, что на холодном конце скапливаются положительно заряженные дырки, а на горячем – соответствующий отрицательный заряд. На рис. 4.3,б в этом случае в стержне В знаки электрических зарядов изменяются на обратные и ЭДС термопары в соответствии с формулой (4.1) возрастает, так как абсолютные величины α_A и α_B будут не вычитаться, а складываться. Поэтому в термоэлементах всегда применяются пары, составленные из разных – дырочных и электронных

полупроводников (р- и n-типа). Вещества со смешанной проводимостью в термоэлементах не используются, так как в них на холодном конце стержней одновременно концентрируются и электроны, и дырки, заряды которых компенсируют один другой. В результате термо-ЭДС или не возникает совсем (когда концентрации и подвижности обоих видов носителей тока равны), или очень мала.

В 1834г. французский часовщик *Пельтье открыл эффект, противоположный явлению Зеебека*: при пропускании тока через цепь, состоящую из различных проводящих материалов, в местах контакта возникает разность температур – один спай нагревается, другой охлаждается.

Если холодный спай использовать для отвода теплоты от какого-либо объекта при низкой температуре, а теплый для отдачи теплоты при более высокой температуре, то получится трансформатор теплоты, работающий непосредственно за счет электрического тока. Однако, эффект Пельтье (как и эффект Зеебека) в металлах очень невелик. Выделение или поглощение теплоты на контакте двух металлов связано только с тем, что энергия теплового движения электронов несколько различается у разных металлов. Поэтому энергия электронов, образующих ток при переходе из одного металла в другой, должна либо несколько возрасти (что приводит к поглощению теплоты), либо уменьшиться (что дает выделение теплоты). По этой причине до появления полупроводников эффект Пельтье не находил практического применения, несмотря на то, что идея его использования для охлаждения была известна и экспериментально проверена.

В полупроводниках эффект Пельтье во много раз сильнее и проявляется в наибольшей степени в парах из разнородных проводников р- и n-типа.

Если ток в цепи направлен так, что электроны и дырки движутся к месту спая стержней (рис. 4.4,а) из [7], то электрон, перейдя из материала А в материал В, попадает на свободное место – в дырку.

При этом *исчезают и электрон и дырка. В теплоту переходят три вида энергии*:

- 1) затраченная в электронном полупроводнике (n-типа) на заброс электрона с донорного уровня в зону проводимости;
- 2) затраченная в дырочном полупроводнике (р-типа) на заброс электрона на акцепторный уровень из валентной зоны;
- 3) энергия теплового движения электрона и дырки.

Если направление тока противоположно (рис. 4.4,б), процесс идет в обратном направлении – в месте спая при температуре T_2 поглощается теплота Q_2 , необходимая для образования пары электрон – дырка.

Тепловой поток Q (Вт), поглощаемый или выделяемый в данном спае, определяется уравнением

$$Q = \pi I,$$

где π – коэффициент Пельтье, В; I – сила тока, А.

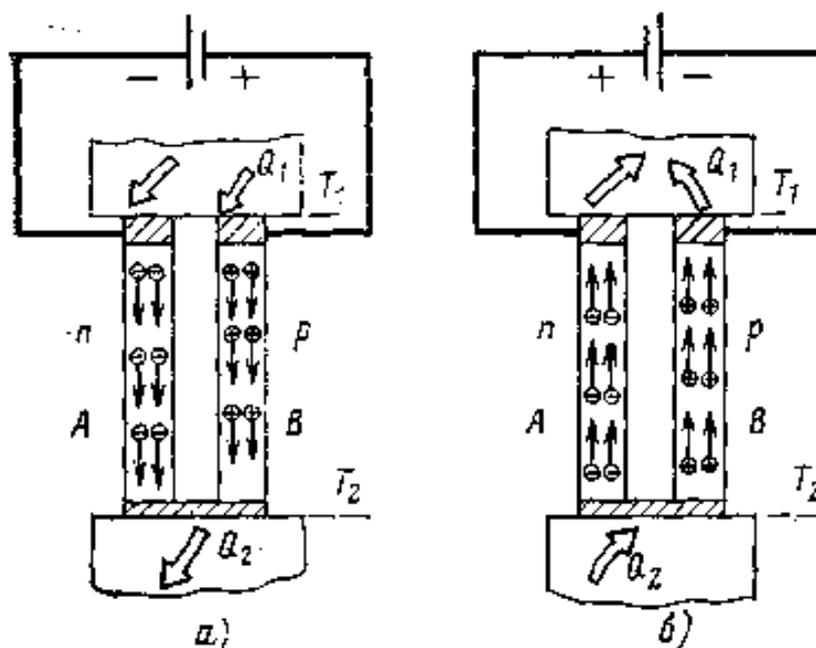


Рис. 4.4. Эффект Пельтье в парах полупроводников при перемене направления тока: *a* – $T_2 > T_1$; *b* – $T_2 < T_1$

Коэффициенты Пельтье и термо-ЭДС связаны соотношением

$$\pi = (\alpha_A - \alpha_B)T,$$

где T – температура спая.

В термоэлементах, служащих как для генерации тока, так и для трансформации теплоты, наблюдается еще один эффект, предсказанный, исходя из термодинамических соображений, Томсоном и обнаруженный Леру в 1867г.

Это эффект Томсона, заключающийся в том, что при протекании тока по материалу, в котором существует разность температур ($T_r - T_x$), выделяется или поглощается в единицу времени, в зависимости от направления тока, некоторое количество теплоты

$$Q_T = \tau(T_r - T_x)I,$$

где τ – коэффициент Томсона, связанный с термо-ЭДС α данного вещества соотношением

$$\tau = Td\alpha/dT.$$

Эффект Томсона не имеет отношения к неизбежным выделениям джоулевой теплоты при протекании тока через вещество, сопротивление которого отлично от нуля. Он возникает в результате перехода электронов при течении тока по материалу, температура которого по длине неодинакова.

Если электрон переходит в зону с более высокой температурой, то он пополняет свою энергию за счет окружающих атомов и происходит поглощение теплоты. Таким образом, эффект Томсона, «сглаживая» градиент температур, уменьшает термоэлектрический эффект.

При анализе работы термоэлементов необходимо, как уже указывалось, учитывать перенос энергии от теплых спаев к холодным, вследствие теплопроводности материала.

Увеличение интервала рабочих температур при конечной холодопроизводительности может быть достигнуто использованием батареи термоэлементов, составленной из нескольких каскадов. В такой каскадной термобатарее теплые спаи термоэлемента, расположенного в области более низких температур, охлаждаются холодными спаями термоэлемента, работающего при более высоких температурах.

Рассмотрим, например, трехкаскадную термобатарею (рис. 4.5) из [7]. Теплый спай первого каскада расположен под холодными спаями второго. Теплые спаи второго каскада термически связаны с холодными третьего. Теплые спаи третьего каскада отдают теплоту в окружающую среду.

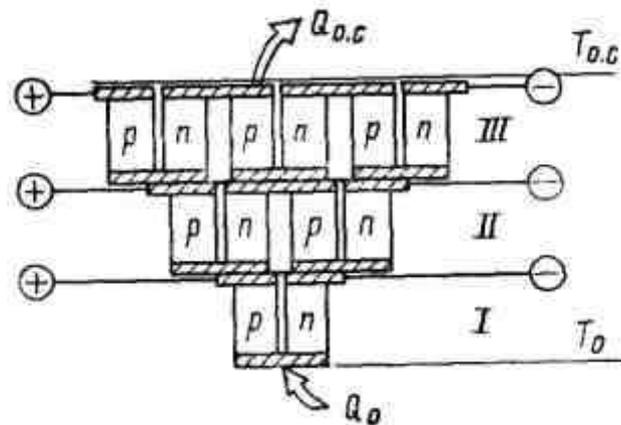


Рис. 4.5. Схема трехкаскадной термобатареи: I – нижний каскад; II – средний каскад; III – верхний каскад

Между термоэлементами каждого каскада прокладываются возможно тонкие электроизоляционные прослойки; питание каждого каскада производится самостоятельно.

Холодопроизводительность каждого каскада (как и в каскадных холодильных установках) должна обеспечивать отвод всей теплоты от нижних каскадов.

Область применения термоэлектрических трансформаторов теплоты ограничена, однако улучшением добротности полупроводниковых материалов и снижением их стоимости, а также конструктивным усовершенствованием таких установок эта область может быть несколько расширена.

Область температур, в которой применяются термоэлектрические трансформаторы теплоты, находится в пределах 150-170 К для холодильных агрегатов и 100°С для теплонасосных. Нижняя граница определяется свойствами полупроводниковых материалов, верхняя – практической нецелесообразностью применения тепловых насосов для температур выше 100°С.

В настоящее время разработаны и внедряются в промышленность различные термоэлектрические трансформаторы теплоты – небольшие кондиционеры воздуха, малые холодильники, термостаты, вакуумные ловушки, гигрометры, медицинские приборы и др.

Термомагнитные трансформаторы теплоты. В области температур ниже 150-170 К современные полупроводниковые термоэлементы непригодны. Поэтому до последнего времени при таких температурах могли использоваться только «классические» термомеханические способы охлаждения, основанные на сжатии и расширении какого-либо движущегося тела. Однако в последние годы появились охладители, в которых с помощью термомагнитного эффекта Эттингсхаузена можно обеспечить трансформацию теплоты в весьма важном для практики интервале температур 70-200 К. Так же как и при термоэлектрической трансформации теплоты, термомагнитный метод позволяет обойтись без каких-либо движущихся элементов.

Принцип действия термомагнитного трансформатора теплоты пояснен на рис. 4.6,а из [7].

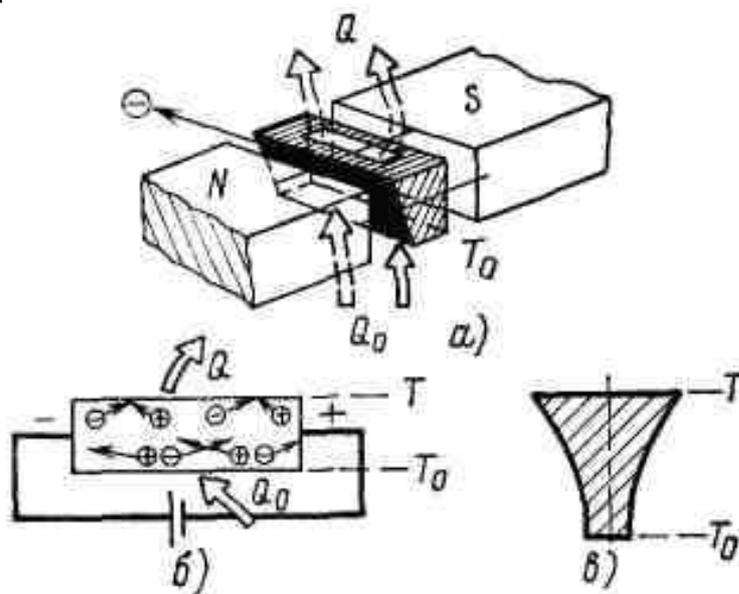


Рис. 4.6. Принцип действия термомагнитного охладителя: *а* – принципиальная схема; *б* – движение электронов и дырок в смешанном полупроводнике, помещенном в магнитное поле; *в* – поперечное сечение полупроводника с экспоненциальной формой боковых граней

Между полюсами N и S магнита расположен брусок полупроводникового материала, имеющий форму призмы. К торцам бруска подводится постоянная разность потенциалов, в результате чего в нем появляется ток, направление которого перпендикулярно направлению магнитного поля. При этом в материале полупроводника возникает градиент температур $\Delta T = T - T_0$ в направлении, перпендикулярном направлению как тока, так и магнитного поля (эффект Эттингсхаузена). При расположении полюсов магнита и направлении тока, показанных на рис. 4.6, верхняя грань бруска будет нагреваться, а нижняя охлаждаться. В стационарных условиях при отводе и подводе соответствующих количеств теплоты Q и Q_0 возникнет некоторый тепловой поток от нижней поверхности с температурой T_0 к верхней с более высокой температурой T .

Эффект Эттингсхаузена в отличие от эффекта Пельтье с наибольшей силой проявляется в материалах с равными концентрациями электронов и дырок, то есть в полупроводниках со смешанной проводимостью.

Схема рис. 4.6,б иллюстрирует эффект Эттингсхаузена в материалах с одинаковой электронной и дырочной проводимостью. Под действием магнитного поля движение электронов и дырок происходит не вдоль бруска, а по диагоналям, направленным у электронов, и у дырок снизу вверх (если полюс N магнита расположен над плоскостью чертежа, а полюс S – под ней). В результате одновременно с движением зарядов вдоль бруска возникает движение в поперечном направлении – снизу вверх. Возникновение пары электрон – дырка, образующейся у нижней границы, с поглощением энергии сопровождается рекомбинацией на верхней грани с выделением энергии. Первый эффект компенсируется подводом теплоты Q_0 от охлаждаемого тела при T_0 , второй – отводом теплоты к тепло-приемнику с температурой T .

Наилучшим из известных в настоящее время материалов для охладителей, основанных на эффекте Эттингсхаузена, служит сплав висмут-сурьма с содержанием сурьмы около 3%. Этот материал имеет смешанную проводимость и сравнительно, с чистым висмутом, малую теплопроводность.

Аналогично тому, как это делается в полупроводниковых термоэлементах, в данном случае можно обеспечить существенное повышение КПД и $\Delta T_{\text{макс}}$ путем применения каскадной схемы. Каждый последующий каскад должен иметь большее сечение, чем предыдущий, так как через него необходимо отводить количество теплоты, равное $Q_0 + \sum W$ (где W – суммарная электрическая мощность всех предыдущих каскадов).

В термомагнитном охладителе эта задача решается проще, чем в термоэлектрическом, так как электрической изоляции между каскадами не требуется (во всех ступенях подводится один и тот же электрический потенциал). Поэтому система изготавливается из одного куска материала путем простого увеличения сечения полупроводниковой призмы в направлении теплового потока. Образующие боковых граней бруска, обращенные к полюсам магнита, должны иметь форму, близкую к экспоненциальной. Форма сечения такого бруска показана на рис. 4.6,в.

Температурные характеристики термомагнитного охладителя, полученные при разных напряженностях магнитного поля, показаны на рис. 4.7 из [7]. Зависимость $\Delta T_{\text{макс}}$ от напряженности магнитного поля дана для трех температур $T = 77; 156$ и 195 К. При каждой температуре испытывались образцы сплава висмут – сурьма прямоугольной и экспоненциальной формы. Экспоненциальная форма образца полупроводникового материала более выгодна. При $T=156$ К и магнитной индукции 1,4 Тл удалось получить $T_0 = 54$ К, то есть $\Delta T_{\text{макс}}=102^\circ\text{C}$.

Термомагнитные охладители обладают рядом преимуществ по сравнению с термоэлектрическими. Охладитель, основанный на эффекте Эттингсхаузена, конструктивно проще, так как состоит из материала одного типа, а не двух (n- и p-типов), как в термоэлектрическом. Каскадная схема

создается также из одного материала. Термомагнитные (ТМЭ) охладители лучше работают при $T < 200$ К, когда термоэлектрические (ТЭ) трансформаторы теплоты не применяются. В тех случаях, когда необходимо вести охлаждение с T_{oc} до $T < 200$ К, целесообразно использовать сочетание термоэлектрического и термомагнитного охладителей – первого – для верхней ступени, второго – для нижней.

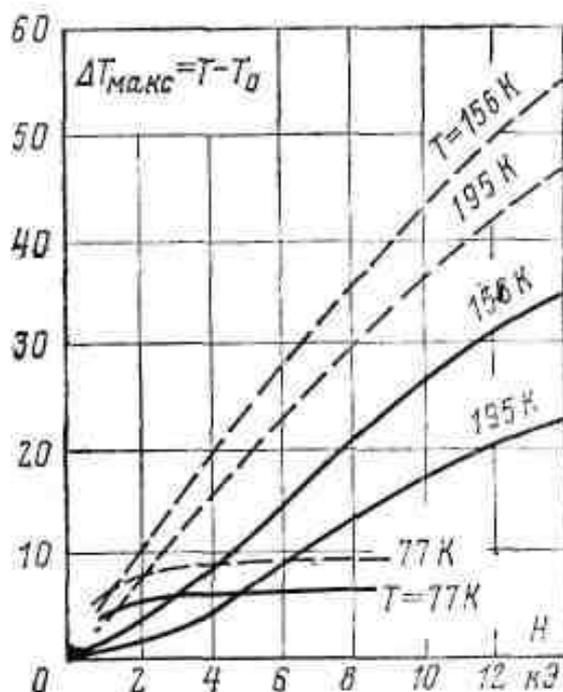


Рис. 4.7. Зависимость ΔT_{max} от напряженности магнитного поля для разных значений T

Коэффициент полезного действия трансформаторов теплоты на эффекте Эттингсхаузена, как и ТЭ-систем, не превышает нескольких процентов; здесь сказываются те же необратимые эффекты – теплопроводность и джоулева теплота.

Термодинамические основы получения низких температур магнитокалорическим (МК) и электрокалорическим (ЭК) методами. Системы, основанные на МК- и ЭК-эффектах, в отличие от термоэлектрических и термомагнитных методов, пока наиболее широко используются при весьма низких температурах – от 1К и ниже. В этой области температур применение любых газожидкостных циклов исключено, так как при $T < 1$ К все вещества, за исключением двух изотопов гелия He^4 и He^3 , могут находиться только в твердом состоянии. Возможно только использование в качестве хладагентов жидких кипящих He^4 и He^3 , но для этого необходимо значительное разрежение [7].

В табл. 4.1 приведены значения упругости пара над жидкими He^4 и He^3 для температур 0,3-2К.

Таблица 4.1

Упругость пара над He^4 и He^3 при низких температурах

Изотоп гелия	Упругость пара (Па) при T, К				
	0,3	0,5	0,8	1	2
He^4	$5,16 \cdot 10^{-8}$	$2,17 \cdot 10^{-3}$	1,52	16	$3,16 \cdot 10^3$
He^3	$1,99 \cdot 10^{-1}$	18,86	364,9	$1,14 \cdot 10^3$	$20 \cdot 10^3$

Из табл.4.1 следует, что даже при использовании изотопа He^3 получение температур ниже 0,5 К путем его испарения становится очень сложным. Поэтому температуры ниже 1– 0,5 К можно получить только другими методами, в частности растворением He^3 в He^4 или применением магнитокалорического (МК) либо электрокалорического (ЭК) эффекта.

Эти методы основаны на том, что охлаждение тела и соответствующее уменьшение его внутренней энергии могут быть достигнуты не только адиабатным расширением, но и любой другой работой системы в адиабатных условиях.

В 1926 году Дебай и Джиок предложили для охлаждения при низких температурах использовать адиабатное размагничивание парамагнитных солей. Магнитные свойства этих солей связаны с наличием в их составе атомов, имеющих магнитный момент и представляющих собой, таким образом, элементарные слабо связанные между собой магнетики. Обычно эти магнетики ориентированы хаотически, но при наложении магнитного поля они ориентируются по направлению магнитных силовых линий.

Работа намагничивания в адиабатных условиях вызывает повышение температуры (процесс 1-2 на T-S-диаграмме рис. 4.8 из [7]). Если же намагничивание производить в изотермических условиях (например, отводя теплоту в ванну с жидким гелием при 1К), то энергия в форме теплоты будет отведена, а энтропия, как всегда при отводе теплоты, уменьшится (процесс 1-3).

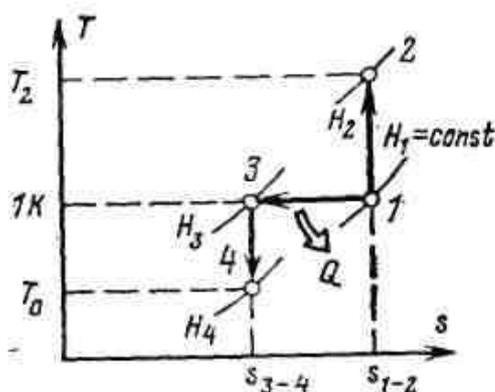


Рис. 4.8. Изменение температуры и энтропии парамагнитной соли при намагничивании (процессы 1-2 и 1-3) и размагничивании (процесс 3-4)

С точки зрения статистики уменьшение энтропии связано с большей упорядоченностью системы при изотермическом намагничивании (переходом в менее вероятное состояние). Часть энтропии, связанная с магнитными

явлениями, – магнитная часть энтропии – уменьшается. Если намагничивание производить адиабатно, то постоянство энтропии сохраняется вследствие того, что ее увеличение от повышения температуры компенсируется уменьшением от убывания магнитной части.

Если парамагнитную соль, находящуюся в состоянии, соответствующем точке 3, размагнитить в адиабатных условиях (снять магнитное поле), то она охладится до некоторой температуры $T_0 < T$, так как часть внутренней энергии (энергии теплового движения) будет затрачена на то, чтобы вернуть элементарные магнетики к прежнему хаотическому расположению (процесс 3-4). При этом магнитная часть энтропии возрастет, а часть, связанная с тепловым движением, на столько же уменьшится вследствие понижения температуры. В итоге суммарная энтропия останется неизменной.

Процесс адиабатного размагничивания 3-4 используют для получения температур ниже 1 К.

Магнитокалорические (МК) и электрокалорические (ЭК) трансформаторы теплоты. Низкие температуры можно получить однократным адиабатным размагничиванием в установке, схема которой показана на рис. 4.9 из [7]. Блок парамагнитной соли (I) вместе с охлаждаемым веществом закрепляется малотеплопроводными креплениями внутри камеры (III), соединенной с вакуум-насосом. Камера находится в сосуде Дьюара (IV) с жидким гелием, температура которого путем откачки может быть понижена до 1-1,2 К. Для уменьшения потерь сосуд Дьюара (IV) с гелием помещен в другой сосуд (V), заполненный жидким водородом или неоном.

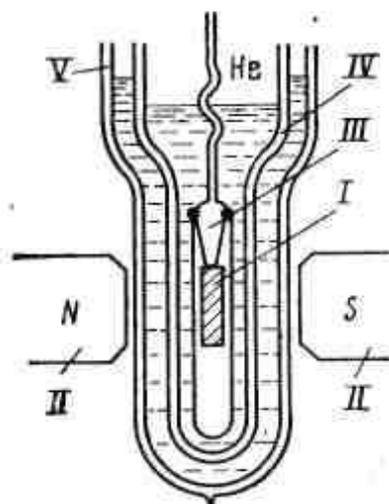


Рис. 4.9. Схема установки для магнитокалорического охлаждения в области ультранизких температур

При включении магнита (II) теплота, выделяемая солью при намагничивании, отводится к жидкому гелию через остаточный газ, находящийся в камере (III); затем газ из камеры откачивают и магнитное поле выключают.

Соль охлаждается на несколько десятых долей градуса, и на ее поверхности конденсируется большая часть оставшегося в камере гелия.

Полученный высокий вакуум обеспечивает теплоизоляцию соли, нужную для того, чтобы не дать ей отогреться в течение достаточно долгого времени, нужного для опыта. Естественный обогрев в этих условиях не превышает долей градуса в час.

Более эффективна, основанная на этом же принципе, установка непрерывного (циклического) действия (рис.4.10) из [7], позволяющая поддерживать низкую температуру охлаждаемого тела в течение любого нужного времени.

Парамагнитная соль (A) помещается в изолированном пространстве между полюсами (N) и (S) мощного электромагнита. При замыкании либо размыкании приспособлений (K_1) и (K_2), которые называются тепловыми ключами, соль может вступать в термический контакт либо с жидким гелием, находящимся в ванне при температуре около 1К, либо с «аккумулятором холода» (B) – ампулой с хромокалиевыми квасцами, служащими для выравнивания температур и охлаждения исследуемых образцов, которые помещаются в камере (E).

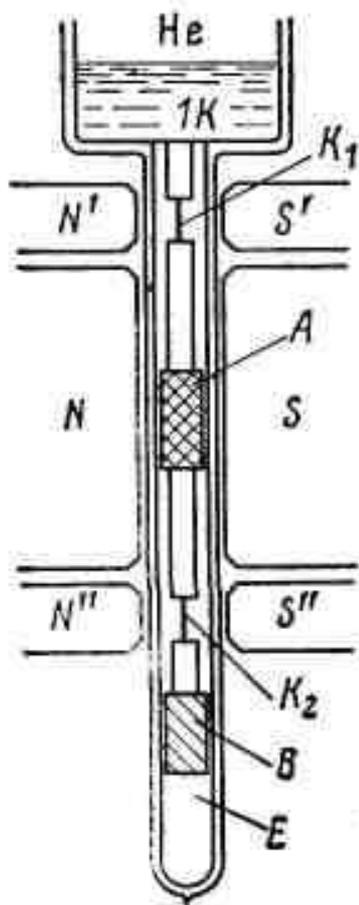


Рис. 4.10. Схема магнитной холодильной установки непрерывного действия

При намагничивании, когда соль нагревается, тепловой ключ (K_1) замыкается и теплота намагничивания соли отводится в ванну жидкого гелия; затем при разомкнутом ключе (K_1) соль размагничивается и охлаждается. После

этого выключатель (K_2) замыкается и теплота отводится от ампулы (В) к охлажденной соли.

Основными элементами, отличающими установку циклического действия от описанной выше установки периодического действия, являются тепловые ключи (K_1) и (K_2). Принцип их действия основан на том, что при разрушении сверхпроводимости материалов наложением сильного магнитного поля, их теплопроводность резко возрастает. Например, теплопроводность чистого свинца в сверхпроводящем состоянии меньше его теплопроводности в состоянии, когда сверхпроводимость разрушена (при той же температуре), на один-два порядка.

Использование этого явления позволяет, включая или выключая магниты $N'-S'$ и $N''-S''$, делать каждую свинцовую ленту (или проволоку) K_1 и K_2 либо теплопроводной (ключ замкнут), либо малотеплопроводной (ключ разомкнут). Таким образом, в нужные отрезки времени обеспечивается тепловой контакт либо с верхним теплоприемником (холодильником), которым служит жидкий гелий при температуре 1 К, либо с охлаждаемым объектом, находящимся при более низкой температуре T_0 .

В зависимости от тепловой нагрузки температура T_0 устанавливается на уровне 0,65-0,25 К. Холодопроизводительность установки (Q_0) очень мала и меняется в зависимости от температуры. Для одной из таких машин, описанных в литературе, приводятся следующие значения Q_0 из [7]:

Температура, К	10^{-5} , Вт	Температура, К	10^{-5} , Вт
0,65	3,45	0,35	1,11
0,55	2,33	0,26	0,47
0,45	2,00	0,2	0.

При среднем значении $T_0 = 0,45$ К эксергетическая холодопроизводительность $Q_e = Q_0(\tau_q)_n$ составляет

$$\frac{293 - 0,45}{0,45} 2,0 \cdot 10^{-5} = 1,3 \cdot 10^{-2} \text{ Вт.}$$

Малая холодопроизводительность установки связана не только с трудностями работы при столь низких температурах. Следует учитывать, что вследствие чрезвычайно малой теплоемкости веществ при температурах ниже 1 К их охлаждение на несколько десятых градуса требует отвода очень небольших количеств теплоты. Так, холодопроизводительность в $1 \cdot 10^{-5}$ Вт достаточна, чтобы охладить за час около 4 кг меди с 1 до 0,3 К.

Способы получения низких температур с помощью адиабатного размагничивания можно использовать лишь до тех пор, пока тепловые колебания молекул могут нарушать упорядоченное расположение элементарных магнетиков. При понижении температуры за определенный предел эти колебания становятся настолько слабыми, что взаимодействие магнетиков оказывается сильнее и их упорядочение происходит без внешнего

магнитного поля. Чтобы снизить этот предел, нужно увеличить расстояние между магнитными атомами и тем самым уменьшить их взаимодействие. Так, для работы в области температур до 0,05 К используют хромокалиевые и железоаммониевые квасцы, у которых на 1 магнитный атом железа или хрома приходится 60 не магнитных атомов. При этом, естественно, холодопроизводительность единицы массы соли уменьшается. Используя такие «разбавленные» соли, удастся получить температуру 0,001К.

Более низкие температуры достигаются так называемым ядерным размагничиванием. В этом случае используется не магнитный момент атомов, а магнитный момент ядер (у меди, кобальта и др.). Предварительное охлаждение до 0,01 К производится адиабатным размагничиванием солей. Ядерным охлаждением может быть достигнута температура до $1 \cdot 10^{-5} - 1 \cdot 10^{-6}$ К.

Аналогичные установки для ЭК-охлаждения устроены подобным же образом с использованием тепловых ключей. Диэлектрик помещается между двумя обкладками, на которые периодически подается напряжение в несколько десятков киловольт. При наложении поля происходит поляризация диэлектрика, сопровождающаяся повышением его температуры, при снятии – деполяризация и охлаждение. Цикл работы установки аналогичен показанному на рис. 4.10 из [7] с той только разницей, что вместо линий $H = \text{const}$ на диаграмме будут линии $E = \text{const}$. ЭК-установки проще МК-установок, так как отпадает необходимость в магнитах.

Процессы охлаждения в магнитном и электрическом полях в принципе не связаны с эффектами, возникающими только при ультранизких температурах. До недавнего времени считалось, что указанные процессы целесообразно применять лишь в этой области. Между тем новые исследования термодинамических свойств веществ показали, *что процессы МК- и ЭК-охлаждения могут быть работоспособны вплоть до температуры окружающей среды.* Такие процессы представляют интерес для создания рефрижераторов и тепловых насосов на основе непосредственного использования электроэнергии без термомеханических процессов (или с минимальным их применением).

Как известно, вещество тем больше подходит для процесса внутреннего охлаждения, чем в большей степени оно способно изменять энтропию в изотермических условиях и понижать температуру в адиабатных при заданном изменении обобщенной силы (H или E). В этой связи замечательны свойства ферромагнетиков и сегнетоэлектриков вблизи точек Кюри. Характер изменения магнитной восприимчивости (χ) и холодильный коэффициент (ϵ) этих материалов отличается тем, что из-за фазового перехода второго рода в точках Кюри имеется пик. Вблизи этого пика при том же изменении напряженности магнитного или электрического поля можно получить большую изотермическую разность энтропии и существенное снижение температуры в адиабатном процессе.

Для различных температурных уровней требуются различные рабочие вещества. Существует множество ферромагнитных материалов, точки Кюри

которых лежат в интервале 24-293 К. Не менее разнообразен и выбор сегнетоэлектриков. Насчитывается более 290 индивидуальных соединений и около 1500 материалов – твердых растворов. Таким образом, работа вблизи точки Кюри как в магнитокалорической, так и в электрокалорической системах может быть обеспечена в широком диапазоне температур. *Основная трудность при инженерной реализации МК- и ЭК-эффектов* в значительном интервале температур в принципе та же, что и в термомеханической системе: необходимость увеличить сравнительно небольшой интервал температур, получаемый в единичном процессе размагничивания и деполяризации. Решение здесь также может быть аналогичным: каскад из нескольких ступеней охлаждения, осуществляемый при помощи каких-либо тепловых ключей, или регенеративный теплообмен. Однако осуществление этих способов при температурах выше гелиевых и на основе твердых тел требует специальных инженерных решений. Соответствующие работы находятся пока в начальной фазе, но весьма перспективны.

В этой связи следует указать [7], что ЭК- и МК-системы могут в принципе не иметь собственных потерь. Их эффективность определяется только техническими потерями – внутренними и внешними. К внутренним (d_1) относятся потери из-за нагрева токами Фуко и от гистерезиса. Методы снижения потерь от вихревых токов известны из электротехники. Аналогичные задачи возникают, например, при проектировании трансформаторов. Гистерезисные потери существенны только при достаточно больших значениях H и E в ферромагнетиках и сегнетоэлектриках. Следовательно, чтобы свести к минимуму эти потери, надо работать при напряженностях магнитного или электрического полей, не превышающих определенных, оптимальных для каждого случая значений.

Внешние потери (d_e) могут быть связаны с периодическим характером потребления и возвращения в сеть электроэнергии при намагничивании (или поляризации) и размагничивании (или деполяризации). Для снижения этих потерь необходимы специальные системы, например колебательные контуры, характеризующиеся соответствующей частотой.

Характеристика холодильных агентов

Для осуществления процесса трансформации теплоты применяются различные рабочие тела, представляющие собой индивидуальные вещества и смеси веществ.

В термомеханических трансформаторах теплоты в качестве рабочих тел применяются:

холодильные агенты (хладоагенты) – вещества и их смеси, имеющие при давлении 0,1 МПа температуру кипения 350 – 120 К. При температуре 350 – 250 К хладоагенты используются в большинстве случаев в теплонасосных установках, при температуре 273 – 120 К – в установках кондиционирования воздуха и холодильных установках;

криоагенты – вещества и их смеси с температурой кипения ниже 120 К;

абсорбционные пары веществ – рабочие агенты и абсорбенты абсорбционных установок [вода-бромистый литий ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$), аммиак-вода ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$)];

вода, в связи со сравнительно высокой температурой ее тройной точки (0°C), имеет очень низкое давление водяного пара ($0,063$ кПа) и удельный объем (206 м³/кг), поэтому применяется в установках кондиционирования воздуха, где температура теплоотдатчика выше 0°C . Вода как хладагент находит применение в установках абсорбционного и эжекционного типа.

К холодильным агентам предъявляются четыре основные группы требований: термодинамические, физико-химические, физиологические и экономические.

Термодинамические:

большая объемная холодопроизводительность

$$q_v = q_o / \nu,$$

(ν – удельный объем сухого насыщенного или перегретого пара, м³/кг), так как уменьшается объем циркулирующего холодильного агента и размеры, следовательно, масса компрессора. Это требование не решающее, так как с повышением q_v растет разность давлений, что весьма нежелательно;

невысокое давление сжатия (P_k), так как высокое давление приводит к усложнению и утяжелению конструкции компрессора;

давление сжатия должно быть выше давления окружающей среды ($P_k > P_{o.c}$), при $P_k \leq P_{o.c}$ в систему может засасываться воздух, который отрицательно влияет на работу установки;

степень сжатия P_k/P_o – невысокой, так как ее снижение ведет к снижению затрагиваемой работы (l_s) и габаритов компрессора, повышается КПД компрессора;

высокая теплота парообразования (r), что напрямую связано с первым требованием (повышением q_v) – снижается масса холодильного агента;

температура затвердевания должна быть низкой, а критическая ($T_{кр}$) – высокой. Первая ограничивает возможность достижения низких температур, вторая – влияет на холодильный коэффициент ($\varepsilon = q_o \eta_{эм} / l_s$), при снижении $T_{кр}$ он снижается;

небольшие плотность (ρ) и вязкость (μ) – для сокращения гидравлических потерь в трубопроводах и клапанах. При уменьшении μ увеличивается коэффициент теплоотдачи (α) и теплопередачи (k), что уменьшает расход металла на теплообменные аппараты.

Физико-химические:

растворимость холодильного агента в воде, во избежание образования ледяных пробок в дросселе и нарушения работы системы. Свободная вода способствует коррозии металлов;

растворимость в масле, если холодильный агент не растворяется в масле, то оно легко отделяется от холодильного агента, который кипит при постоянной температуре (t_o) независимо от количества масла в системе.

Образуется масляная пленка на стенках теплообменных аппаратов, ухудшающая теплопередачу. При растворимости холодильного агента слой масла с теплопередающих поверхностей смывается практически полностью, что улучшает теплопередачу. Однако его трудно удалить из испарителя и повышается t_o при увеличении концентрации масла, что снижает надежность работы установки;

нейтральность к металлам (даже в присутствии влаги) и прокладочным материалам;

негорючесть и невзрывоопасность;

должны обладать запахом, цветом или другими свойствами, позволяющими легко обнаружить утечку;

не должны разлагаться при высоких температурах.

Физиологические: не должны быть ядовитыми, вызывать удушье и раздражение слизистых оболочек глаз, носа, дыхательных путей человека.

Экономические: должны быть недефицитными и дешевыми.

Так как невозможно найти универсальное вещество, отвечающее всем требованиям, то холодильный агент выбирается с учетом назначения, условий работы и конструктивных особенностей трансформаторов теплоты.

Одним из первых холодильных агентов была вода. Теперь она применяется в пароводяных эжекторных, бромисто-литиевых и водо-аммиачных абсорбционных установках. В 19-ом веке широко применялись аммиак (NH_3 , 1874 г.), сернистый ангидрид (SO_2 , 1874 г.), хлористый метил (CH_3Cl , 1878 г.), диоксид углерода (CO_2 , 1881 г.). Из этих веществ в наше время наиболее распространен аммиак.

С 1930 года широко применяют фреоны – фтористые, хлористые производные насыщенных углеродов (C_mH_n) – фторхлорзамещенные фреоны (хладоны).

По международной классификации (ИСО) их обозначают R (*Refrigerent* – холодильный агент), цифры при R: 1 – для метанового ряда; 11 – этанового ряда; 21 – пропанового ряда; 31 – бутанового ряда; затем цифра, равная числу атомов фтора. Число атомов водорода (H_2), если они есть, прибавляют – у производных метана к первой цифре, а у других – ко второй.

Хладоагентам неорганического происхождения присваивают номера, равные их молекулярной массе плюс 700: аммиак (NH_3) – R717; вода (H_2O) – R718; диоксид углерода (CO_2) – R744.

Приведем из [5, 6, 8] характеристику некоторых, наиболее широко применяющихся холодильных агентов.

Аммиак – газ без цвета с резким удушливым запахом, вредным для человека; предельно допускаемая концентрация в воздухе 0,02 мг/л; концентрация 0,5 – 1,0 об. % приводит к смерти; в соединении с воздухом при концентрации 15 – 28 об. % – взрывоопасен. Пары аммиака легче воздуха. На черные металлы, алюминий (Al) и фосфористую бронзу он не действует, но в присутствии влаги разрушает цинк, медь и ее сплавы. Хорошо растворяется в воде, в масле малорастворим.

По термодинамическим свойствам NH_3 – лучший хладагент. При обычных условиях (до 30°C) P_k не выше 1,2 МПа, только при высокой температуре воды, например, 95°C , его давление повышается до 5,5 МПа.

Применяется в поршневых винтовых холодильных компрессорах, турбокомпрессорах, ротационных компрессорах, в абсорбционных холодильных машинах при $t_k \leq 40^\circ\text{C}$; $t_o \geq -60^\circ\text{C}$.

Хладон – 11 (R11) – CFCl_3 (замещение H_4 в метане) – газ примерно в 5 раз легче воздуха, безвреден для человека; в воде не растворяется, поэтому содержание влаги в нем не должно превышать 0,0025 об. %. Неограниченно растворяется в минеральном масле; инертен ко всем металлам, за исключением сплавов, содержащих более 2% магния (Mg). Не взрывоопасен.

Хладон – 12 (R12) – CF_2Cl_2 – бесцветный газ со слабым специфическим запахом, неощутимым при концентрации менее 20 об. %; примерно в 4 раза тяжелее воздуха. При его содержании в воздухе более 30 об. % наступает удушье из-за недостатка кислорода (O_2); не взрывоопасен, но при $t > 400^\circ\text{C}$ разлагается с образованием хлористого водорода, фтористого водорода и отравляющего вещества фосгена, поэтому курить и работать при открытом пламени возле этих установок воспрещается.

Неограниченно растворяется в масле, растворимость повышается с повышением давления и уменьшением температуры. В воде практически не растворяется, нейтрален ко всем металлам, хороший растворитель многих органических веществ, поэтому обычная резина непригодна для изготовления прокладок (применяется специальная маслостойкая резина – севанит или паранит (асбест + каучук + наполнитель)).

Может проникать через малейшие неплотности в системе и даже через поры обычного чугуна, поэтому в трансформаторах теплоты (в компрессорах) используют отливки из плотного мелкозернистого чугуна. Так как объемная холодопроизводительность $q_{0R12} < q_{0NH_3}$, то размеры компрессоров, работающих на R12, больше.

Применяется в поршневых холодильных установках любой холодопроизводительности при $t_k \leq 60^\circ\text{C}$, в турбокомпрессорах, ротационных и винтовых компрессорах.

Хладон – 22 (R22) – более ядовит, чем R12, но не взрывоопасен; неограниченно растворяется в масле при высоких t_k , при низких температурах имеет ограниченную растворимость, в результате чего при кипении в верхней части испарителя образуется слой, богатый маслом; в воде растворяется слабо. Коэффициент теплоотдачи при кипении и конденсации на 25-30%, а q_0 примерно на 60% выше, чем у R12.

Азеотропные смеси: смеси R12 и R22; R124 и RC318 и др. – не меняют своего состава при кипении и конденсации.

смесь R22 и R115 (соответственно 48,8% + 51,2%) – R502 (формула $\text{CHCl}_2/\text{CClF}_2\text{CF}_3$); стандартные условия: $t_o = -45,63^\circ\text{C}$, $t_k = 35^\circ\text{C}$, $P_k = 1,5$ МПа. Растворимость в масле, коэффициенты α и k при конденсации такие же, как для

R22. Малотоксична, инертна к металлам. Применяется в поршневых компрессорах при $t_o \leq -18^\circ\text{C}$.

смесь R152 и R12 (26,2% + 73,8%) – R500 (формула $\text{CCl}_2\text{F}_2/\text{CH}_3\text{CHF}_2$); стандартные условия: $t_o = -33^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$, $P_k = 0,8\text{МПа}$. Используют в торговых и промышленных холодильных установках с поршневыми компрессорами.

Хладоносители – вещества, с помощью которых теплота отводится от охлаждаемых объектов и передается хладоагенту. Их применяют в установках, на которых нежелательно непосредственное охлаждение с помощью хладоагента. Они должны иметь:

низкую температуру замерзания (t_3);

высокие теплоемкость и теплопроводность;

малые вязкость и плотность;

химическую нейтральность по отношению к металлам и прокладочным материалам; безвредность и безопасность и невысокую стоимость.

Самый доступный хладоноситель – вода, но из-за высокой температуры замерзания она используется в установках кондиционирования воздуха и в технологических процессах при $t > 0^\circ\text{C}$; применяют водные растворы (рассолы) солей NaCl и CaCl_2 , свойства которых зависят от концентрации солей в растворе. Так при концентрации CaCl_2 около 30% $t_3 = -55^\circ\text{C}$.

Концентрация рассола всегда должна соответствовать режиму работы установки и не должна быть больше концентрации криогидратной точки (когда раствор имеет самую низкую t_3 и легко плавится). При повышении концентрации рассола повышается плотность и снижается теплоемкость, что ведет к повышению расхода электрической энергии на работу рассольного насоса. Причем $t_3 < t_o$ примерно на $5-8^\circ\text{C}$. Так при t_o до -20°C применяется NaCl ; при более низких температурах – CaCl_2 .

При $t < -50^\circ\text{C}$ используют органические вещества: водный раствор этиленгликоля ($\text{HOCH}_2\text{CH}_2\text{OH}$), $t_3 = -72^\circ\text{C}$; холодильный агент R30, $t_3 = -96,7^\circ\text{C}$; R11, $t_3 = -111^\circ\text{C}$. В качестве хладоносителя используют также воздух.

Для снижения коррозионной способности рассолов в них добавляют ингибиторы: хроматы натрия и калия (Na_2CrO_4 и K_2CrO_4); бихромат натрия ($\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$) в смеси едким натрием (NaOH) и др. Для увеличения объемной подачи насосов и снижения затрат электрической энергии в рассолы добавляют ПАВ (поверхностно-активные вещества) в количестве 0,03-0,07%.

Для снижения щелочности ($\text{pH} > 10$) рассола CaCl_2 его обогащают углекислым газом, для кислых рассолов ($\text{pH} < 7$) применяют раствор свежегашеной извести $\text{Ca}(\text{OH})_2$.

Действительный цикл паровой компрессионной холодильной установки

Как известно, в основе цикла холодильной установки (парокомпрессионного трансформатора теплоты) – цикл Карно (рис.4.11), в котором для получения холода используются процессы: испарения ($t_o = \text{const}$);

сжатия (адиабатное $S = \text{const}$); конденсация ($t_k = \text{const}$); расширение в детандере ($S = \text{const}$).

Холодильный коэффициент цикла Карно

$$\varepsilon_p = \frac{q_o}{l_u} = \frac{T_o}{T_k - T_o},$$

где $l_u = l_{сж} - l_p$ – работа цикла; $l_{сж}$ и l_p – соответственно работа сжатия (процессы 1-2) и расширения (процесс 3-4), q_o – удельная холодопроизводительность установки (площадь $b41a$ под процессом испарения $t_o = \text{const}$).

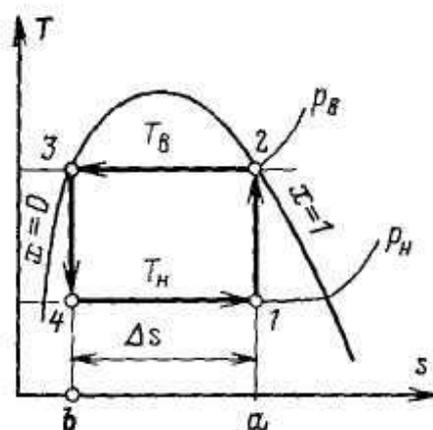


Рис. 4.11. Процесс работы идеального парокompрессионного трансформатора теплоты

В действительном цикле вместо детандера используют регулирующий вентиль (PB) по следующим причинам:

1) вследствие малого удельного объема жидкого хладагента, поступающего в расширительный цилиндр детандера, размеры последнего малы, что затрудняет его конструирование и изготовление;

2) работа, получаемая в адиабатном процессе расширения жидких холодильных агентов (l_p) очень мала (см. $T-S$ или $lgP-h$ диаграммы холодильных агентов [4]), а механические потери в детандере поглощают значительную часть этой работы.

Однако применение регулирующего вентиля (PB) приводит к некоторым потерям (рис.4.12):

1) процесс адиабатного расширения заменяется дросселированием ($h-\text{const}$ – процесс 4-5);

2) теряется полезная работа расширения l_p , что увеличивает работу цикла ($l_u = l_{сж} = l$);

3) уменьшается холодопроизводительность на величину $\Delta q_o = \text{пл. } el_1bf = h_{e1} - h_b = l_p$, так как работа сил трения превращается в теплоту, вызывая дополнительное испарение холодильного агента, что дает дополнительные

дроссельные потери ($h_3 - h_6$). Так как $\Delta q_o = l_p$, то холодильный коэффициент цикла с регулирующим вентилем

$$\varepsilon_{pv} = \frac{q_o - \Delta q_o}{l_{сж} + l_p}$$

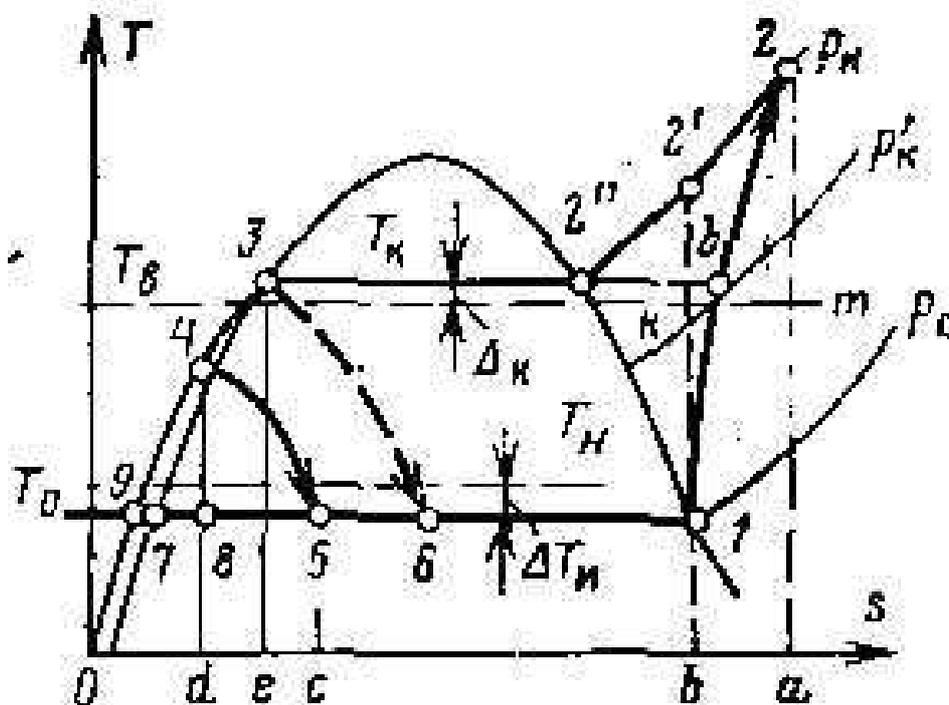


Рис. 4.12. Процесс работы реального парокомпрессионного трансформатора теплоты (холодильной установки)

Для снижения отрицательного воздействия $PВ$ – перед ним жидкость переохлаждается (процесс 3-4), что уменьшает бесполезное парообразование в процессе дросселирования и повышает q_o на пл. $c56f = \Delta q_o$. Холодильный коэффициент цикла с переохлаждением

$$\varepsilon_n = \frac{q_o + \Delta q_o}{l}$$

Для улучшения работы компрессора применяют сухой ход компрессора, то есть пар, поступающий из испарителя, должен быть: a – освобожден от жидкости в отделителе жидкости, либо \bar{b} – перегрет. При этом q_o повышается на $q_{ec} = \text{пл. } b1'l'ab = h_1 - h_{1'} = \Delta q_o$ (\bar{b} – перегрев паров), а работа цикла на $-\Delta l = \text{пл. } n2''2'1'n$ (a – пар осушен). Холодильный коэффициент при сухом ходе компрессора (без учета q_{ec}) цикл – пл. $1'2''3451'$

$$\varepsilon_c = \frac{q_o + \Delta q_o}{l + \Delta l}$$

Поскольку в действительном (реальном) цикле давление холодильного агента в процессах конденсации и переохлаждения $P_k = \text{const}$, то в практических расчетах процессы (цикл) парокомпрессионной холодильной установки

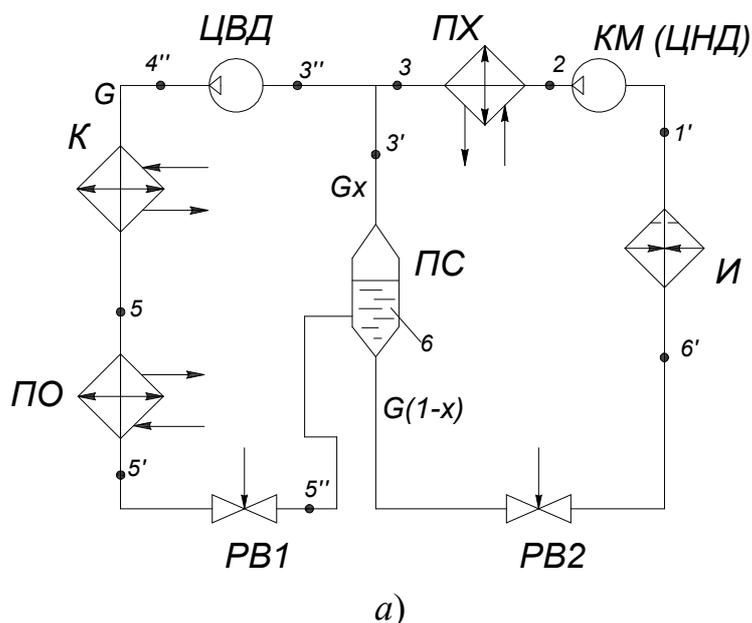
строятся в $\lg P-h$ диаграмме *, **. Примеры выполнения расчетно-графических работ с построением цикла в $\lg P-h$ диаграмме, расчетом теплового баланса, показателей работы установки и компрессора и выбор теплообменников (испаритель, конденсатор, переохладитель) приведены в приложении Б и **.

Конструкции компрессоров, конденсаторов, переохладителей и испарителей приведены в [1,3,5,8,9].

Многоступенчатое сжатие в компрессоре. Сложные циклы

Большая степень сжатия ($\varepsilon = P_k/P_o > 7$) для компрессоров приводит к уменьшению КПД, увеличению дроссельных потерь, что снижает экономичность его работы и снижение холодопроизводительности. При увеличении ε повышается температура сжатия, что ухудшает условия смазки компрессора и может вызвать самовозгорание масла, смазывающего цилиндр. Для уменьшения ε в одном цилиндре применяется многоступенчатое сжатие холодильного агента в двух, трех (и более) последовательно соединенных цилиндрах. Уже при $\varepsilon \geq 8$ выгодно двухступенчатое сжатие.

Двухступенчатое сжатие с двойным регулированием и неполным промежуточным охлаждением. Жидкий холодильный агент в количестве (G) из конденсатора (K) поступает в переохладитель ($ПО$), где в процессе 5-5' переохлаждается – см.рис. 4.13 из [3].



* Картавская В.М. Установки для трансформации тепла и процессов охлаждения. Методические указания по курсовому проектированию / В.М. Картавская. – Иркутск: ИПИ, 1985. – 32 с.

** Картавская В.М. Системы производства и распределения энергоносителей. Методические указания по самостоятельной работе студентов / В.М. Картавская – Иркутск: ИПИ, 1993. – 31 с.

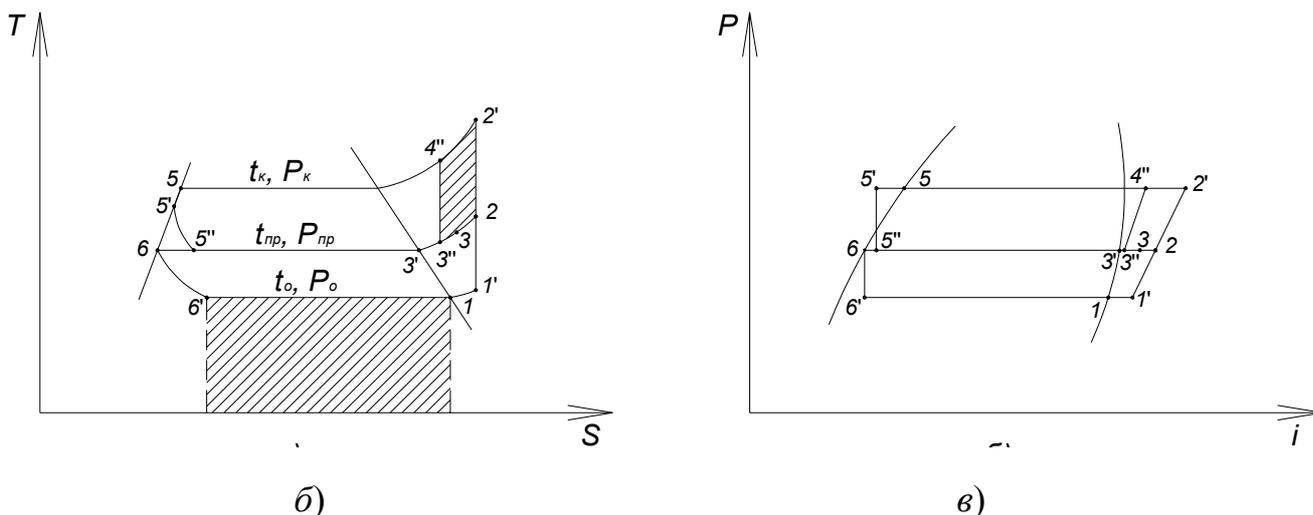


Рис. 4.13. Схема холодильной установки (а) и цикл двухступенчатого сжатия с двойным регулированием и неполным промежуточным охлаждением в T-S (б) и lgP-h (в) диаграммах

Переохлажденная жидкость дросселируется (5'-5'') в регулирующем вентиле (PBI) до промежуточного давления (P_{np}).

Полученный влажный пар со степенью сухости ($x_{5''}$) поступает в промежуточный сосуд (ПС), где отделяется (G_x) сухого насыщенного пара от [$G(1 - x)$] жидкости, которая дросселируется вторично (процесс 6-6') и испаряется в испарителе (И) при температуре (t_o) в процессе 6'-1, отнимая теплоту (Q_o) от охлаждающей среды.

Образующийся пар засасывается в цилиндр низкого давления компрессора (ЦНД) и сжимается (процесс 1'-2) до давления (P_{np}).

Сжатый пар с температурой перегрева (t_2) и давлением P_{np} охлаждается в водяном промежуточном холодильнике (ПХ).

Перед входом в цилиндр высокого давления (ЦВД) пар из ПХ (точка 3) смешивается с паром, отделенным в ПС (точка 3'), образуя смесь состояние точки 3''.

В ЦВД сжимается пар в адиабатном процессе 3''-4'', затем поступает в К, где охлаждается и конденсируется в процессе 4''-5.

Через ЦВД, К, ПО циркулирует холодильный агент в количестве G ; через И и ЦНД – $G_1 = G(1 - x)$.

Неполное охлаждение (промежуточное) применяют, если температура в конце сжатия пара в ЦВД выше температуры охлаждения ($t_{охл}$) воды. Экономия в работе выражается пл. 2-3''-4''-2' (рис.4.13,б) в результате того, что пар, образовавшийся при первом дросселировании сразу поступает в ЦВД, а не проходит через ЦНД, где нужно было бы затратить работу на его сжатие от P_o до P_{np} .

Двухступенчатое сжатие с двойным регулированием и полным промежуточным охлаждением. В схеме (рис.4.14.из [3]) через регулирующий вентиль $PB2$, И, ЦНД проходит G_1 холодильного агента, несколько меньший общего количества жидкости, полученной после первого дросселирования [$G(1$

– x]], и поступает в ПХ (промежуточный холодильник) для охлаждения водой до состояния (точка 3).

Затем поступает в ПС, где охлаждается в процессе 3-3' до промежуточной температуры (t_{np}) за счет кипения жидкости, оставшейся в ПС (процесс 3'-6). При этом испаряется жидкости (G').

Теплота, отданная паром в процессе охлаждения жидкости равна теплоте, воспринимаемой в процессе ее испарения: $G_1(h_3 - h_{3'}) = G'(h_{3'} - h_6)$.

Из ПС весь пар (G) отсасывается ЦВД и расход холодильного агента

$$G = Gx + G' + G_1 \text{ или } G = \frac{G_1 + G'}{1 - x}.$$

Холодопроизводительность цикла $Q_o = G_1(h_1 - h_{6'})$.

В результате совершения цикла по этой схеме экономия в работе – пл. 3''-3'-4'-4'' (по сравнению с таким же циклом, но неполным промежуточным охлаждением – см. рис. 4.13), а по сравнению с одноступенчатым сжатием – пл. 2-3'-4'-2'.

Расход холодильного агента:

цилиндр низкого давления (ЦНД) $G_1 = \frac{Q_o}{h_1 - h_{6'}};$

промежуточное охлаждение в ПХ $G' = \frac{G_1(h_3 - h_{3'})}{h_{3'} - h_6}$ и $G(1 - x) = G_1 + G';$

$G = \frac{G_1 + G'}{1 - x}$, где $x = \frac{h_{5''} - h_6}{h_{3'} - h_6}$ – степень сухости в точке 5''.

Тепловые нагрузки:

конденсатора (К) $Q_K = G(h_{4'} - h_5);$

переохладителя (ПО) $Q_{ПО} = G(h_5 - h_{5'}).$

Работа сжатия:

цилиндр низкого давления $L_{ЦНД} = G_1(h_2 - h_{1'});$

цилиндр высокого давления $L_{ЦВД} = G(h_{4'} - h_{3'}).$

Холодильный коэффициент $\varepsilon = \frac{Q_o}{L_{ЦНД} + L_{ЦВД}}.$

Двухступенчатое сжатие с теплообменником. На практике находят так же применение циклы с промежуточными сосудами со змеевиками или теплообменниками (рис. 4.15) из [3].

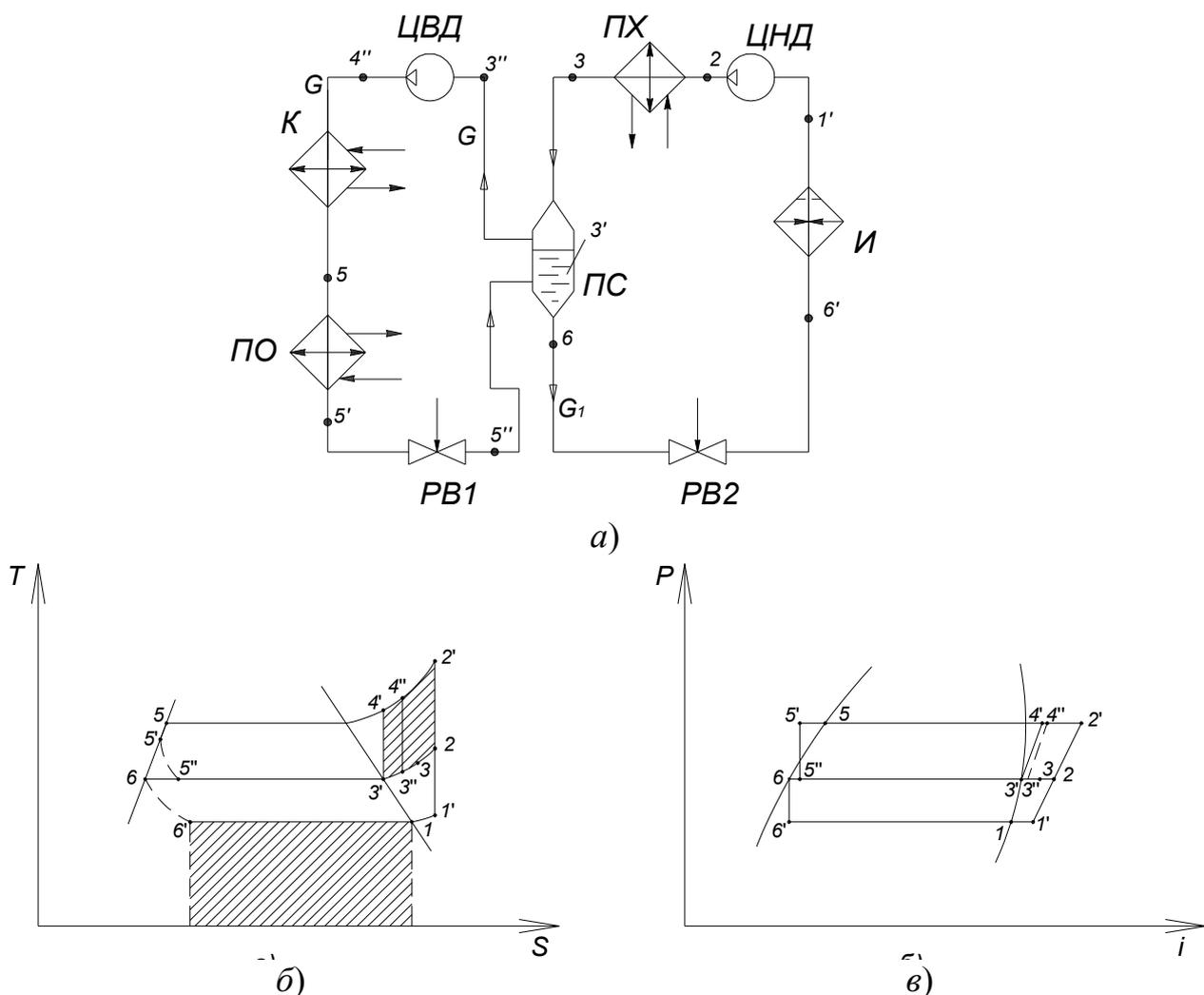


Рис. 4.14. Схема холодильной установки (а) и цикл двухступенчатого сжатия с двойным регулированием и полным промежуточным охлаждением в T-S (б) и lgP-h (в) диаграммах

Поток жидкого холодильного агента G через $ПО$ (точка 5') подходит к $ПС$, где делится на две части: G_1 – в змеевик $ПС$, где охлаждается до $t_{np}+2-3^\circ\text{C}$ в процессе 5'-7; $G' + G''$ – дросселируется в $PB1$ до P_{np} и кипит в $ПС$ при этом давлении и t_{np} , охлаждая жидкость, проходящую через змеевик $ПС$, и пар, поступивший из $ЦНД$.

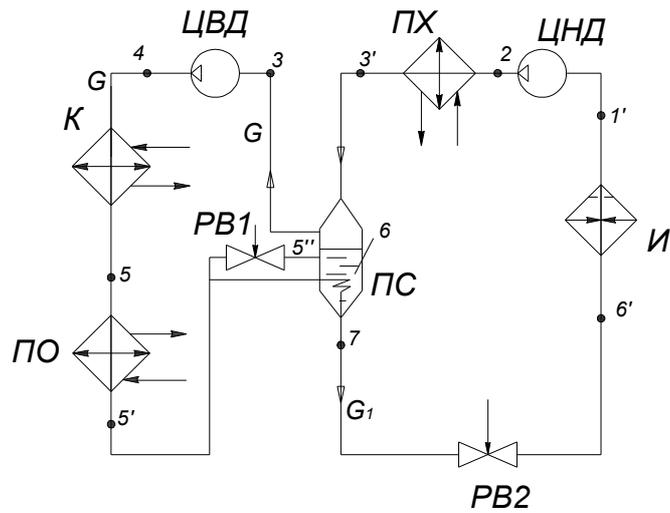
Жидкость G_1 , охлажденная в змеевике $ПС$ дросселируется в $PB2$ до P_o и t_o в процессе 7-6' и направляется в испаритель.

Таким образом, основной поток не дросселируется в $PB1$, а охлаждается в змеевике перед дросселированием в $PB2$.

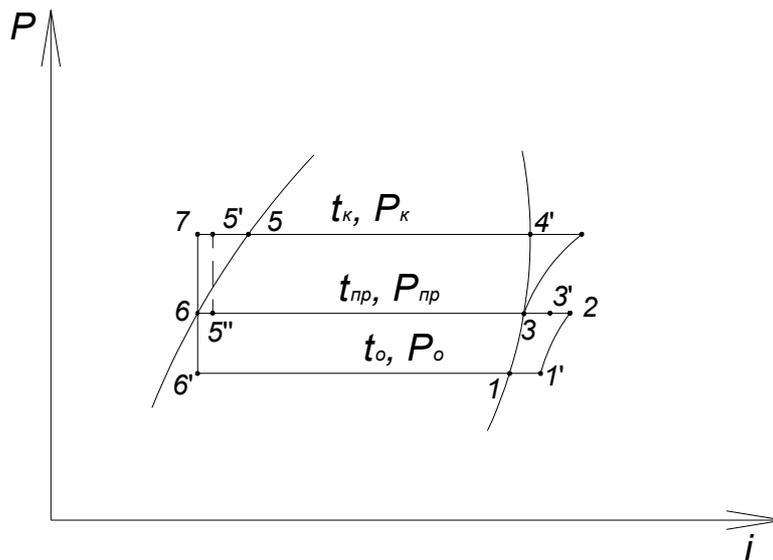
В змеевике $ПС$ образуется столько же пара, сколько в процессе дросселирования всей жидкости, но эта схема легко регулируется и автоматизируется, проста в эксплуатации, смазочное масло после $ЦНД$ не попадает в $И$ и не загрязняет его теплопередающую поверхность.

В $ПС$ поступает G_1 пара из $ЦНД$ и $(G' + G'')$ жидкости. После дросселирования $(G' + G'')$ жидкости образуется $[(G' + G'')x]$ пара, а жидкость

расходуется: на промежуточное охлаждение (G_1) пара в количестве $[G'(1-x)]$ и на охлаждение жидкости (G_1) в змеевике в количестве $[G''(1-x)]$:



a)



б)

Рис. 4.15. Схема холодильной установки (а) и цикл двухступенчатого сжатия с теплообменником в $\lg P$ - h диаграмме (б)

$$G'(1-x)(h_3 - h_6) = G_1(h_2 - h_3);$$

$$G''(1-x)(h_3 - h_6) = G_1(h_{5'} - h_7).$$

$$\text{Отсюда: } G' = \frac{G_1(h_2 - h_3)}{(h_3 - h_6)(1-x)};$$

$$G'' = \frac{G_1(h_{5'} - h_7)}{(h_3 - h_6)(1 - x)},$$

где $x = \frac{h_{5''} - h_6}{h_3 - h_6}$ – степень сухости пара в точке 5'';

$$\text{тогда } G' = G_1(h_2 - h_3)/(h_3 - h_{5''});$$

$$G'' = G_1(h_{5'} - h_7)/(h_3 - h_{5''}).$$

Расходы холодильного агента:

$G = G_1 + G' + G''$ – через цилиндр высокого давления (ЦВД);

$G = \frac{Q_o}{i_1 - i_6'}$ – через цилиндр низкого давления (ЦНД).

Тепловые нагрузки:

конденсатора (К) $Q_K = G(h_4 - h_5)$;

переохладителя (ПО) $Q_{ПО} = G(h_5 - h_{5'})$.

Работа сжатия:

цилиндр низкого давления $L_{ЦНД} = G_1(h_2 - h_{1'})$;

цилиндр высокого давления $L_{ЦВД} = G(h_4 - h_3)$.

Холодильный коэффициент $\varepsilon = \frac{Q_o}{L_{ЦНД} + L_{ЦВД}}$.

Трехступенчатый и каскадный циклы. Трехступенчатые холодильные установки (рис. 4.16 из [3]) применяют при получении очень низких температур (ниже -60°C). Трехступенчатый цикл подобен циклам двухступенчатого сжатия (при трехступенчатом регулировании в составе установки два ПС и один ПХ, три цилиндра: низкого, среднего, высокого давлений).

При выборе промежуточных давлений исходят из соотношений:

$$\frac{P_K}{P_{np1}} = \frac{P_{np1}}{P_{np2}} = \frac{P_{np2}}{P_o};$$

$$P_{np1} = \sqrt[3]{P_K^2 P_o}; \quad P_{np2} = \sqrt[3]{P_K P_o^2}.$$

Каскадная холодильная установка (рис. 4.17 из [3]) – система, в которой осуществляется несколько холодильных циклов-каскадов, а охлаждение

конденсирующего холодильного агента в одном цикле, осуществляется кипящим холодильным агентом другого цикла.

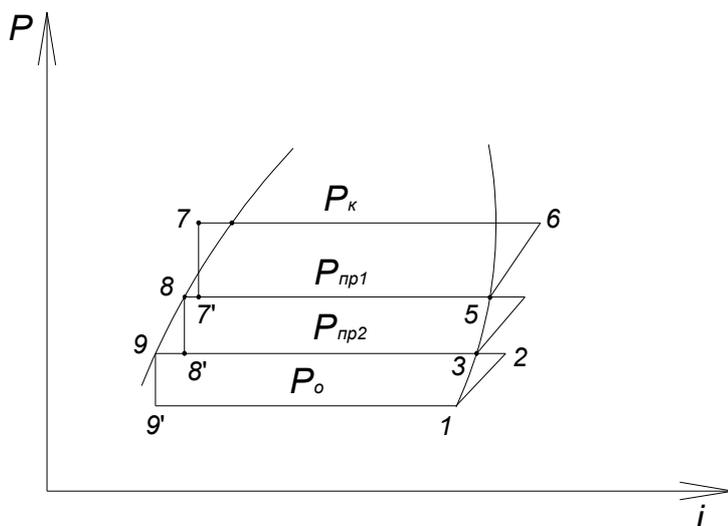


Рис.4.16. Цикл трехступенчатого сжатия в lgP-h диаграмме

При получении низких температур применение одного холодильного агента в многоступенчатой холодильной машине нецелесообразно или невозможно, вследствие значительного снижения давления до глубокого вакуума, затвердевания рабочего тела при заданной t_o или больших размеров холодильных машин.

В каскадной холодильной установке **в нижнем каскаде** достижимы низкие температуры, то есть используются холодильные агенты с низкими температурами замерзания (t_s) и давлением испарения (P_o) выше атмосферного (P_{am}), **в верхнем** – холодильные агенты, применяемые в одноступенчатых холодильных установках. Так работают холодильные машины с использованием хладона R13 – в нижнем, хладона R22 – в верхнем каскадах.

При этом верхний каскад – двухступенчатая установка, нижний – одноступенчатый цикл (перегрев пара за счет переохлаждения жидкости в теплообменнике).

В испарителе нижнего каскада (см.рис.4.17 а, б) холодильный агент кипит при постоянных t_o и P_o , отнимая теплоту от охлаждаемой среды в процессе 4'-1.

Образующийся пар (точка 1') засасывается К нижнего каскада и адиабатно сжимается в процессе 1'-2.

Сжатый пар (точка 2) охлаждается и конденсируется в К-И (процесс 2-2'-3) за счет охлаждения испаряющейся жидкостью в испарителе верхнего каскада (К-И), который является конденсатором для нижнего каскада. Жидкость (точка 4) дросселируется в процессе 4-4' и снова поступает в И (точка 4').

В нижнем каскаде: цикл 1-1'-2-2'-3-4-4'; в верхнем каскаде: холодильный агент кипит в процессе 9'-6. Для этого в верхнем каскаде устанавливается t_o на несколько градусов ниже t_k нижнего каскада. Разность температур ($t_k - t_o$) приводит к увеличению затраты работы на величину заштрихованной площади

(рис. 4.17, б). Каскадные циклы применяются при температурах ниже -70°C в термо- и термобарокамерах.

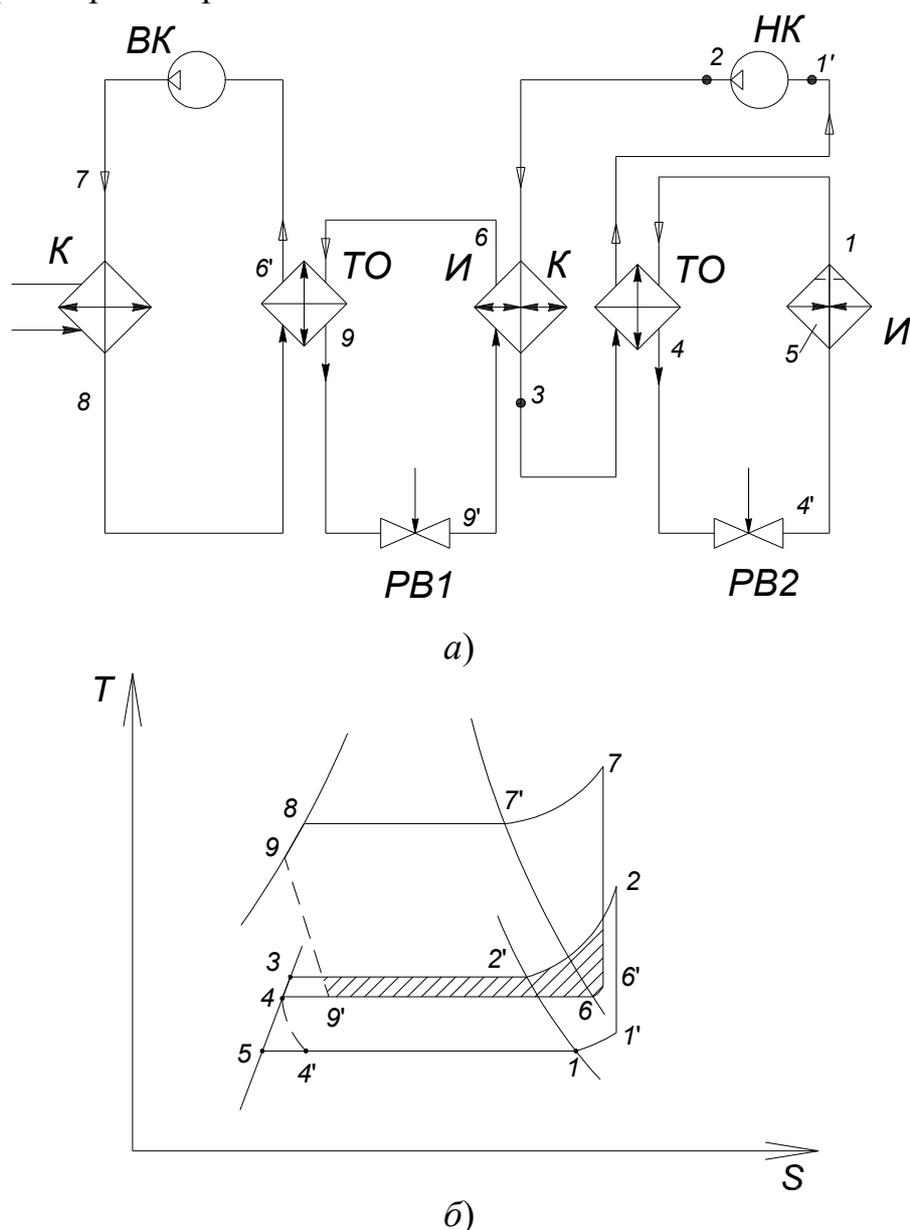


Рис. 4.17. Схема каскадной холодильной установки (а) и цикл в Т-S диаграмме (б)

Классификация компрессоров холодильных установок

Компрессоры холодильных установок предназначены для сжатия холодильного агента до давления конденсации P_k и его циркуляции. По холодопроизводительности (Q_o) и потребляемой мощности (N) при стандартных параметрах холодильного агента $t_o = -15^{\circ}\text{C}$; $t_k = 30^{\circ}\text{C}$ компрессоры:

малые – $Q_o \leq 9,3\text{кВт}$; $N \leq 5\text{кВт}$;

средние – $Q_o = 9,3 - 58\text{кВт}$; $N = 5 - 20\text{кВт}$;

крупные – $Q_o \geq 58\text{кВт}$; $N \geq 20\text{кВт}$.

По числу ступеней:

одноступенчатые (стандартная температура испарения $t_o = 10 - -25^{\circ}\text{C}$);

многоступенчатые ($t_o = -30 - -110^\circ\text{C}$).

По принципу действия: поршневые с прямолинейным возвратно-поступательным движением поршня; ротационные с вращающимся и катящимся поршнем; центробежные или турбокомпрессоры, винтовые компрессоры с двумя или тремя роторами (см. также раздел 3 настоящего пособия).

В холодильных машинах чаще применяются поршневые компрессоры [3,7-9]. Они обслуживают холодильные установки с холодопроизводительностью до 250кВт и при этом имеют наилучшие технико-экономические показатели.

По конструктивному выполнению поршневые компрессоры многообразны:

по расположению цилиндров они делятся на горизонтальные, вертикальные, угловые (V-, W-образные), радиальные;

по способу прохождения пара через цилиндры – на прямоточные (движение пара в одном направлении от всасывания до нагнетания) и непрямоточные (с изменяющимся направлением движения пара);

по устройству кривошипно-шатунного механизма и количеству рабочих полостей сжатия – на бескрейцкопфные простого действия при сжатии пара только одной стороной поршня и крейцкопфные двойного действия при сжатии пара поочередно обеими сторонами поршня;

по количеству цилиндров – на одно- и многоцилиндровые (до 16 цилиндров);

по количеству ступеней сжатия – на одно- и многоступенчатые;

по выполнению цилиндров и картера – на блок-картерные и с отдельными цилиндрами.

По степени герметичности и количеству разъемов компрессоры делятся:

на герметичные со встроенным электродвигателем в заваренном кожухе без разъемов;

бессальниковые со встроенным двигателем, но с разъемными крышками;

сальниковые с картером, заполненным паром хладагента под давлением, и сальниковым уплотнением приводного конца коленчатого вала (бескрейцкопфные);

с открытым картером и сальниковым уплотнением штока при выходе его из цилиндра (крейцкопфные двойного действия).

По типу привода компрессоры бывают с непосредственным соединением вала электродвигателя с валом компрессора через муфту, с приводом через ременную передачу и на одном валу с электродвигателем.

Тепловой баланс компрессионного трансформатора теплоты

Тепловой баланс пароконпрессионного трансформатора теплоты на единицу массы холодильного агента имеет вид [7]:

$$l_b + q_o = q_k + q_{по} + q_{км},$$

где $h_b = (h_2' - h_1) + q_{км}$ - внутренняя удельная работа сжатия компрессора, кДж/кг;

$$h_{2'} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} - \text{энтальпия паров хладагента на выходе из компрессора}$$

с учетом потерь и при отсутствии внешнего охлаждения компрессора ($q_{\text{км}} = 0$), кДж/кг;

$\eta_i = 0,8$ – внутренний относительный индикаторный КПД компрессора, учитывающий необратимые потери;

$q_o, q_k, q_{\text{по}}$ – удельные тепловые нагрузки испарителя, конденсатора, переохладителя, кДж/кг.

Для одноступенчатого парокомпрессионного трансформатора теплоты

$$q_o = h_{1'} - h_4;$$

$$q_k = h_{2'} - h_{3'};$$

$$q_{\text{по}} = h_{3'} - h_3.$$

$$G = \frac{Q_o}{q_o} - \text{расход холодильного агента, кг/с.}$$

Удельный расход электрической энергии на единицу вырабатываемого холода, кВт/кВт:

$$\mathcal{E}_x = \frac{l_{\text{в}}}{\eta_{\text{эм}} Q_o},$$

где $\eta_{\text{эм}} = 0,9$ – электромеханический КПД компрессора.

Холодильный коэффициент установки

$$\varepsilon = \frac{1}{\mathcal{E}_x}.$$

Коэффициент полезного действия холодильной установки

$$\eta_x = \frac{\mathcal{E}_n}{\mathcal{E}_x},$$

где $\mathcal{E}_n = \frac{T_{\text{в}}}{T_{\text{н}}} - 1$ – удельный расход электрической энергии в идеальном цикле, кВт/кВт.

Эксергия

При изучении процессов преобразования энергии в трансформаторах теплоты и низкотемпературных установках для оценки их эффективности используется общий термодинамический метод анализа – эксергетический.

Все низкотемпературные процессы происходят в условиях взаимодействия с окружающей средой. Техническая ценность энергии, преобразование которой происходит в термодинамической системе, зависит от параметров окружающей среды, вида и параметров энергии и определяется степенью ее использования при превращении в другие виды.

Понятие эксергии. Термин «эксергия» введен З. Ранком в 1956 г. по предложению Р. Планка [7] (греческое слово *ergon* – работа, сила).

Все реальные технические процессы, в том числе и низкотемпературные, происходят в условиях взаимодействия с окружающей средой.

Техническая ценность энергии, превращение которой происходит в термодинамической системе, зависит от параметров окружающей среды, формы и параметров энергии и определяется степенью ее использования при превращении в другие виды энергии.

Наиболее полное превращение энергии соответствует условию, когда все процессы как внутри системы, так и при ее взаимодействии с окружающей средой обратимы.

Такая мера превратимости энергии называется эксергией системы. Эксергия системы в данном состоянии измеряется количеством механической или другой полностью превратимой энергии, которое может быть получено от системы в результате ее обратимого перехода из данного состояния в состояние равновесия с окружающей средой.

Эксергия системы, находящейся в окружающей среде с постоянными параметрами, остается неизменной только при обратимом проведении всех процессов, протекающих внутри нее, и при взаимодействии с окружающей средой. Если какие-либо из этих взаимодействий проходят необратимо, то эксергия соответственно уменьшается.

Разность эксергий, вводимых в данную систему (E_{ex}) и выводимой из нее ($E_{вых}$), – потери от необратимости в системе, проявляющиеся как уничтожение, то есть полное исчезновение эксергии. При этом энергия в отличие от эксергии не исчезает, а только рассеивается – происходит диссипация [7]:

$$\sum D = \sum E_{ex} - \sum E_{вых} \geq 0.$$

Только в обратимом процессе $\sum E_{ex} = \sum E_{вых}$, $\sum D = 0$. В этом удельная эксергия (e) аналогична S , возрастание которой в замкнутой системе отображает потери от необратимости. Но **в отличие от S уменьшение e означает потери превратимой энергии**, и позволяет сопоставить их с имеющимся количеством превратимой энергии.

Отношение $\frac{\sum E_{вых}}{\sum E_{ex}} = \eta_e$ – эксергетический КПД, характеризующий

степень приближения процесса к идеальному.

Величина D – внутренние потери (обусловлены необратимостью внутри системы) и внешние (связаны с условиями взаимодействия системы с окружающей средой и другими источниками и приемниками энергии).

Внутренние потери связаны с дросселированием, гидравлическим сопротивлением и трением.

Внешние – с отличием температуры охлаждаемого тела от температуры холодильного агента, через тепловую изоляцию, с нагретой охлаждающей водой и др.

В трансформаторах теплоты используется в общем случае три вида энергии: электрическая или механическая; энергия потоков вещества (газа, пара или жидкости); энергия, передаваемая в виде теплового потока.

Эксергия энергии – для электрической и механической энергии соответствующей работе, то есть $e = l$.

Эксергия теплоты E_q отличается от количества теплоты Q и определяется соотношением [7]

$$E_q = \tau_q Q = \frac{(T - T_{o.c.})(T\Delta S)}{\Delta S} = Q \left(1 - \frac{T_{o.c.}}{T} \right),$$

где $\tau_q = \tau_e$ – коэффициент работоспособности теплоты – эксергетическая температурная функция – определяет количество работы, которую можно получить в идеальном прямом цикле от единицы теплоты.

Так как $0 < \frac{T_{o.c.}}{T} < 1$, то $0 < \tau_e < 1$ и τ_e – термический КПД прямого цикла

Карно.

При $T_{o.c.}/T > 1, T_{o.c.} > T, \tau_e < 0$ – работа затрачивается.

При $T < T_{nc}, \tau_e > 0$ и даже при $T \ll T_{o.c.} [\tau_e] \gg 1; T \rightarrow 0, \tau_e \rightarrow -\infty$

При $T = T_{o.c.}, \tau_e = 0$.

Эксергия потока вещества – работа, которая может быть произведена единицей массы потока с параметрами торможения P, T, h, S при обратимом взаимодействии с окружающей средой с параметрами $P_{o.c.}, T_{o.c.}, h_{o.c.}, S_{o.c.}$. Она не равна разности энтальпий потока в данном состоянии и в состоянии равновесия с окружающей средой, может быть больше или меньше ее и определяется по формуле

$$e = l = h - h_{o.c.} - T_{o.c.}(S - S_{o.c.}).$$

Увеличение S при $h = \text{const}$ и $T = \text{const}$ соответствует снижению давления.

При некотором значении S давление потока $P = P_{o.c.}$ и при $h > h_{o.c.}, e$ – величина положительная.

При дальнейшем увеличении $S > S_p, P = P_{o.c.}, e$ может быть равна 0 или < 0 .

Работа при изотермическом расширении потока при $T_{o.c.}$ от давления P до $P_{o.c.}$

$$l = RT_{o.c.} \ln P / P_{o.c.}$$

Эксергия потока

$$e = l = c_p(T - T_{o.c.})\tau_e + RT_{o.c.} \ln P / P_{o.c.} = e_T + e_p,$$

где e_T – термическая составляющая удельной эксергии потока; e_p – механическая составляющая эксергии – работа изотермического расширения или сжатия.

На рис. 4.18 и 4.19 из [7] представлены зависимости термической составляющей удельной эксергии потока (e_T) от отношений температур ($T/T_{o.c.}$) и давлений ($P/P_{o.c.}$).

Знаки \pm при e_p означают, что при $T = T_{o.c.}$ для обратимого приведения параметров потока, у которого $P < P_{o.c.}$, к параметрам окружающей среды необходимо затратить работу или равноценную ей эксергию любого другого вида энергии.

На практике значения e определяют по $e-h$ ($e-i$) диаграммам различных веществ [4,7,8]. Для составления эксергетического баланса системы определяют

эксергии точек, характеризующих параметры происходящих процессов, и рассчитывают $E_{вх}$, $E_{вых}$ и потери в системе.

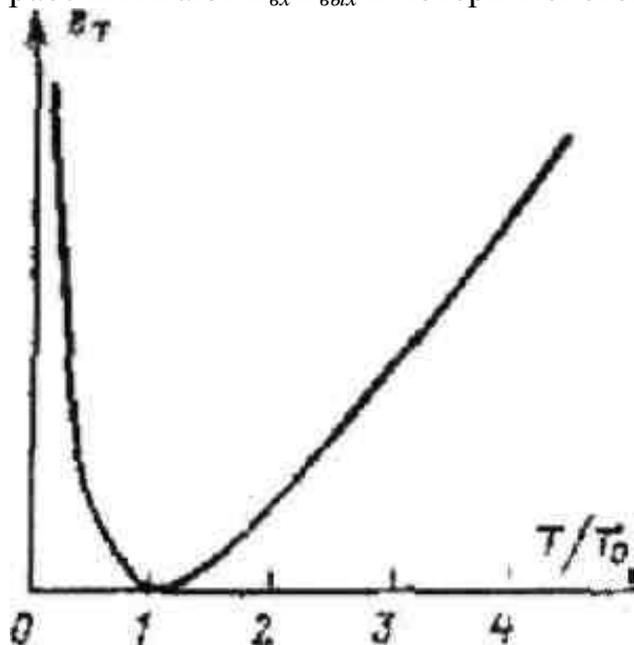


Рис. 4.18. Зависимость термической составляющей удельной эксергии потока от отношения температур $e_T = f(T/T_{0,c})$

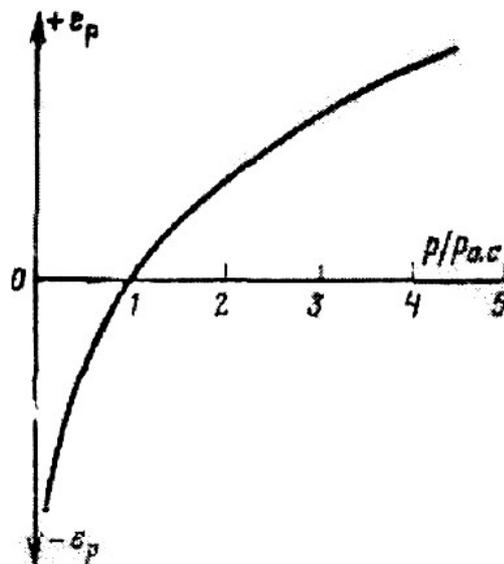


Рис. 4.19. Зависимость термической составляющей удельной эксергии потока от отношения давлений $e_T = f(P/P_{0,c})$

Эксергетический баланс парокомпрессионного трансформатора теплоты

Уравнение эксергетического баланса холодильной установки имеет вид

$$e_{вх} = \Sigma d + e_o,$$

где $e_{вх} = N_э / G$ – удельное количество эксергии, вводимое в установку, кДж/кг; $N_э$ – электрическая мощность привода компрессора, кВт; $e_o = -q_o(\tau_q)_н$ – удельное количество эксергии, отводимое из испарителя, кДж/кг; G – расход холодильного агента, кг/с; $\Sigma d = d_{эм} + d_{км} + d_k + d_{но} + d_{рв} + d_u$ – суммарные потери эксергии в холодильной и теплонасосной установках, кДж/кг.

Потери эксергии в компрессоре за счет электромеханических потерь

$$d_{эм} = (1 - \eta_{эм})e_{вх},$$

где $\eta_{эм}$ – электромеханический КПД компрессора.

Внутренние потери эксергии в компрессоре

$$d_{км} = (e_1 - e_2') + \eta_{эм}e_{вх}.$$

Потери эксергии в конденсаторе при средней температуре ($T_в$) верхнего источника теплоты:

$$T_в = T_{0,c}, d_k = e_2' - e_3';$$

$$T_в > T_{0,c}, d_k = (e_2' - e_3') - (\tau_q)_в q_k.$$

Потери эксергии в испарителе при средней температуре ($T_н$) нижнего источника теплоты:

$$T_н = T_{0,c}, d_u = e_4 - e_4';$$

$$T_н \neq T_{0,c}, d_u = (e_4' - e_1') - (\tau_q)_н q_o.$$

Потери эксергии в переохладителе

$$d_{no} = e_3 - e_3'.$$

Потери эксергии в регулирующем вентиле

$$d_{pv} = e_3 - e_4.$$

Эксергетический КПД холодильной установки

$$\eta_e^x = \frac{(\tau_q)_n q_o \eta_{эм}}{l_g} = \frac{e_o}{e_{вх}},$$

где q_o , l_g – соответственно удельные холодопроизводительность трансформатора теплоты и работа компрессора, кДж/кг.

Эксергетический баланс ТНУ

$$e_{вх} = \Sigma d + e_k,$$

где $e_k = (\tau_q)_в(q_k + q_{no})$ – удельное количество эксергии, отводимое из конденсатора и переохладителя, кДж/кг; $(\tau_q)_в = 1 - (T_{o.c}/T_в)$ и $(\tau_q)_н = 1 - (T_{o.c}/T_н)$ – коэффициенты работоспособности теплоты соответственно теплонасосной и холодильной установок.

Эксергетический КПД ТНУ

$$\eta_e^{тну} = \frac{(\tau_q)_в(q_k + q_{no})\eta_{эм}}{l_g} = \frac{e_k}{e_{вх}},$$

где q_k, q_{no} – соответственно удельные тепловые нагрузки конденсатора и переохладителя, кДж/кг.

Для двухступенчатых трансформаторов теплоты эксергетический баланс составляют для обеих ступеней и определяют средний эксергетический КПД установок.

Схемы, тепловой баланс и описание процессов, в том числе обозначения энтальпий (h) соответственно и значений эксергий характерных точек процессов, в парокompрессионных и абсорбционных трансформаторах теплоты приведены в *, ** и приложении Б настоящего пособия.

Эксергетический КПД (η_e) выражает эффективность трансформатора теплоты (установки) по эксплуатационным значениям отводимой и подводимой энергии (эксергии).

Абсорбционная и парозежекторная холодильные установки (трансформатор теплоты)

Абсорбционная холодильная установка (трансформатор теплоты).

Существенное отличие абсорбционного трансформатора теплоты состоит в том,

* Картавская В.М. Установки для трансформации тепла и процессов охлаждения. Метод. указания к курсовому проектированию / В.М. Картавская. – Иркутск: ИПИ, 1985. – 32 с.

** Картавская В.М. Системы производства и распределения энергоносителей промпредприятий. Метод. указания по самостоятельной работе студентов/ В.М. Картавская. – Иркутск: ИПИ, 1993. – 31 с.

что процесс повышения давления рабочего агента в нем осуществляется в термомеханическом компрессоре.

Действие термохимического компрессора основано на экзотермических процессах смешения (рабочего агента и абсорбента) и эндотермических – разделения.

Для привода используется внешняя энергия, передаваемая в форме теплоты.

Абсорбционные трансформаторы теплоты работают по двум схемам: повышающей и расщепляющей.

При работе по повышающей схеме потенциал теплоты, подводимой на низком температурном уровне T_n , повышается до более высокого температурного уровня T_b . Внешний источник теплоты для выполнения работы подводится при $T_b > T_c$.

При работе по расщепительной схеме к установке подводится теплота с некоторой средней температуре T_c . Затем теплота разделяется (расщепляется) на два потока – высокого (T_b) и низкого (T_n) потенциалов. При этом $T_n < T_c < T_b$.

Схема, принцип действия, тепловой и эксергетический балансы, методика расчета абсорбционной холодильной установки представлена в *, [7].

Тепловой баланс абсорбционного трансформатора теплоты записывается в следующем виде [7]:

$$q_o + q_r = q_a + q_k + q_d,$$

где $q_o = h_6 - h_4$ – удельная тепловая нагрузка (холодопроизводительность) испарителя, кДж/кг;

$q_r = (h_1 - h_9) + f(h_9 - h_{11}) + \varphi(h_1 - h_8)$ – удельная теплота генерации, кДж/кг;

$\varphi = \frac{\zeta - \zeta_1}{\zeta_1 - \zeta_k}$ – удельный отвод флегмы в дефлегматоре, то есть отношение

массового расхода флегмы к массовому расходу пара из дефлегматора;

$q_a = (h_7 - h_{10}) + f(h_{10} - h_{12})$ – удельная теплота абсорбции, кДж/кг;

$q_k = h_2 - h_3$ – удельная тепловая нагрузка конденсатора, кДж/кг;

$q_d = (h_1 - h_2) + \varphi(h_1 - h_8)$ – удельная теплота дефлегмации, кДж/кг.

Удельная тепловая нагрузка теплообменника рабочего раствора, кДж/кг

$$q_{то} = (f - 1)(h_9 - h_{10}) = f(h_{14} - h_{12}).$$

Удельная тепловая нагрузка переохладителя холодильного агента, кДж/кг

$$q_{по} = h_7 - h_6 = h_3 - h_4.$$

Значения энтальпий, приведенных в формулах расчета составляющих теплового баланса определяются при построение h - ζ диаграммы процессов его работы *.

Массовый расход холодильного агента, кг/с

$$G = \frac{Q_o}{q_o}.$$

* Картавская В.М. Установки для трансформации тепла и процессов охлаждения. Методические указания по курсовому проектированию / В.М. Картавская. – Иркутск: ИПИ, 1985. – 32 с.

Основные расчетные формулы для абсорбционной ТНУ те же, что и для расчета абсорбционной холодильной установки, за исключением следующей зависимости:

массовый расход холодильного агента, кг/с

$$G = \frac{Q}{q},$$

где $q = q_k + q_a + q_d$ – суммарный удельный отвод теплоты из конденсатора, абсорбера и дефлегматора, кДж/кг.

Эксергетический баланс абсорбционного трансформатора теплоты записывается по формуле

$$\Sigma d = e_{\text{вх}} - e_{\text{вых}} = q_o(\tau_q)_h + q_r(\tau_q)_b - (q_o + q_r)(\tau_q)_c,$$

где $e_{\text{вх}} = q_o(\tau_q)_h + q_r(\tau_q)_b$ – удельное количество эксергии теплоты, подведенной к установке, кДж/кг;

$e_{\text{вых}} = (q_o + q_r)(\tau_q)_c$ – удельное количество эксергии теплоты, выводимой из установки, кДж/кг;

$$(\tau_q)_c = 1 - \frac{T_{o,c}}{T_{11}} \quad \text{– коэффициент работоспособности теплоты рабочего}$$

раствора абсорбера при температуре $(t_{11} + 273)$, К.

Коэффициент полезного действия абсорбционной холодильной установки

$$\eta_x^a = \frac{e_h^a}{e_x^a} = \frac{\mathcal{E}_h^a}{\mathcal{E}_x^a} = \mathcal{E}_h^a E_a = \frac{\frac{1}{T_h} - \frac{1}{T_{11}}}{\frac{1}{T_{11}} - \frac{1}{T_b}} \frac{q_o}{q_r},$$

где e_h^a, \mathcal{E}_h^a – удельные расходы эксергии теплоты и энергии в форме теплоты на выработку холода в идеальной абсорбционной установке;

e_x^a, \mathcal{E}_x^a – удельные расходы эксергии теплоты и энергии в форме теплоты на выработку холода;

$$E_a = \frac{1}{\mathcal{E}_x^a} = \frac{q_o}{q_r} \quad \text{– холодильный коэффициент абсорбционной холодильной}$$

установки.

Коэффициент полезного действия абсорбционной ТНУ

$$\eta_{\text{ТН}}^a = \frac{e^a}{e_{\text{ТН}}^a} = \frac{\mathcal{E}^a}{\mathcal{E}_{\text{ТН}}^a} = \frac{\frac{1}{T_h} - \frac{1}{T_{11}}}{\frac{1}{T_h} - \frac{1}{T_b}} \frac{q}{q_r} = \mathcal{E}_a \mu_a,$$

где e^a, \mathcal{E}^a – удельные расходы эксергии тепла и энергии в форме тепла высокого потенциала в идеальной абсорбционной ТНУ;

$e_{\text{ТН}}^a, \mathcal{E}_{\text{ТН}}^a$ – удельные расходы эксергии тепла и энергии в форме тепла высокого потенциала в реальной установке.

$$\mu_a = \frac{q}{q_r} - \text{коэффициент трансформации тепла.}$$

Пароэжекторная холодильная установка. Пароэжекторные холодильные установки, работающие по замкнутой схеме, благодаря простоте устройства и безвредности рабочего агента (водяной пар) получили широкое применение в системах кондиционирования воздуха, а также для охлаждения технологической воды и растворов на промышленных предприятиях.

Основным аппаратом этих установок, соответствующим по назначению компрессору, служит струйный эжектор [2,7].

На рис. 4.20 из [7] приведена принципиальная схема пароводяной эжекторной холодильной установки.

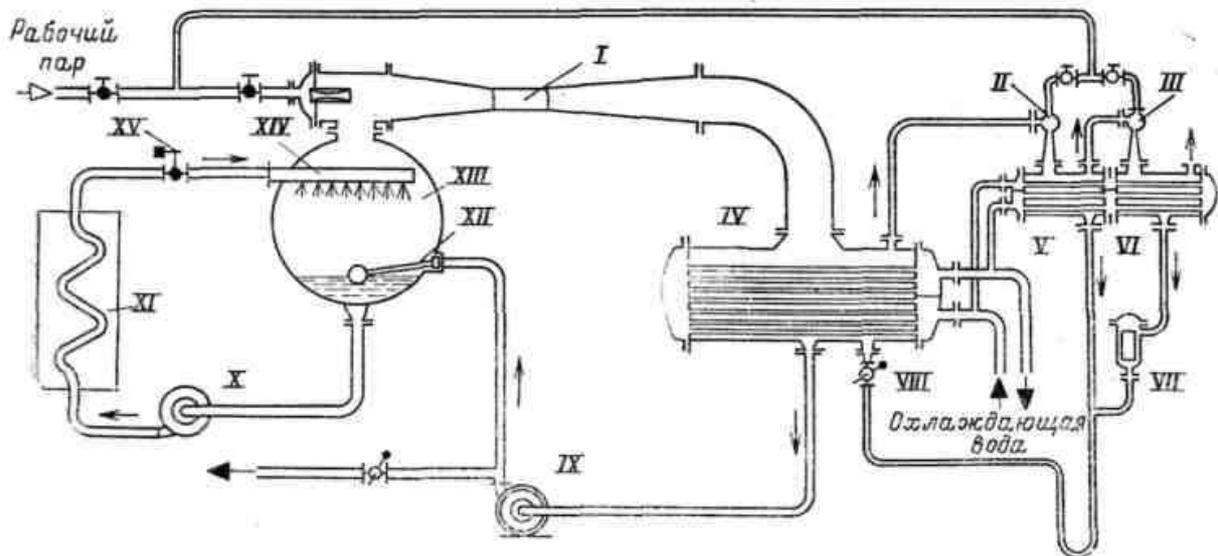


Рис. 4.20. Принципиальная схема пароэжекторной холодильной установки: I – главный эжектор; II – вспомогательный эжектор нижней ступени; III – вспомогательный эжектор верхней ступени; IV – главный конденсатор; V – вспомогательный конденсатор нижней ступени; VI – вспомогательный конденсатор верхней ступени; VII – поплавковый вентиль; VIII, XII – дроссельные вентили; IX – конденсатный насос; X – насос холодной воды; XI – потребитель холода; XIII – испаритель; XIV – распределительная гребенка; XV – регулирующий вентиль

Подлежащая охлаждению вода из камер кондиционирования воздуха или из охлаждающих рубашек технологических аппаратов поступает через дроссельный вентиль (XV) и распределительную гребенку (XIV) в испаритель (XIII) холодильной установки.

С помощью главного эжектора (I) установки в испарителе поддерживается давление $P_n = P_o$, соответствующее температуре испарения (кипения) t_o охлажденной воды. Так как вода, поступающая на охлаждение, имеет температуру $t_6 > t_o$, то она в испарителе вскипает, а температура ее снижается с t_6 до t_o .

Охлажденная вода с температурой t_o забирается насосом холодной воды (X) и подается к потребителям. Водяной пар, выделившийся в испарителе из

охлажденной воды в результате ее частичного вскипания, отсасывается главным эжектором (I).

В качестве рабочей среды в главном эжекторе используется водяной пар с параметрами P_p, t_p , подаваемый от ТЭЦ, котельной или другого источника.

Конденсат возвращается к источнику пароснабжения установки – на ТЭЦ или в котельную.

Все основные аппараты парэжекторной холодильной установки: испаритель, главный конденсатор (IV), главный эжектор и др. – работают под давлением около 100 кПа. Поэтому во время работы через неплотности в установку может проникать воздух. Кроме того, воздух может поступать в установку с потоком охлаждаемой воды из камер кондиционирования или технологической аппаратуры. Для поддержания в аппаратах заданных давлений необходимо во время работы непрерывно отводить из установки воздух.

При установившемся режиме расход воды, поступающий на охлаждение от потребителей в холодильную установку (G_6), равен расходу охлаждаемой воды (G_s), подаваемой от холодильной установки потребителям $G_6 = G_s$. Аналогично расход пара (G_n), отводимого из испарителя в главный эжектор, равен массовому расходу конденсата (G_k), подаваемого из главного конденсатора в испаритель $G_n = G_k$.

Тепловой баланс испарителя

$$Q_o = G_s (h_6 - h_o) - G_n (h_n - h_k), \quad (4.2)$$

где Q_o – холодопроизводительность установки; G_s и G_n – соответственно расходы воды и пара из испарителя; h_6 и h_k – энтальпии воды, поступающей соответственно в испаритель из системы кондиционирования и из конденсатора установки; h_o – энтальпия холодной воды после испарителя; h_n – энтальпия пара после испарителя.

На основе уравнения (4.2) находится отношение массовых расходов пара и воды, выводимых из испарителя:

$$\beta = G_n / G_s = (h_6 - h_o) / (h_n - h_k).$$

Отношение массового расхода рабочего пара (G_p) на главный эжектор к массовому расходу охлажденной воды G_s

$$\frac{G_p}{G_s} = \frac{\beta}{u} = \frac{1}{u} \frac{t_6 - t_o}{t_n - t_k}.$$

Удельный расход теплоты на выработку холода

$$\mathcal{E}_x = \frac{G_p (h_p - h_k)}{G_s (h_6 - h_o)} = \frac{1}{u} \frac{h_p - h_k}{h_n - h_k},$$

где h_p – энтальпия рабочего пара перед главным эжектором.

При близких значениях h_p и h_n можно для предварительных расчетов принимать $\mathcal{E}_x = 1/u$. Здесь $u = G_n / G_p$ – коэффициент инжекции.

Холодильный коэффициент парэжекторных установок

$$\varepsilon = 1 / \mathcal{E}_x = u (h_n - h_k) / (h_p - h_k).$$

При близких значениях h_n и h_p $\varepsilon \approx u$.

Удельный расход эксергии рабочего пара на выработку холода

$$e_x = \frac{1}{u} \frac{e_p - e_k}{(h_n - h_k)},$$

где e_p и e_k – удельные эксергии рабочего пара и конденсата.

Коэффициент полезного действия парожеторной холодильной установки

$$\eta_e^{x,\varepsilon} = \frac{E_{\text{хол}}}{E_{\text{раб}}} = \frac{u(h_n - h_k)(\tau_q)_n}{e_p - e_k},$$

где $(\tau_q)_n = 1 - (T_{o.c} / T_o)$ – коэффициент работоспособности вырабатываемого холода, T_o – температура холодной воды после испарителя, К.

Контрольные вопросы

1. Способы получения искусственного холода.
2. Требования, предъявляемые к холодильным агентам и хладоносителям.
3. Действительный цикл паровой компрессионной холодильной установки Т-S и Р-і диаграмме.
4. Схемы и циклы в Т-S диаграмме 2-х ступенчатых установок с неполным и полным промежуточным охлаждением, с теплообменником.
5. Схема и цикл в Т-S диаграмме 3-х ступенчатого и каскадного циклов.
6. Схема и принцип действия абсорбционной холодильной установки.
7. Схема и принцип действия парожеторной холодильной установки.
8. Методика расчета пароконденсационной холодильной установки.
9. Методика расчета абсорбционной холодильной установки.
10. Понятия "эксергия", "коэффициент работоспособности тепла.
11. Техничко-экономические показатели холодильных установок.
12. Физический смысл коэффициентов: трансформации тепла, холодильного и теплового.
13. Тепловой баланс пароконденсационной холодильной установки.
14. Тепловой баланс абсорбционной холодильной установки.
15. Принцип действия теплового насоса (ТНУ), тепловой баланс.
16. Т-S и Р-і диаграммы холодильных агентов.

Библиографический список

1. Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. Тепломассообменные аппараты холодильных установок. – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.
2. Картавская В.М., Коваль Т.В. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях. Самостоятельная работа студентов: Учеб. пособие. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2007. – 100 с.
3. Кондрашова Н.Г., Лашутина Н.Г. Холодильно-компрессорные машины и установки: Учебник. – М.: Высш. школа, 1984. – 335 с.
4. Мартынов А.В. Установки для трансформации тепла и охлаждения: Сборник задач. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 200 с.

5. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник / Под ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 552 с.

6. Системы производства и распределения энергоносителей промышленных предприятий / Под ред. А.П. Несенчука. – М.: Высш. школа, 1989. – 279 с.

7. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: Учеб. пособие для вузов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.

8. Техника низких температур (с атласом диаграмм и оборудования) / Под ред. И.П. Усюкина. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 120 с.

9. Чумак И.Г., Чепуренко В.П., Чуклин С.Г. Холодильные установки. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 344 с.

СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ ПРОДУКТАМИ РАЗДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА

Низкотемпературная (криогенная) техника широко используется практически во всех отраслях народного хозяйства и является мощным инструментом современных научных исследований в области физики твердого тела, ядерной физики, биологии, медицины, ракетной техники и т.д.

Развитию криогенной техники способствуют успехи смежных наук (машиностроение, двигателестроение, турбостроение, авиастроение и др.).

Значительно потребление ожиженных газов (кислород, водород) в космической и ракетной технике. Развитие радио- и квантовой электроники и вычислительной техники требует разработки миниатюрных охладителей.

В последние годы увеличилась потребность в гелии (метеорология, криобиология, электротехника, атомная энергетика, экспериментальная техника и др.).

Более отдаленной перспективой является возможность применения свободных радикалов в качестве источника энергии ракетных двигателей.

Свободные радикалы (нестабильные химические атомы водорода, кислорода и азота) вступая в реакцию, выделяют огромное количество энергии, превращающее в несколько раз энергию существующих органических топлив. Из-за высокой активности при обычных температурах свободные радикалы могут существовать очень короткое время.

При температуре жидкого гелия (1К) и только в замороженном состоянии, удается получить концентрацию свободных радикалов азота и кислорода до 10%.

Новые области применения криогенной техники трудно предвидеть заранее, поскольку они определяются имеющимися достижениями и вероятными направлениями развития науки и техники.

Свойства газовых смесей и характеристика методов их разделения

Ожиженные и замороженные газы (O_2 , N_2 , CO_2 , CH_4 , H_2 , He_4 , Ne) широко применяются в качестве холодильных агентов в промышленности и для научно-исследовательских работ. Жидкие O_2 , H_2 , F_2 и другие применяют как горючие окислители в реактивных двигателях. Большое количество газов ожижается для транспортировки, так как перевозка и хранение промышленных газов в жидком и твердом состоянии более выгодно, чем в газовом. Некоторые характеристики газов из [1,3,4,6,7] в жидком и твердом состоянии приведены в табл.5.1.

Таблица 5.1

Характеристика газов в жидком и твердом состоянии

Газ	Жидкость, $P = 0,1$ МПа			Твердое тело		
	Температура кипения, К	Теплота парообразования r , кДж/кг	Плотность, кг/м	Температура плавления, К	Плотность, кг/м ³	Теплота плавления $r_{пл}$, кДж/кг
Азот N_2	77,4	199,3	808	63,2	947	25,7
Аргон Ar	87,3	163	1403	83,9	1624	29,5
Водород H_2	20,4	449,6	70,9	14,0	86,72	58,2
Воздух сухой	78,8	205,6	861	60,2	–	–
Гелий He_4	4,2	20,6	125	1,0 ($P=2,6$ МПа)	205,2	5,7
Диоксид углерода CO_2	194,7	369,6	1178	216,6	1530	196,9
Кислород O_2	90,2	213,5	1140	54,8	1425	13,9
Фтор F_2	84,9	–	1470	50,2	1300	13,4

В окружающей среде и в технологических процессах газы с необходимыми для их использования параметрами не встречаются, поэтому их производство связано с процессами разделения. Количество производимых газов таких, как O_2 или N_2 измеряется миллиардами м³ в год.

Воздух является сырьем для производства O_2 , N_2 и редких газов: неона (Ne), криптона (Kr), ксенона (Xe) и аргона (Ar).

Природный газ – для производства гелия (He_4), метана (CH_4), этана (C_2H_6), пропана (C_3H_8), бутана (C_4H_{10}).

Коксовый газ, газ крекинга нефти и дымовые газы – источники метана (CH_4).

Коксовый газ; водяной газ и газ синтеза аммиака – для производства водорода (H_2), дейтерия (D_2) и оксида углерода (CO).

Дымовые газы – сырье для производства диоксида углерода (CO_2).

Все газы, кроме углеводородов и углекислого газа, – криоагенты, имеют температуру конденсации ($T_{конд}$) ниже 120 К, поэтому для их получения используют низкотемпературное разделение.

Все методы низкотемпературного разделения основаны на свойствах газов в смесях [2,6,7]:

гравитационный – на разнице в молекулярных массах;

термодиффузионный – диффузия тяжелых и легких молекул под действием температурного градиента в противоположных направлениях;

химический – связывание некоторых из составных частей смеси путем химических реакций. Гравитационный, термодинамический и химический методы непригодны или экономически невыгодны при больших масштабах производства;

сорбционные: адсорбционные и абсорбционные, применяются в технике разделения при относительно малых количествах разделяемой смеси;

диффузионный – основан на различной проницаемости тонких перегородок (мембран) для тех или иных составляющих газовых смесей. Интенсивно разрабатываются, например: платина (мембрана) при нагреве пропускает водород; кварцевое стекло – гелий; некоторые полимеры хорошо пропускают O_2 , хуже – N_2 . Недостаток метода – требуется в ограниченном объеме очень большая поверхность тонких мембран, иногда тыс.м², и значительные энергозатраты на проталкивание газа через мембрану;

магнитный – для выделения из смеси газов, обладающих парамагнитными свойствами (O_2 и закись азота N_2O), но O_2 имеет малую магнитную проницаемость;

конденсационно-испарительные методы, основанные на использовании разницы в составах равновесных паровой и жидкой фаз разделяемой смеси.

В технике низкотемпературного разделения широко применяют следующие конденсационно-испарительные методы:

непрерывное испарение смеси;

непрерывная конденсация;

непрерывная ректификация.

Во всех случаях для проведения этих процессов при $T < T_{o.c}$ требуется отвод теплоты при конденсации на уровне T_k и его подвод при испарении на уровне $T_u > T_k$, которое при $T < T_{o.c}$ осуществляется только посредством трансформаторов теплоты.

Идеальные процессы ожижения и замораживания (конденсирования) газов

Рассмотрим с помощью $T-S$ и $lgP-h (l-i)^*$ диаграмм процессы перевода газа в жидкое и твердое состояние (рис. 5.1, 5.2) из [6].

* Здесь и далее на рис.5.1, 5.2, 5.4, 5.5, 5.18 сохранены обозначения энтальпий (i), принятые в литературных источниках

Начальное состояние газа соответствует условиям окружающей среды $T_{o.c}$ и $P_{o.c}$. Будем рассматривать только те случаи, когда $T_{o.c} > T_{кр}$, то есть когда начальная температура газа выше критической.

При $T_{o.c} > T_{кр}$ ожижение газа не представляет существенных трудностей, так как может быть достигнуто изотермическим сжатием без применения других процессов [2,4,6,7]. Кроме того, при $T_{o.c}$, давлении окружающей среды ниже критического ($P_{o.c} < P_{кр}$).

1. Охлаждение газа при постоянном давлении P_{oc} при отводе теплоты в окружающую среду с помощью какой-либо вспомогательной холодильной или криогенной установки (рис.5.1, 5.2) – процесс 1-2-3. В точке 3 – пар перейдет в жидкость.

Количество теплоты, которое отводится в процессе ожижения $q_{ож} = h_1 - h_3$.

Минимальная работа для обратимого проведения этого процесса – разность эксергий в конечном и начальном состоянии $l_{ож} = e_3 - e_1$.

Если необходимо получить вещество в твердом состоянии, то процесс отвода теплоты продолжают до температуры затвердевания T_T (точка 4). Дальнейший отвод теплоты приведет к переходу вещества из жидкого состояния (T_4) в твердое состояние ($T_T = T_4 = T_5$).

Теплота замораживания $q_{замор} = h_1 - h_5$, $q_{замор} = e_5 - e_1 > l_{ож}$.

2. Перевод газа в жидкое или твердое состояние при $P > P_{o.c}$. Если $P < P_{кр}$ – процесс аналогичен первому, отличается лишь тем, что конденсация происходит при более высокой температуре и теплота конденсации $r < (h_2 - h_3)$.

При $P_{o.c} < P < P_{кр}$ и приближении P к $P_{кр}$ температура конденсации T_k повышается, а r – уменьшается до тех пор, пока T_k не станет равной $T_{кр}$, а $r = 0$.

При $P_6 > P_{кр}$ газ переходит в жидкое состояние при $T_{кр}$ (точка 7), но без постоянной конденсации (рис. 5.1). Переход в шугу, затем твердое состояние – процесс 7-8-9.

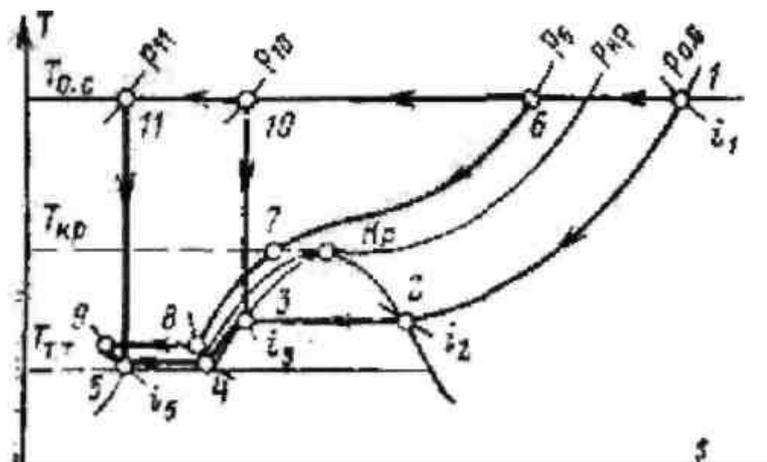


Рис. 5.1. Процессы перевода газа в жидкое и твердое состояние в T - S -диаграмме

Чем выше давление предварительного сжатия при $T=T_{o.c}$, тем большая доля теплоты, отводимой при $T_{o.c}$:

$$l_{ож} = e_6 - e_1;$$

$$l_o = e_{12} - e_6.$$

Получение точка 3 – в процессе дросселирования:

$$l_{dp} = e_{12} - e_3;$$

$$l_{мин} = (e_6 - e_1) + (e_{12} - e_6) - (e_{12} - e_3) = e_3 - e_1.$$

3. Предварительное сжатие газа до такого $P > P_{oc}$, когда вся теплота изотермического сжатия будет отводиться адиабатно, то есть в процессе расширения (процесс 1-10-3).

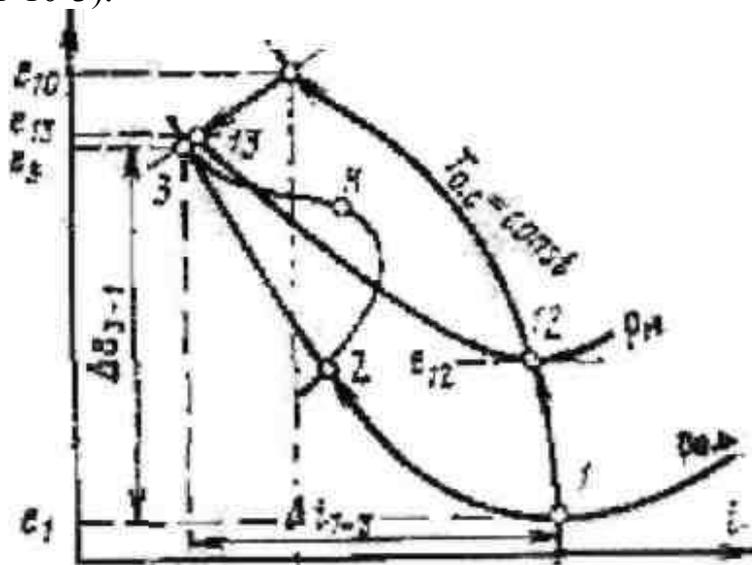


Рис.5.2. Процессы перевода газа в жидкое и твердое состояние в $e-h(e-i)$ -диаграмме

Чтобы расширить газ до перехода в твердое состояние (точка 5), надо его сжать до $P > P_{10}$:

$$l_{сж} = e_{10} - e_1;$$

$$l_p = e_{10} - e_3;$$

$$l_{мин} = (e_{10} - e_1) - (e_{10} - e_3) = e_3 - e_1.$$

Таким образом, идеально возможны следующие процессы конденсирования газа:

1) отводом теплоты при $P = const$ и T , изменяющейся от $T_{жс}$ до T фазового превращения;

2) отводом части теплоты при T_{oc} в процессе изотермического сжатия с последующим изобарным охлаждением при понижении температуры до T фазового превращения;

3) изотермическим сжатием газа с отводом теплоты при T_{oc} с последующим адиабатным расширением до конечного состояния при P_{oc} .

Во всех процессах (1, 2, 3) минимальная работа ожижения $l_{мин} = e_3 - e_1$.

Первый процесс – осуществляется при наличии охлаждения за счет затраты работы.

Второй процесс – работа затрачивается на сжатие и охлаждение.

Третий процесс – за счет сжатия и расширения, работа затрачивается только на сжатие.

Дифференциальный эффект дросселирования. Дроссель-эффект Джоуля-Томсона ($a_i = (\partial T / \partial P)_i$)

В зависимости от природы газа и параметров проведения процесса температура может понижаться ($\partial T < 0$), повышаться ($\partial T > 0$) или оставаться неизменной ($\partial T = 0$). Так как величина изменения давления (∂P) при этом всегда отрицательна (при дросселировании давление снижается), то в первом случае $a_i > 0$ (положительный дроссель-эффект), во втором $a_i < 0$, в третьем – $a_i = 0$.

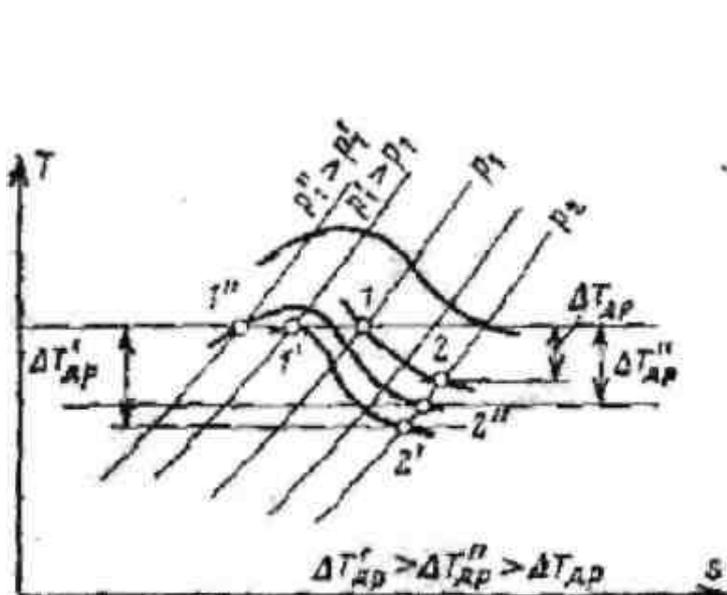


Рис. 5.3. Температурный эффект дросселирования ΔT_{DP} при одной и той же начальной температуре и трех начальных давлениях

$$P_1'' > P_1' > P_1 \text{ при } P_1'' > P_{инв}$$

Как видно из T - S -диаграмм (рис. 5.3, 5.4) из [6] линии постоянной энтальпии имеют максимум, который по мере повышения температуры передвигается в сторону меньших давлений, становится менее выраженным и при $T_{инв}$ ($\Delta T_{3-4} = 0$) исчезает.

Инверсионная кривая, соединяющая точки максимума, разделяет диаграмму на две области. Вправо – приводит к охлаждению газа, влево, где $h = \text{const}$, в направлении более высоких давлений – к нагреванию ($a_i < 0$) – процесс 5-6.

Так у водорода и гелия инверсионная кривая проходит ниже $T_{o.c}$, поэтому дросселирование при $T > 180 \text{ K}$ (H_2) и $> 40 \text{ K}$ (He_4) приводит к нагреванию и не может быть использовано для снижения температуры.

Наибольшая a_i для каждого криоагента существует в области влажного пара и близко к критической температуре $T_{кр}$.

При $a_i > 0$ охлаждение тем больше, чем выше начальное давление, $\Delta T_{\text{макс}}$ при дросселировании достигается от начального давления, лежащего на кривой инверсии, для воздуха при $T_{o.c}$ – при давлении 42 МПа.

Хранение и транспорт ожиженных газов

Главным условием, определяющим возможность перевозки и длительного хранения жидких газов при низких температурах, является обеспечение

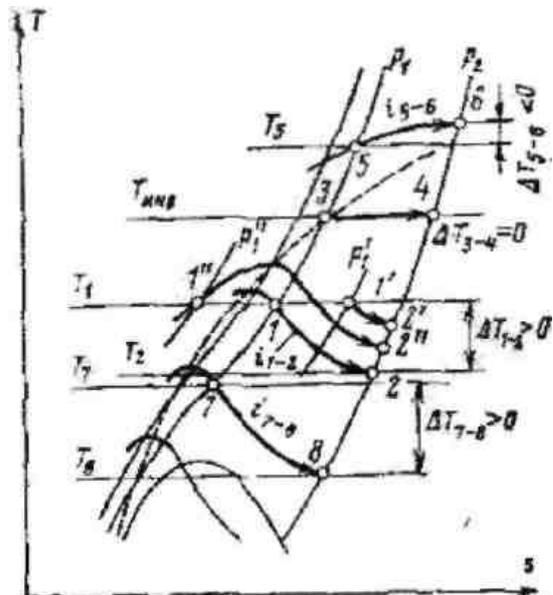


Рис. 5.4. Изменение эффекта дросселирования в зависимости от температуры и давления; ---- – инверсионная кривая

тепловой изоляции. От наружной среды обеспечение тепловой изоляции важно при хранении, перевозке низкотемпературных жидкостей, транспорта их по трубопроводам, а так же при хранении и получении их в аппаратах, работающих при низких температурах.

Низкотемпературная тепловая изоляция. Работоспособность низкотемпературных установок, их КПД определяется в значительной мере качеством тепловой изоляции, защищающей аппараты и коммуникации от притоков теплоты из окружающей среды.

В зависимости от температуры, типа, назначения низкотемпературной установки используются различные виды тепловой изоляции [1,2,6,7].

Блоки разделения воздуха защищают с помощью пористых изоляционных материалов, находящихся под атмосферным давлением.

В низкотемпературных установках, в блоках, работающих при температурах ниже азотного уровня, применяют высоковакуумную, вакуумно-порошковую и экранно-вакуумную изоляции.

Тепловая изоляция блоков. Материалы, используемые для изоляции должны иметь низкую тепло-проводность (λ), должны быть негорючими, нетоксичными, обладать высокой химической и биологической стойкостью, то есть не взаимодействовать с металлами и влагой, не разрушаться микроорганизмами и грызунами.

Теплопритоки через изоляцию в современных воздухоразделительных установках (ВРУ) в зависимости от количества перерабатываемого воздуха составляют [6]:

Расход воздуха, тыс.м ³ /ч	0,18	0,8	1,5	3,0	75,0	200,0
Удельные теплопритоки, кДж/м ³	12,0	8,4	6,3	4,6	4,2	3,3.

При выполнении тепловых расчетов принимают следующие соотношения теплопритоков: 40% – на теплообменные аппараты; 60% – на ректификационные колонны.

В наибольшей степени вышеприведенным требованиям удовлетворяют:

перлит (состав SiO₂ = 70-75%; Al₂O₃ = 12-15%; щелочные окислы – 4-8%; H₂O = 4%). В процессе тепловой обработки перлит вспучивается, его насыпная плотность уменьшается в 5-15 раз, затем его просеивают и для изоляции используют фракцию зерен до 1мм ($\lambda = 0,03$ Вт/(м·К) при 180-190К);

минеральная вата (производится путем распыления жидких расплавов металлургических и топливных шлаков, диаметр капель – около 10мкм). Выпускают вату марок – 100, 150, 200 [по величине плотности (кг/м³) при усилии сжатия 2 кПа]. При $T = 180-190$ К теплопроводность минеральной ваты $\lambda = 0,025-0,04$ Вт/(м·К). Теплоизоляционные свойства минеральной ваты резко ухудшаются при 20-30% влажности, за счет конденсации водяных паров из воздуха. Для предотвращения пылеобразования минеральная вата обрабатывается маслом (допускается содержания масла в вате не более 0,45%). Поэтому она может стать пожароопасной;

ультратонкое волокно (УТВ) – состоит из стеклянных нитей диаметром $d = 1-2$ мкм. Его плотность – 5-7 кг/м³, $\lambda = 0,023$ Вт/(м·К).

Высоковакуумная изоляция – эффективное средство защиты от теплопритоков. При ее использовании оборудование низкотемпературных установок размещается, как правило, внутри криостатов с двумя стенками, выполненными из металлов. Полость между стенками вакуумируется, внутренние стенки тщательно полируются для снижения теплового излучения.

Перенос теплоты Q от более нагретой поверхности к менее нагретой осуществляется свободной конвекцией (Q_k) и теплопроводностью газа (Q_m), находящегося в зазоре, и излучением (Q_l), то есть:

$$Q = Q_k + Q_m + Q_l.$$

При снижении давления уменьшается произведение критериев Грасгофа и Прандля ($Gr \cdot Pr$) и быстро падает доля теплоты, переносимой конвекцией (прямо пропорционально квадрату плотности газа). При $P < 133 \text{ Па}$ (1 мм рт.ст.) молярный перенос теплоты практически отсутствует.

Теплопроводность газа зависит от числа Кнудина ($K_n = L/\delta$ – отношение средней длины свободного пробега молекулы к расстоянию между поверхностями).

Значение длины свободного пробега молекулы газа

$$L = \frac{k}{\rho} \frac{1}{1 + T_y/T},$$

где k , T_y – соответственно константы газа: $k = 8,42 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$; $T_y = 113 \text{ К}$.

При $K_n \geq 1$ снижение давления газа не оказывает влияние на теплопроводность λ . При $L > \delta$ и $K_n > 1$ – интенсивность свободного молекулярного переноса теплоты возрастает, определяется числом молекул и зависит от давления P .

При давлении в зазоре между поверхностями, расположенными одна в другой, меньше 10^{-3} Па перенос теплоты остаточным газом теплопроводностью настолько мал, что им можно пренебречь по сравнению с лучистым, тогда

$$Q_l = \varepsilon_n c_o \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] F_{1,2},$$

где ε_n – приведенный коэффициент теплового излучения; $c_o = 5,67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела; $F_{1,2}$ – взаимная площадь поверхности излучения.

Значение

$$Q_l = \varepsilon_n c_o \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] F_1,$$

если внутренняя поверхность является выпуклой. При этом значение приведенного коэффициента излучения

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)},$$

где $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – соответственно коэффициенты тепловой изоляции внутренней и наружной поверхностей. Если поверхности – парные пластины, то $F_1 = F_2$.

Вакуумно-порошковая изоляция. Основным материал – порошок из перлита и аэрогеля (SiO_2), кроме того применяют кремнегель, микпоры. Порошок выполняет роль радиационных экранов. Размер пор так мал, что свободно-молекулярный режим переноса теплоты в газе характеризуется $K_n > 1$ при $P = 1-10 \text{ Па}$ ($10^{-1}, 10^{-2}$ мм рт.ст.), которое получают обычным механическим вакуумным насосом.

В отличие от высоковакуумной изоляции при использовании вакуумно-порошковой не уменьшается плотность теплового потока через изоляцию, так как тепловой поток зависит от излучения и теплопроводности твердого порошка.

При $T_2 = 300\text{К}$ (наружная поверхность) основное влияние на теплопритоки оказывает излучение. При снижении T_2 до азотного уровня определяющий фактор – теплопроводность порошка.

Эффективным способом улучшения качества такой изоляции является добавки алюминия Al и меди Си (в соотношении 40:60), которые снижают теплопритоки от излучения (Q_n) в 2-4 раза.

Теплопритоки теплопроводностью определяются из выражения

$$Q_m = \frac{\lambda_k}{\delta} (T_2 - T_1) \sqrt{F_1 F_2},$$

где λ_k – кажущийся коэффициент теплопроводности изоляции; δ – средний размер частиц.

Многослойная экранно-вакуумная изоляция. Значительно снижается перенос теплоты излучением за счет использования большого количества экранов, выполненных из металлической фольги или металлизированных полимерных пленок, которые в свою очередь разделяются пространством с давлением $0,01 \text{ Па}$ (10^{-4} мм рт.ст.) и теплопроводностью $\lambda = 0,03-0,05 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Эффективность этой изоляции зависит от числа слоев (n), приходящихся на единицу толщины пакета, $n^{\text{оптимальная}} = 20-40 \text{ 1/см}$.

Расчет теплопритоков, осуществляется так же как и для вакуумно-порошковой изоляции. Однако эта изоляция имеет высокую стоимость и ее сложно размещать в теплоизоляционном объеме, поэтому оно применяется ограниченно.

Воздухоразделительные установки

Промышленные воздухоразделительные установки для извлечения из атмосферного воздуха кислорода (O_2), азота (N_2), аргона (Ar), криптона, ксенона, неона в газообразном или жидком состоянии работают по принципу низкотемпературной ректификации.

Обобщенная схема криогенного процесса низкотемпературной ректификации представлена на рис. 5.5.

В зависимости от конкретных условий процесс (см. рис.5.5) может осуществляться в разных модификациях *, [2,4,6,7]:

1. Процесс Линде. Детандер (II) отсутствует и через теплообменники (IV) и (V) проходит весь воздух ($M = 1$), охлаждение воздуха – за счет дроссель-эффекта. Точки 8 и 10 совпадают (оптимальное по расходу энергии давление сжатия $P_2 = 12-20$ МПа).

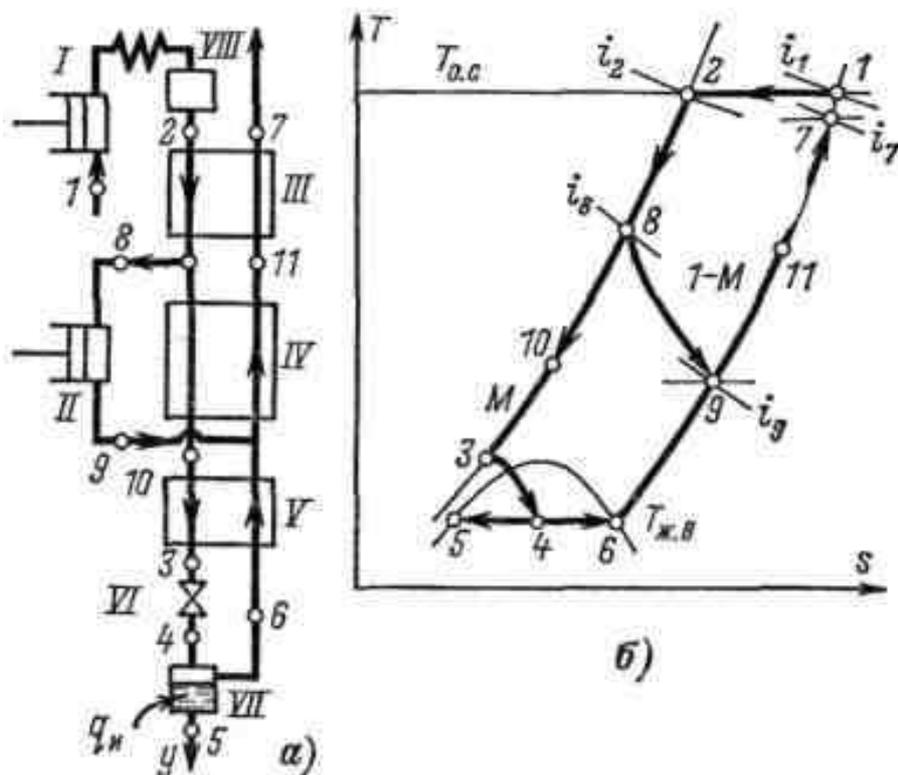


Рис.5.5. Обобщенная схема (а) и TS диаграмма (б) криогенного процесса: I – компрессор, II – детандер, III-V – теплообменники, VI – дроссельный вентиль, VII – отделитель жидкости, VIII – испаритель

2. Процесс Клода – соответствует изображенному на рис.5.5,б – цикл среднего давления (сжатие газа до 2-6 МПа и охлаждение до температуры всасывания).

3. Процесс Гейландта. Теплообменник (III) отсутствует. Воздух в детандер поступает без предварительного охлаждения – цикл высокого давления ($P_2 = 12- 20$ МПа).

4. Процесс Капицы. Отсутствует теплообменник (V) и после расширения в детандере (II) воздух имеет параметры точки 6 – цикл низкого давления ($P_2 = 0,5-0,8$ МПа).

Каждой из указанных модификаций соответствует оптимальное с точки зрения расхода энергии давление P_2 сжатого воздуха. Чем ниже давление P_2 , тем большая доля воздуха направляется в детандер.

* Картавская В.М. Системы производства и распределения энергоносителей промпредприятий. Метод. указания к курсовому проектированию / В.М. Картавская – Иркутск: ИПИ, 1990. – 27 с.

Доля жидкости (y), получаемой из 1 кг сжатого воздуха, и количество отводимой теплоты (q_u) определяются из энергетического баланса процесса [4,6,7]:

$$y = \frac{\Delta h_m + (1 - M)\Delta h_\partial - \Delta h_n - q_u}{\Delta h_{ож} - \Delta h_n} \quad (5.1)$$

где y – доля жидкости, получаемой из 1 кг сжатого воздуха; q_u – количество отводимой теплоты; $\Delta h_m = h_1 - h_2$ – изотермический дроссель-эффект; $\Delta h_n = h_1 - h_7$ – потери от недорекуперации; $\Delta h_{ож} = h_1 - h_5$ – теплота ожижения (разность энтальпий атмосферного и ожиженного воздуха); $\Delta h_\partial = h_8 - h_9$ – холодопроизводительность 1 кг воздуха, который расширяется в детандере; M – доля дросселируемого воздуха.

Схемы однократной и двукратной ректификации:

1. *Колонна однократной ректификации* (рис.5.6) – производится технически чистый кислород (O_2). В такой колонне может быть осуществлен любой из вышеописанных процессов ожижения (см.рис.5.5).

В процессе ректификации с загрязненным азотом (N_2) теряется около трети кислорода, количество отводимого жидкого O_2 определяется уравнением (5.1).

Если производятся N_2 и O_2 в газообразном состоянии, то $y = 0$, следовательно [см. уравнение (5.1)]:

$$\Delta h_m + \Delta h_\partial(1 - M) = \Delta h_n + q_u;$$

$$\Delta i_m = K\Delta T_K c_p^K (\text{по } O_2) + A\Delta T_A c_p^A (\text{по } N_2),$$

где K, A – количества кислорода O_2 и азота N_2 соответственно; $\Delta T_K, \Delta T_A$ – соответственно недорекуперация кислорода и азота; c_p^K и c_p^A – соответственно теплоемкости кислорода и азота при постоянном давлении.

При учете притока теплоты через изоляцию ($Q_{o.c} = Bq_u$) уравнение энергетического баланса имеет вид

$$B\Delta h_m + B(1 - M)\Delta h_\partial = K\Delta T_K c_p^K + A\Delta T_A c_p^A + Bq_u$$

где B – количество подведенного воздуха. Для цикла Линде $A\Delta T_A c_p^A = 0$ и $M = 1$.

2. *Колонна двукратной ректификации* (рис.5.7) – производятся чистые O_2 и N_2 . В верхней колонне – происходит полное разделение воздуха на O_2 и N_2 . Кислород (K) отводится в теплообменник из нижней части колонны, а азот (A) – из верхней части.

Колонны однократной ректификации используются в небольших установках лабораторного типа для получения газообразного O_2 или в установках жидкого O_2 , работающих по циклу низкого давления. Для полного извлечения O_2 в колонну вместо жидкого воздуха подают жидкий N_2 из специального азотного холодильного цикла. Давление в испарителе составляет 0,13 МПа, давление в колонне несколько выше (для обеспечения разности температур в конденсаторе-испарителе).

Конструктивно колонна – вертикальная башня с кубом внизу (на рис. 5.6. – II – испаритель). В змеевик (конденсатор) поступает охлажденный воздух.

Пройдя змеевик, жидкий воздух (Ж) через дроссельный вентиль поступает в верхнее сечение колонны и стекает вниз по насадке или тарелкам.

В испарителе жидкость испаряется, газы (пары-П) поднимаются вверх, встречаются с неравновесной жидкостью, имеющей меньшую температуру.

При бесконечно большой поверхности контакта внизу колонны получается жидкий O_2 высокой концентрации, а пар – теоретически равновесен жидкому воздуху. Содержание азота в паре составляет 89-92%.

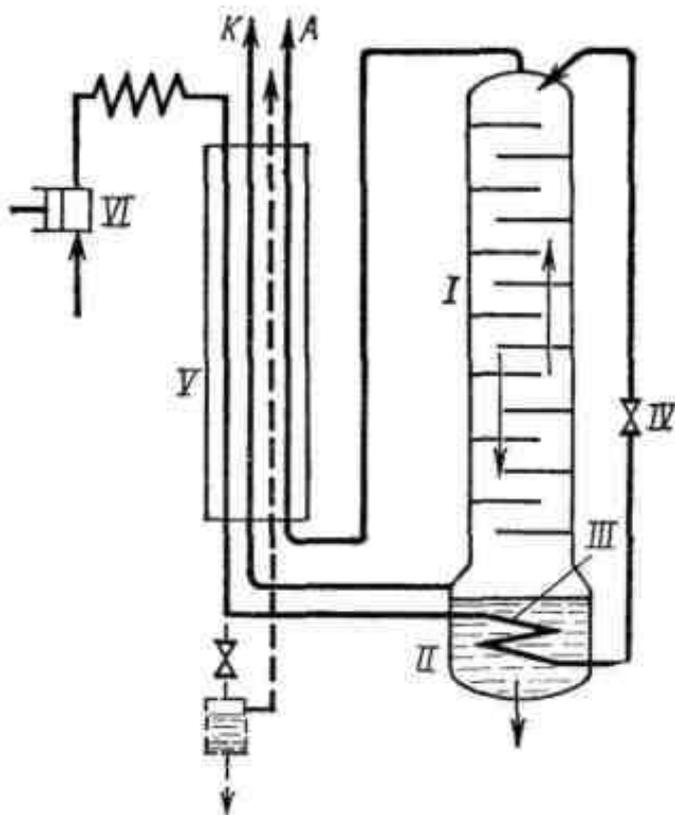


Рис. 5.6. Схема колонны двухкратной ректификации: *I* – колонна; *II* – испаритель; *III* – змеевик (конденсатор); *IV* – дроссельный вентиль; *V* – теплообменник; *VI* – компрессор; *K* – кислород; *A* – азот

В крупных установках (колонны двукратной ректификации) используется процесс Капицы, в котором давление воздуха снижено до 0,5-0,6 МПа, необходимо для двойной ректификации.

Для уменьшения габаритов колонны (в небольших установках) ректификационную колонну разделяют на две части высокого и низкого давления.

Низкотемпературная ректификация. Широко используется в технике для разделения воздуха с целью получения кислорода O_2 , азота N_2 , аргона Ar, неона Ne, криптона Kr, ксенона Xe. Гелий, метан, этан также получают в установках низкотемпературного охлаждения при разделении природных и попутных нефтяных газов.

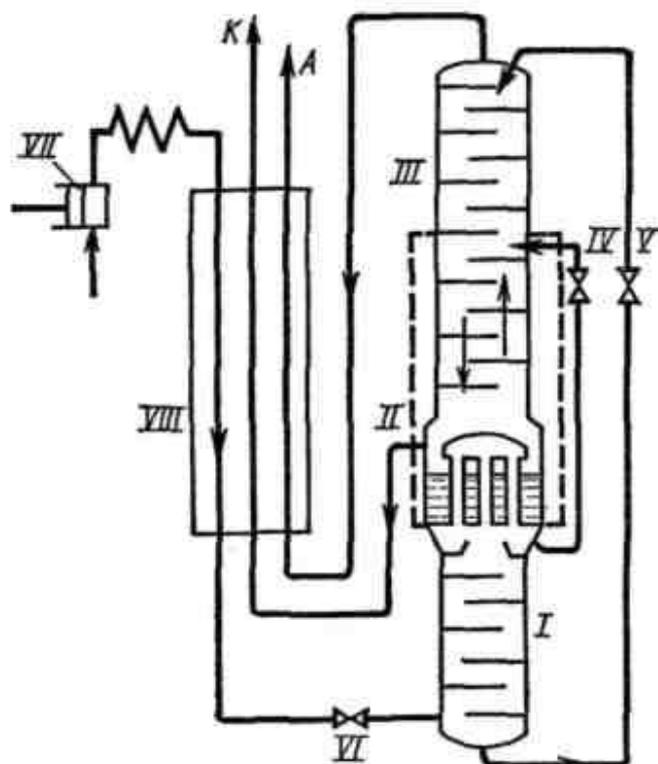


Рис. 5.7. Схема колонны двойной ректификации: *I* – нижняя колонна; *II* – конденсатор-испаритель; *III* – верхняя колонна; *IV-VI* – дроссельные вентили; *VII* – компрессор; *VIII* – теплообменник; *K* – кислород; *A* – азот

Расчет процесса ректификации смесей газов с учетом влияния всех входящих в них компонентов крайне затруднителен, поэтому сложные многокомпонентные смеси рассматриваются как бинарные или тройные. Воздух – как бинарную смесь, хотя в своем составе он имеет более 10 компонентов. При извлечении из воздуха трех компонентов, его рассматривают как тройную смесь.

На рис. 5.8 из [1] приведена фазовая (T, x, y) диаграмма для смеси азот-кислород, на рис. 5.9 из [1] – диаграмма равновесной концентрации азота (пар-жидкость).

Посредством непрерывного испарения и непрерывной конденсации принципиально невозможно выделить из смеси компонент в технически чистом виде.

Полное разделение бинарной смеси на компоненты осуществляется организацией тепло- и массообмена между находящимися в непосредственном контакте встречными потоками жидкости и пара в условиях, когда процессы испарения и конденсации протекают одновременно. Этот метод называется ректификацией и реализуется в аппаратах (ректификационных колоннах).

Для увеличения поверхности соприкосновения между паром, поднимающимся вверх и стекающей жидкостью по высоте колонны размещаются тарелки. На каждой из тарелок с помощью переливных устройств поддерживается некоторый слой жидкости, через который барботирует

встречный поток пара, образуя множество мелких пузырьков. Большая межфазная поверхность раздела, получаемая при этом, приводит к интенсификации процессов тепло- и массообмена и снижению габаритов аппарата.

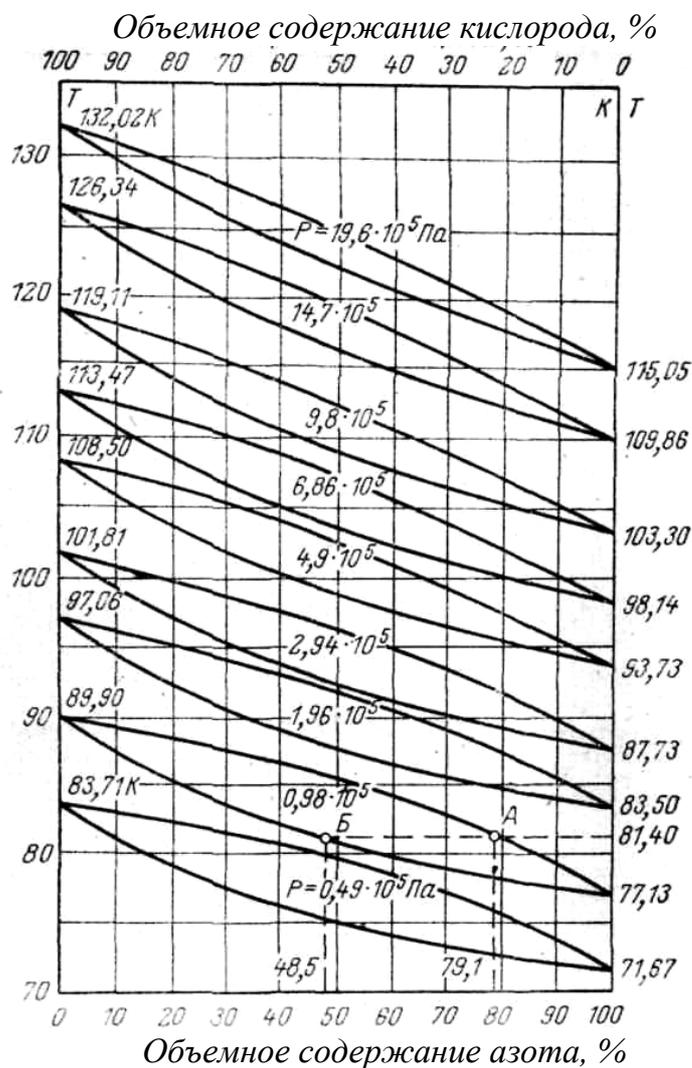


Рис.5.8. Т, х, у диаграмма смеси азот-кислород

Пар, поднимаясь вверх многократно (по числу тарелок), соприкасается с жидкостью, все более обогащаясь нижекипящим компонентом, содержание которого в жидкости, наоборот, понижается по мере движения ее вниз по колонне. При этом в жидкости возрастает концентрация вышекипящего компонента (нижняя часть колонны).

В пределе потоки жидкости (G) и пара (D) при взаимодействии могут достигнуть равновесных значений (см.рис.5.9). Такие тарелки называются теоретическими (или идеальными) в отличие от действительных, где равновесие между фазами в конце процесса тепло- и массообмена не достигается.

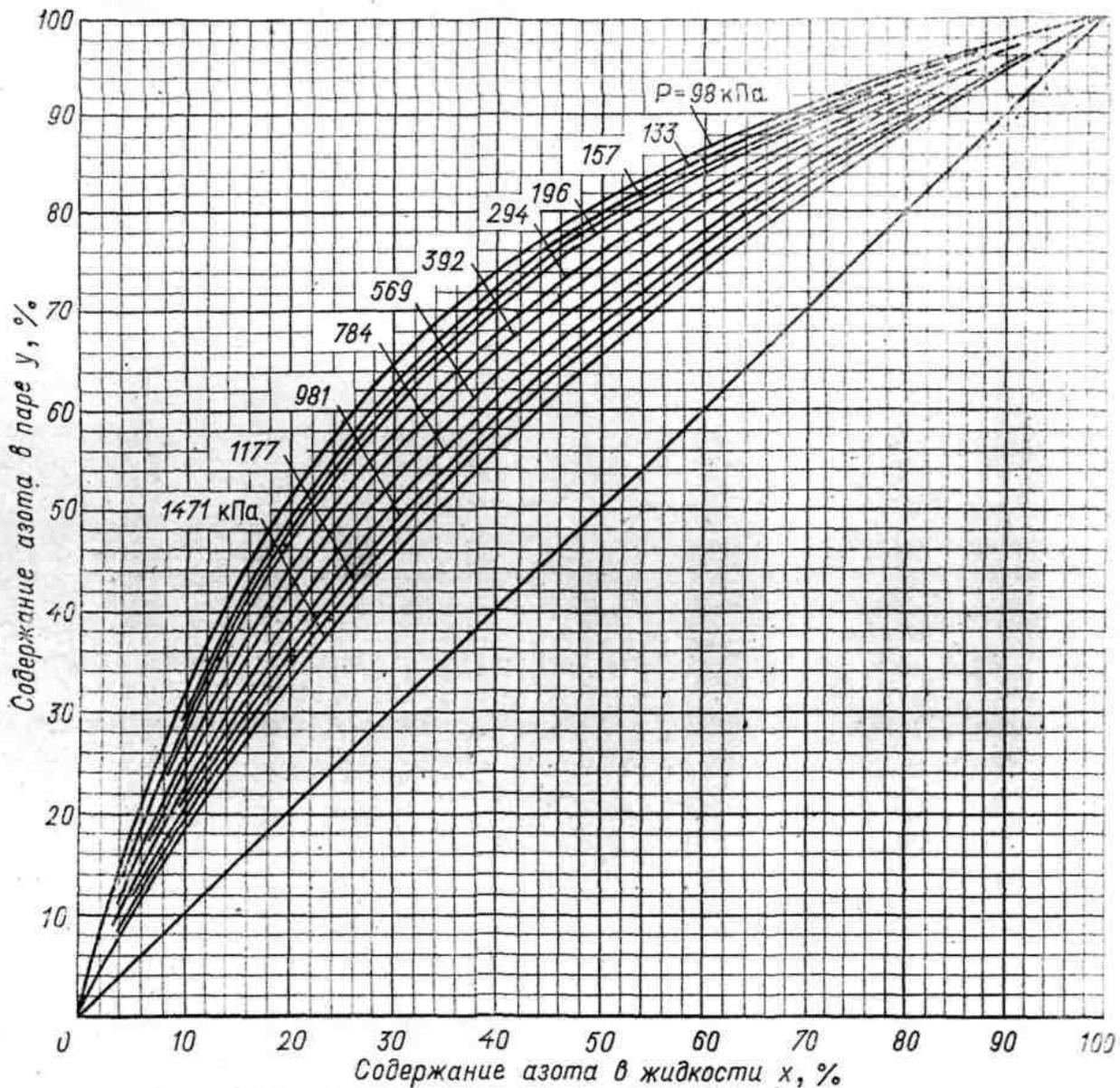


Рис. 5.9. Диаграмма равновесной концентрации (пар-жидкость)

Принципиальные схемы ректификационных колонн:

1. Для извлечения кислорода (рис.5.10 из [1]) Линде разработана схема однократной ректификации, в которой процесс разделения происходит при условии $D < G$, характерном для отгонной (концентрационной) колонны.

Воздух (В), предварительно очищенный от примесей, охлажденный и сжатый подается в конденсатор-испаритель (4), где отдает теплоту кипящему в кубе (3) кислороду, ожижается и поступает после дросселирования (5) на орошение верхней тарелки. Увеличивая число тарелок, можно получить жидкий кислород (вышекипящий компонент) высокой чистоты и концентрации 74-75%. Ректификация происходит при давлении 0,12-0,14МПа. Из верхней части аппарата выводится азот в виде пара.

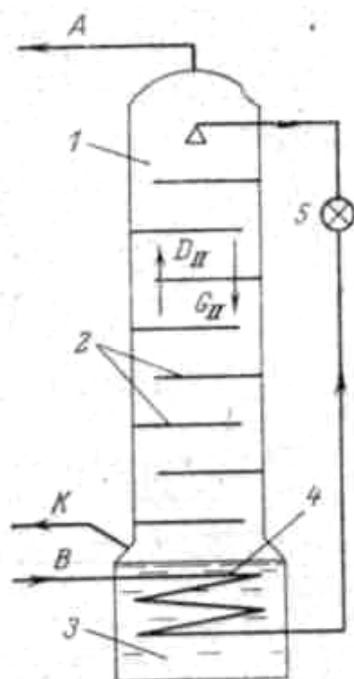


Рис.5.10. Схема аппарата однократной ректификации для извлечения кислорода: 1 – корпус; 2 – тарелки; 3 – куб; 4 – теплообменник; 5 – дроссельный вентиль

2. Для извлечения азота высокой концентрации используется концентрационная колонна, в которой процесс разделения происходит при условии $D_1 > G_1$ (рис.5.11 из [1]).

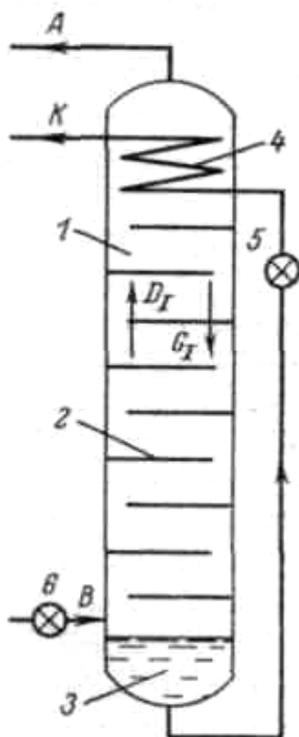


Рис.5.11. Схема аппарата однократной ректификации для извлечения азота

Охлажденный воздух (B) подается на разделение в нижнюю часть аппарата (1) через дроссельный вентиль (6), где его давление снижается до значения $P_k = 0,35-0,4$ МПа. Пар, поднимаясь по колонне, обогащается на тарелках (2) нижекипящим компонентом до заданной концентрации, соответствующей практически чистому азоту.

В конденсаторе-испарителе (4) часть азота ожижается и в виде флегмы (жидкости) возвращается в колонну на орошение верхней тарелки. Несконденсированные пары азота отбираются из верхней части аппарата в качестве готового продукта азота (A). Давление кипения $P_k = 0,12-0,13$ МПа. Кубовая жидкость (3) содержит значительное количество азота, концентрация которого несколько выше равновесной по отношению к поступающему в колонну воздуху. Поэтому около 40% азота теряется отбросным потоком (K).

Для производства 1 м^3 кислорода или азота при нормальных условиях необходимо переработать соответственно 7,5-8,5 или 2,2-2,4 м^3 воздуха вместо 5 или 1,3 м^3 случае полного извлечения компонентов.

3. *Одновременное получение технически чистых азота и кислорода* осуществляется в сдвоенном аппарате однократной ректификации (рис.5.12 из [1]), состоящим из концентрационной (1) и отгонной (2) секций. Для орошения верхней тарелки используется часть отбираемого из аппарата азота в количестве A_ϕ , который нагреваясь до температуры окружающей среды $T_{o.c}$ в охладителе флегмы (5) и теплообменнике (6), изотермически сжимается компрессором (7) до давления $P = 0,55-0,6$ МПа.

Сжатый азот после охлаждения встречным потоком холодного газа в рекуператоре (6) поступает в конденсатор-испаритель (3), где ожижается вследствие тепло- и массообмена с кислородом, кипящим при более низком давлении. Из конденсатора-испарителя (3) жидкий азот поступает через теплообменник (5) и дроссель (4) в верхнюю часть ректификационного аппарата.

Так как в схеме применяется компрессор, то повышается стоимость установки и увеличивается расход энергии в процессе эксплуатации.

Если сжимать до давления в нижней колонне только часть воздуха, а другую часть воздуха, охлажденного до температуры конденсации, вводить в соответствующее сечение верхней колонны, то расход энергии на разделение воздуха уменьшается. Этот способ предложен Лехманом [1]. В наше время крупные колонны выполняются с вводом части потока воздуха в верхнюю колонну после его расширения в турбодетандере, вторая часть охлажденного воздуха подается в нижнюю колонну. Иногда колонну разделяют на три части.

Характеристика продуктов разделения воздуха и область их применения. Характеристика товарного газообразного O_2 (технического и медицинского) должна отвечать следующим требованиям:

технический кислород – 3 сорта (содержание O_2 – 99,7; 99,5 и 99,2 об.%)
медицинский – 99,5 об.%;

содержание водяных паров (г/м^3) при 20°C и $0,101 \text{ МПа}$ должно быть не более $0,005 \text{ об.}\%$;
 содержание CO_2 – не нормируется (технический O_2).

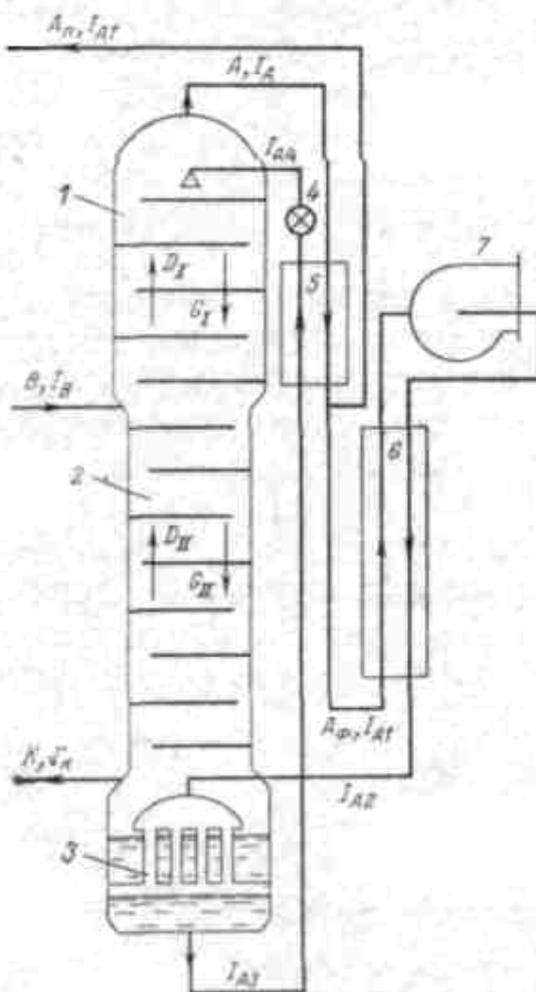


Рис.5.12. Схема ректификационного аппарата для извлечения азота и кислорода

В промышленности находят широкое применение нетоварные (потребляемые только производящим их предприятием) O_2 и N_2 : кислород технический влажный, технологический, азот чистый, кислород технический сухой (табл. 5.2. из [4]).

Теоретический расход энергии для получения 1 м^3 газообразного O_2 составляет $0,075 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$ ($1,62\text{-}1,98 \text{ МДж}$).

По использованию кислорода и азота **химическая промышленность** занимает 2-ое место после металлургической.

Кислород и азот используются:

1) при производстве ($\text{м}^3/\text{т}$):

продукт	O_2	N_2
серная кислота	240	-
аммиак	500	200
метанол	600	280
ацетилен	3600	-

этилен и пропилен	-	40
полиформальдегид	-	150
полиэтилен	-	430

с целью интенсификации технологических процессов, создания более компактных, высокопроизводительных агрегатов и автоматизации производства;

Таблица 5.2

Характеристика газообразных нетоварных кислорода и азота

Наименование продукта	Содержание O ₂ , об %	Давление на выходе из установки, МПа	Влажность	Содержание CO ₂	Примечания
Кислород технический влажный	99,5	0,102	Не нормируется	Не нормируется	Выводится из установки по регенеративным теплообменникам
Кислород технологический	95,0-98,0	0,102			
	1,0	0,102			
Азот чистый	0,02	0,102-0,49	Точка росы при давлении выхода из установки не выше -100°С	Отсутствует	Выводятся из установки по рекуперативным теплообменникам
	0,002-0,0005	0,102-0,49			
Кислород технический сухой	99,5	0,102		Не выше 35 см ³ /м ³	

2) при газификации твердых топлив – для получения полуводяного газа, применяемого в производстве синтетического аммиака; водяного газа (парокислородное дутье) – для синтеза спиртов и производства водорода;

3) в процессе каталитической конверсии природного газа (CH₄) – для получения аммиака и смеси H₂-CO, используемых в синтезе метанола, высших спиртов и альдегидов. Конверсируемый газ имеет состав (об.%): H₂ = 72%; CO₂ = 23%; CO = 4%, около процента – CH₄, N₂ и Ar. При конверсии природного газа, обогащенного кислородом воздуха, производят технологический кислород;

4) в процессе высокотемпературной конверсии метана (CH₄) по реакции:

$$\text{CH}_4 + \text{O}_2 \rightarrow \text{CO} + \text{H}_2 + \text{H}_2\text{O} + 66,4 \text{ ккал (температура 1400-1500}^\circ\text{C)}.$$

5) в низкотемпературном окислении углеводородов попутных нефтяных газов – для производства аммиака.

6) в производстве ацетилена из природного газа.

Потребность в кислороде в **черной металлургии** современного металлургического комбината составляет 150-250 тыс. м³/ч: в доменных печах (25-28 об.% кислорода в дутье) позволяет применять более бедные руды и

снижать расход топлива при выплавке чугуна. На одну доменную печь требуется 50-100 тыс.м³/ч кислород.

При содержании в дутье кислорода 30-35об.% производительность мартеновских печей повышается на 30%, удельный расход кокса снижается на 25-40%.

В цветной металлургии кислород применяется:

при шахтной плавке свинцово-цинкового агломерата, возгонке цинка из шлака, обжиге цинковых концентратов в печах с кипящим слоем;

при шахтной плавке окисленных никелевых руд, обжиге никелевого огарка и др.;

при шахтной плавке медного рудного агломерата, конвертировании медных штейнов (промежуточный продукт, содержащий основное количество извлеченного из руды никеля и меди);

при извлечении ценных продуктов из газов (например, серной кислоты).

Кислород также применяется при огневом бурении твердых пород, в двигателях космических ракет, в медицине, микробиологии, при высотных полетах, в энергетике и др.

Основные технические характеристики воздуходелительных установок. В зависимости от назначения и производительности воздуходелительные установки подразделяются по организации криогенного процесса на установки высокого, среднего, низкого давления и двух давлений воздуха [4].

Установки высокого и среднего давления предназначены для получения небольших количеств O₂ и N₂ при переработке не более 1000 м³/ч воздуха (установки высокого давления с поршневым детандером до 7000 м³/ч воздуха).

Применяемые криогенные процессы:

высокого давления (10-20 МПа) – цикл Линде;

высокого давления с поршневым или турбодетандером (9-20 МПа) – цикл Гейландта;

среднего давления с поршневым или турбодетандером (2-6 МПа) – цикл Клода.

Мощность приводов компрессоров (электрический двигатели) от 200 до 2тыс.кВт.

Получаемые O₂ и N₂ – газообразные. Для производства одного из продуктов в жидком виде используются установки высокого давления. В разделительных аппаратах используется одно- и двукратной ректификация.

Как правило, из воздуха получают один из продуктов (O₂ или N₂). Одновременное получение чистых N₂ и O₂ в одной колонне достигается при выпуске в атмосферу аргонной фракции из колонны низкого давления разделительного аппарата.

Типы установок: АжК – 0,02М; К – 0,04; АК – 0,1; КжАж – 0,04; Аж – 0,15-1. Здесь А – азот, К – кислород, ж – жидкий.

Установки низкого давления (0,5-0,7 МПа) позволяют получить значительные количества O₂ (от 150 до 33 тыс.м³/ч) и N₂ (от 40 до 27000 м³/ч).

Как правило, это установки с колоннами двукратной ректификации. Производят в них не только O_2 и N_2 , но и Ar, и другие инертные газы. Количество перерабатываемого воздуха составляет 8-18 тыс.м³/ч.

Типы установок: К – 1,4; А – 8; Акт – 16-1; КА – 13,5т (т – технический продукт, цифры – количество основного продукта в тыс.м³/ч).

Мощность привода компрессоров (электродвигатели) составляет 1-9 тыс.кВт, применяют также паровые турбины такой же мощности.

Удельные энергозатраты составляют: кислород – 0,45-0,67 и азот – 0,214 кВтч/м³.

Установки двух давлений: два типа – средней производительности – для получения газообразных продуктов (расход воздуха – 2-20 тыс.м³/ч) и большой производительности – получение жидких O_2 и N_2 (расход воздух – 5 тыс.кг/ч и выше).

В установках первого типа применяют процессы двух давлений – низкого (0,6 МПа) и высокого (9-18 МПа) с расширением части азота низкого давления в турбодетандере или с расширением части воздуха высокого давления в поршневом детандере и предварительным охлаждением воздуха высокого давления.

В установках второго типа весь воздух поступает в установку под низким давлением (0,5-0,6 МПа), а покрытие холодопотерь через изоляцию и с продуктами разделения осуществляется с помощью азотного циркуляционного криогенного цикла среднего давления (~ 3,0 МПа). При этом значительно увеличивается доля продуктов разделения выводимых в жидком виде.

Удельные энергозатраты составляют: кислород – 0,77-2,03 и азот – 0,122 кВтч/м³.

Очистка перерабатываемого воздуха от диоксида углерода (CO_2) и водяных паров осуществляется:

в установках высокого и среднего давления – в абсорбционных и адсорбционных процессах путем вымораживания с помощью холодильного агента:

а) поглощением CO_2 с помощью раствора щелочей в сочетании с адсорбционной осушкой; либо вымораживанием паров воды в теплообменниках, охлаждаемых жидким аммиаком NH_3 или фреоном;

б) комплексной адсорбционной очисткой от CO_2 и водяных паров на синтетических цеолитах с предварительным охлаждением очищаемого воздуха отбросным азотом или в холодильной установке.

в установках низкого давления:

вымораживанием в регенераторах или реверсивных (переключающихся) теплообменниках с возгонкой или удалением их выходящими из установки потоками продуктов разделения.

в установках двух давлений:

комплексной очисткой в регенераторах (с охлаждением); химическим путем с применением раствора щелочи (NaOH) в сочетании с очисткой от паров

воды адсорбцией – для воздуха высокого давления; вымораживанием – в переключающихся теплообменниках – для воздуха низкого давления.

В табл.5.3. из [4] приведены технико-экономические показатели воздуходелительных установок.

Таблица 5.3

Технико-экономические показатели воздуходелительных установок

Тип установки	Затраты энергии, кВт	Удельные затраты энергии,	КПД колонны в среднем составляет 0,534, в общем случае затраты энергии определяются, кДж/кг
Среднего и высокого давления	–	–	$N_y = \frac{1}{y} \left[\frac{RT \ln \varepsilon}{\eta_{из} \eta_{эм}} + \frac{q_u}{\varepsilon} \right]$
Низкого давления	940-16000	0,44-0,67	$N_y = \frac{1}{y} \left[\frac{RT \ln \varepsilon}{\eta_{из} \eta_{эм}} - (1 - M) \Delta h_{\delta} \eta_{эм\delta} \right]$ <p>для циклов с детандером</p>
Двух давлений	330-13500	0,77-0,67	–

Принципиальную схему снабжения потребителей продуктами разделения воздуха рассмотрим на примере производимых кислорода и азота (рис. 5.13).

Обозначения на рис. 5.13:

Аотбр – отбросный азот; Аж – жидкий чистый азот; Ав.д. – азот чистый высокого давления; А – азот чистый низкого давления; Ад – азот чистый под давлением нижней колонны;

К – кислород технологический; Кт – кислород технический; Кв.д. – кислород чистый высокого давления; Кж – жидкий чистый кислород;

Ар – аргон чистый высокого давления; Арж – аргон чистый жидкий; Арс – аргон сырой; Арт – аргон технический;

(Кр + Кс)к – криптоно-ксеноновый концентрат;

(Не + Ге)см – неоно-гелиевая смесь;

ЖХ – жидкостное хранилище; Г – газгольдер; РЦВД – реципиент высокого давления; РЦСД – реципиент среднего давления;

РР – распределительная рампа; Р – редуктор; ТР – транспортный резервуар для ожиженных продуктов разделения;

АГУ – автомобильная газификационная установка;

СГУ – стационарная газификационная установка;

НР – наполнительная рампа;

УОК – установка обратной конденсации паров;

КП – «пиковый» кислородный компрессор для закачки кислорода в реципиенты под повышенным давлением.

Продукты разделения, поступающие к потребителям: 1 – жидкий чистый азот – непосредственно к месту потребления; 2 – чистый азот высокого давления – в трубопроводную сеть потребителя; 3 – чистый азот высокого давления – в баллонах; 4,5 – чистый азот низкого давления – в трубопроводную сеть потребителя; 6, 7 – чистый азот под давлением нижней колонны – в трубопроводную сеть потребителя; 8, 9 – кислород технологический – в трубопроводную сеть потребителя; 10 – кислород технический среднего давления – в трубопроводную сеть потребителя; 11 – кислород технический высокого давления – в баллонах; 12 – кислород технический высокого давления – в трубопроводную сеть потребителя; 13 – жидкий технический кислород – непосредственно к местам потребления; 14 – чистый аргон высокого давления – в баллонах; 15 – чистый аргон высокого давления – в трубопроводную сеть потребителя; 16 – жидкий чистый аргон – непосредственно к местам потребления; 17 – криптоно-ксеноновая смесь; 18 – криптон; 19 – ксенон; 20 – неон; 21 – неоно-гелиевая смесь.

Режим потребления кислорода и азота зависит от потребителей, то есть от графика их работы. Так в непрерывных производствах, таких как доменное, его расход зависит от числа плавов, производительности печи и составляет ~ 77,5-86 м³ на т чугуна. В производстве стали – 62,2-65 м³ на т стали.

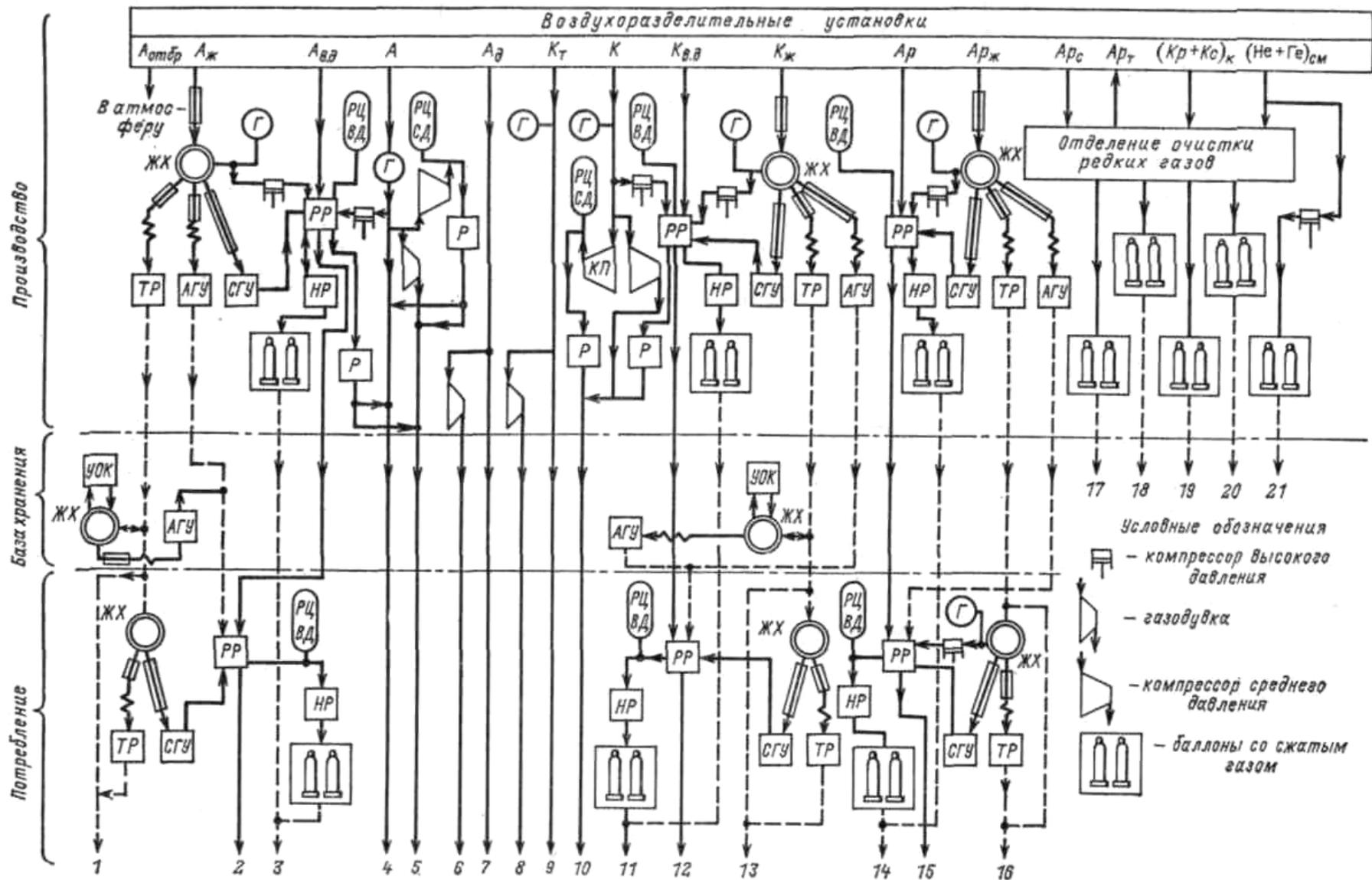


Рис.5.13. Принципиальная схема снабжения потребителей продуктами разделения воздуха

Организация производства и примеры технологических схем установок разделения воздуха. В зависимости от количества расходуемого кислорода всех потребителей делят на три группы: мелкие, средние, крупные. Мелкие – расходуемые до 30 м³/ч, средние – 30-150 м³/ч, крупные – > 150 м³/ч. На долю крупных потребителей приходится 75-80% производимого в стране кислорода.

Мелкие и средние потребители применяют технический кислород в основном для резки и сварки металлов; крупные – технический и технологический кислород и азот для процессов основного производства (металлургических, химических и др.).

Мелких и средних потребителей снабжают районные кислородные заводы, часть потребителей имеет собственные кислородно-азотные установки. Некоторым потребителям кислород доставляется в жидком виде и затем газифицируется.

Для удовлетворения потребности крупных предприятий (потребителей) в кислороде, азоте, аргоне, криптоне, ксеноне создается цех разделения воздуха (кислородный цех, кислородная станция), оснащенный мощными воздуходелительными установками. Частично продукты разделения воздуха этих предприятий используются для обеспечения более мелких потребителей.

Себестоимость газообразного кислорода зависит от мощности установки (данные Гипрокислорода) [4]:

Тип установки	КГМ-30	КГСН-150	К-0,4	БР-14	БР-5М	БР-1	БР-2М
	Затраты на 1 м ³ O ₂ , %						
Электроэнергия	22	38	40	35	55	58	54,0
Зарплата	32	15	12	11	3	3	2,0
Материалы	3	4	1	1	1	1	0,5
Амортизация	13	17	18	18	16	14	18,5
Цеховые расходы	20	16	19	19	15	14	15,0
Общезаводские расходы	10	10	10	10	10	10	10.

При расходе кислорода до 150 м³/ч и расстоянии до 400 км выгоднее доставлять продукты разделения воздуха под давлением 15,0-20,0 МПа в реципиентах (емкости 375, 750 и 1500 м³/газа), смонтированных на автоприцепах. При расстоянии менее 50 км их выгоднее перевозить автомашинами в баллонах, установленных в контейнеры. При расстоянии более 50 км баллоны выгоднее транспортировать по железной дороге.

Транспортировка газообразных продуктов разделения воздуха по трубопроводам экономически целесообразна только при больших расходах потребляемого газа и сравнительно небольших расстояниях.

При потреблении кислорода до 20 м³/ч и расстоянии до 200 км наиболее экономичен способ доставки кислорода в жидком виде в автомобильных газификационных установках. Если объемы потребления и расстояние превышают указанные, то выгоднее установки разделения воздуха строить на местах потребления кислорода или азота.

Возможны три варианта хозяйственной организации цехов разделения воздуха [4]:

1) в виде самостоятельного предприятия, расположенного на отдельной площадке;

2) в составе вспомогательных цехов на предприятиях металлургической, химической, машиностроительной и других отраслях промышленности;

3) в виде независимого предприятия, расположенного на территории, примыкающей к крупному потребителю основного продукта разделения воздуха.

Схема цеха разделения воздуха. Примерная технологическая схема кислородного цеха металлургического завода показана на рис.5.14 из [4].

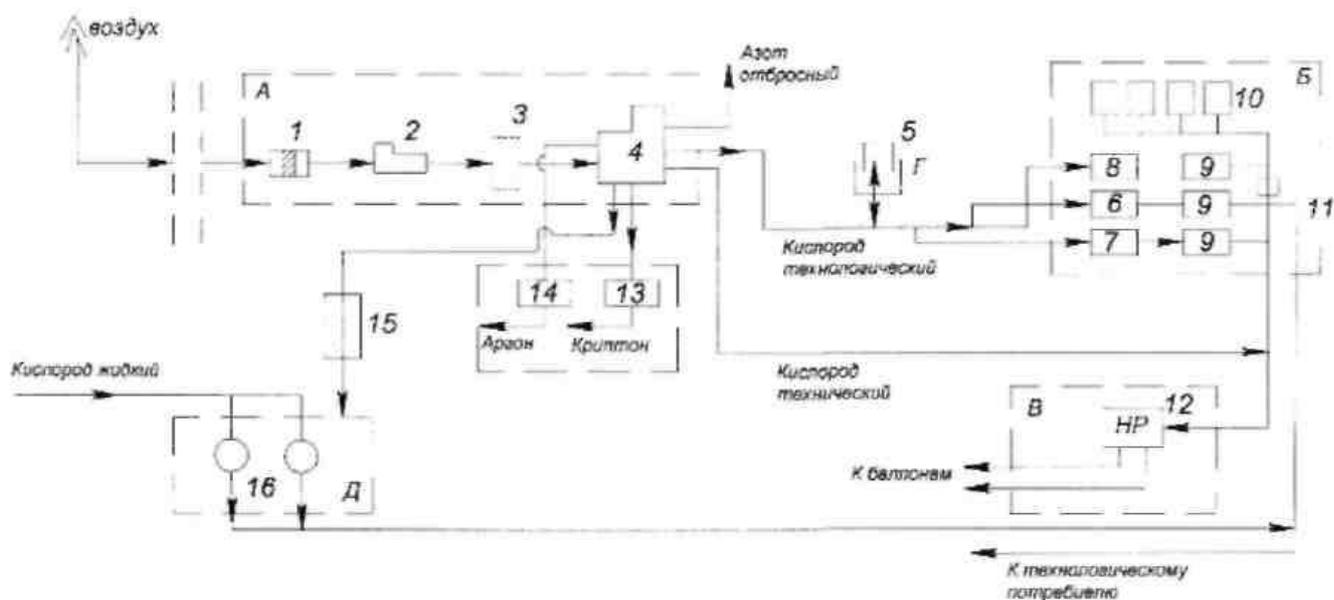


Рис.5.14. Схема цеха разделения воздуха: *А* – основной (кислородный) цех; *Б* – цех компрессии; *В* – цех наполнения баллонов; *Г* – цех очистки инертных газов; *Д* – отделение газификации жидкого кислорода; 1 – камера воздушных фильтров; 2 – воздушный турбокомпрессор; 3 – очистка воздуха от CO₂, осушка воздуха; 4 – блок разделения воздуха; 5 – кислородный газгольдер; 6, 7, 8 – кислородные компрессоры; 9 – блоки осушки кислорода; 10 – РЦВД (см.рис.5.13); 11 – кислородные редукторы и регуляторы давления O₂, поступающего к потребителю; 12 – наполнительные рампы; 13 – оборудование для очистки и обогащения криптоно-ксенонового концентрата; 14 – установка для очистки аргона от кислорода; 15 – стационарная емкость для жидкого кислорода; 16 – газификаторы жидкого кислорода

Компрессоры (8) работают в часы наибольшего потребления кислорода параллельно с реципиентами воздуха (10). В них содержится запас кислорода, расходуемого в час «пик» через редукторы (11). Все линии подачи кислорода комплектуются блоками осушки кислорода (9).

В цехе (В) – наполнения баллонов установлены наполнительные рампы (12) и расположены склады для заполненных баллонов.

В цех (В) подается под высоким давлением технический O₂ кислородным насосом, установленным в цехе (Д). Технологический O₂ из цеха (А) поступает в

цех компрессии по трубопроводу, на ответвлении которого установлен кислородный газгольдер.

Жидкий O_2 из блока разделения сливается в стационарную емкость (15) и оттуда подается в отделение (Д) – газификации кислорода, где расположены газификаторы (16). Сюда доставляется также жидкий O_2 в транспортных емкостях (цистернах).

Очистка и сушка воздуха. Воздух, поступающий в компрессор должен быть очищен от пыли, а перед разделительным аппаратом – от CO_2 и влаги.

Очистка от пыли - для этого применяют сетчатые фильтры, смачиваемые висциновым маслом; ячейковые фильтры, заполняемые кольцами Рашига (латунь, 10x10 мм), смоченными маслом; масляные самоочищающиеся цепные фильтры.

Воздушные фильтры не требуют специального обслуживания, нужно лишь следить за чистотой всасывающей трубы и отсеков пылевой камеры, не допускать скопления в них атмосферных осадков (влаги или снега), контролировать сопротивление фильтра по показаниям манометра.

Очистка от CO_2 производится химическим и физическим способами.

Химический – основан на поглощении CO_2 едким натрием (NaOH). Сжатый воздух пропускают через водный раствор NaOH, который вступает в реакцию с CO_2 , образуя Na_2CO_3 и применяется в установках высокого и среднего давления.

Этот способ реализуется в скрубберах заполняемых кольцами Рашига. Насадка орошается NaOH, воздух движется навстречу стекающему раствору. Для повышения эффективности применяют два последовательно установленных скруббера.

В установках небольшой производительности применяют декарбонизаторы, в которых осуществляется естественная циркуляция раствора, в отличие от скрубберов. Сжатый воздух барботирует через раствор.

Физические способы:

1) вымораживание в регенераторах или теплообменниках, то есть параллельно с основным процессом. Разность температуры воздуха и холодной стенки при этом не должна превышать $30^\circ C$, а скорость потока воздуха во избежание срыва инея со стенок и уноса кристаллов CO_2 – 3 м/с, коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке должен быть больше в 2 раза полученного расчетом для чистой стенки.

2) адсорбция – при низкой температуре - твердыми веществами (силикагель, алюмогель, цеолиты, глинозем) и растворами $CaCl_2$, NaCl и KOH.

При температуре $-130^\circ C$ диоксид углерода (CO_2) хорошо адсорбируется силикагелем и особенно цеолитами. Сушка воздуха происходит параллельно с процессами очистки от CO_2 .

3) комплексная очистка воздуха цеолитами (цео – кипеть, литос – камень – по-гречески). Синтетические цеолиты – минеральные адсорбенты. В состав кристалла цеолита входят оксиды кремния (SiO_2) и алюминия (Al_2O_3), а также способные к ионному обмену катионы главным образом щелочных или

щелочноземельных металлов. Общая химическая формула цеолита – $Me_2OAl_2O_3 \cdot n \cdot SiO_2 \cdot H_2O$ (Me – металл или смесь металлов, образующих катион; n – коэффициент, показывающий отношение SiO_2/Al_2O_3 , $n = 2-10$).

Обычно обозначают цеолит так: NaX, CaX, KA, NaA, CaA (1-ый элемент – катион; 2-ой – тип кристаллической решетки).

При прокаливании цеолитов их кристаллическая решетка, состоящая из алюмосиликатов не разрушается, а пространства внутри кристаллической решетки, раньше занятые водой, оказываются пустыми.

Полости соединены между собой отверстиями, эффективный диаметр которых различен для разных цеолитов. Через отверстия между полостями могут проникать только те молекулы, эффективные диаметры которых меньше диаметра отверстий или равны ему, поэтому цеолиты называют молекулярными ситами. При температуре выше $10-13^\circ C$ очистку на цеолитах вести не следует.

Их применяют в установках производительностью до $2400 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха. В установках низкого давления их пока не применяют из-за громоздкости блоков осушки и очистки воздуха на цеолитах.

Охрана труда и техника безопасности. *Весь комплекс цехов и вспомогательных служб производства продуктов разделения воздуха следует размещать в одном или минимальном количестве зданий. Допускается соблокирование в общем здании с другими производствами, кроме тех, в которых может быть открытый огонь (литейные, термические, кузнечные и т.д.) и получают ацетилен, углеводороды ацетиленового ряда, карбид кальция и водород.*

Воздухозабор должен осуществляться из незагрязненной зоны, с наветренной стороны по отношению к производствам с вредными выбросами. Возможны варианты забора воздуха через специальные трубы высотой до 70 м. Для предохранения от нагрева солнцем их окрашивают в светлые тона, делают над ними кровлю и пр.

Емкость склада баллонов не должна превышать 4 тыс. наполненных баллонов, в том числе не более 500 баллонов, наполненных горючими газами, и хранимых в отсеках склада, изолированных от других помещений противопожарными стенками.

Максимальная емкость складов при отделениях наполнения не должна превышать 10 тыс. баллонов. В стенах, разделяющих секции склада, устраиваются проемы для средств механизации транспортировки баллонов и для прохода персонала.

При блокировании реципиентов с отделениями хранения баллонов гидравлическая емкость реципиента не должна быть больше $24000 \cdot P_{\text{max}} \cdot n$. Здесь: n – число реципиентов, P_{max} – максимальное абсолютное давление в реципиенте. Все реципиенты, располагаемые вне помещений, должны быть защищены ограждениями, препятствующими подходу лиц, не связанных с их обслуживанием.

Для предупреждения загорания кислородных турбокомпрессоров рекомендуется применение материалов только после проверки их на взрыво- и

пожароопасность, регламентируется допускаемое количество масла в перерабатываемом воздухе и продуктах его разделения.

Во избежание несчастных случаев необходимо соблюдать правила и инструкции по технике безопасности.

При обращении со щелочами необходимо надевать специальную плотную брезентовую одежду, защитные очки, резиновые перчатки, сапоги, фартуки.

При работе с газообразным или жидким кислородом необходимо остерегаться насыщения кислородом одежды, тканей, обтирочного материала, так как возможна их вспышка от электрической искры или пламени. Если есть опасения, что одежда насыщена кислородом, нужно выйти из помещения и проветрить ее. Во всех помещениях должны быть автоматически действующие противопожарные душевые установки для быстрого тушения огня при загорании одежды.

Необходимо производить контроль воздуха помещения на содержание кислорода. При работе с жидким кислородом или азотом необходимо пользоваться комбинезоном из плотной ткани и перчатками.

К обслуживанию оборудования допускаются лица, прошедшие соответствующую подготовку и освоившие инструкции по обращению с оборудованием, технике безопасности и противопожарным мероприятиям.

Теплообменное оборудование низкотемпературных установок

Теплообменные аппараты низкотемпературных установок отличаются от используемых в высокотемпературных установок тремя характерными особенностями [1]:

1. Теплообмен между рабочими средами реализуется при существенно меньших температурных напорах АТ, значение которых в отдельных случаях не превышает 1К.

2. Теплофизические характеристики рабочих сред при низких температурах заметно изменяются в пределах одного и того же теплообменника. В наибольшей степени это проявляется вблизи кривых насыщения и в околокритической области.

3. На эффективность теплообменных аппаратов большое влияние оказывают так называемые вторичные эффекты, обусловленные неравномерностью распределения потоков по проходному сечению и продольной теплопроводностью конструкции.

В низкотемпературных установках используются рекуперативные (кожух отрубные: витые, поперечно-поточные, труба в трубе, пластинчато-ребристые и матричные) и регенеративные с различными типами насадок.

Существуют также регенераторы-рекуператоры. К ним можно отнести пластинчато-ребристые рекуператоры, в которых, как правило, часть потоков переключается как в регенераторах.

Наиболее просты *кожухотрубные теплообменники*, но они имеют небольшую компактность ($S = 150-250 \text{ м}^2/\text{м}^3$) и поэтому применяются редко. Их используют в качестве конденсаторов, испарителей, вымораживателей.

Компактность теплообменника ($\text{м}^2/\text{м}^3$) определяется по формуле

$$S = \frac{F}{V}$$

где F – поверхность теплообменника; V – объем аппарата.

Наибольшее распространение получили *витые теплообменники* со значением компактности $S = 250-400 \text{ м}^2/\text{м}^3$ [1].

Обычно пучок труб навивается на голый сердечник ($d = 10d_n$), а между слоями трубок параллельно сердечнику устанавливаются прокладки, обеспечивающие проход газа. Концы труб собираются в коллекторы. Прокладки – медные или латунные полоски, припаиваются к трубкам.

Существуют трех-поточные витые аппараты типа «труба в трубе». Воздух высокого давления движется в кольцевом пространстве между поверхностями двух трубок, кислород высокого давления проходит внутри трубки малого диаметра, азот омывает внешнюю поверхность трубок.

Теплообменники из спаянных трубок – пучок труб одинакового или различного диаметра, спаянных между собой в единую монолитную конструкцию. Эти теплообменники удобны при теплообмене между несколькими различными потоками, применяются в малых криогенных установках. В собранном виде спаянный пучок труб свивается в спираль, змеевик.

Теплообменники типа «труба в трубе» – предназначены для передачи небольших тепловых нагрузок. Внутренняя труба может быть гладкой или оребренной. Прямой поток движется по внутренней трубе, обратный – по кольцевому зазору.

Пластинчато-ребристые теплообменники. Высокая эффективность теплообменника объясняется двухсторонним оребрением. Это многосекционные аппараты прямоугольного профиля. Ребрами припаиваются к перегородкам, разграничивающим отделенные каналы. Теплообмен осуществляется между потоком и насадками с последующей передачей теплоты через ребристые пластины из одного канала в другой. Насадка может быть выполнена в виде гофрированных листов, отдельных стержней и др. Такие теплообменники изготавливают из алюминия ($S = 1000-2000 \text{ м}^2/\text{м}^3$).

Сетчатые теплообменники - состоят из отдельных пластин, штампованных из сетки и разделенных между собой прокладками, образующими каналы для прямого и обратного потоков. Прокладки пропитываются специальным клеем. Собранный из элементов и сжатый пакет после термообработки образует монолитную структуру. По концам теплообменника каналы прямого и обратного потоков собираются в коллекторы. Обычно применяется медная сетка ($S = 3000 \text{ м}^2/\text{м}^3$; $d = 0,2-0,5 \text{ мм}$; размер ячейки 5-10 мм).

Особенности расчета рекуперативных теплообменников низкотемпературных установок. Расчет, как и обычно, сводится к определению поверхности теплообмена (F) и потери давления ΔP для каждого из теплоносителей.

Особенность – при низких температурах существенно изменяются физические свойства теплоносителей.

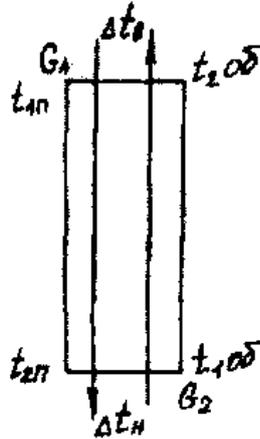


Рис.5.15. Схема двухпоточного теплообменника

Расчет двухпоточного теплообменника (рис.5.15).

1. При постоянных (мало меняющихся) $k = const$; $c_p = const$ – выполняется расчет в случае, если изменения температур относительно невелики (меньше, чем на 10%). При температурном напоре $\Delta t_{cp} = f$ (схемы движения и значений температур на входе и на выходе):

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_г - \Delta t_х}{\ln \frac{\Delta t_г}{\Delta t_х}};$$

если $\frac{\Delta t_г}{\Delta t_х} \leq 2$, то $\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_г + \Delta t_х}{2}$,

где $\Delta t_г$, $\Delta t_х$ – соответственно разность температур на теплом и холодном конце теплообменника.

Если схема движения более сложная, чем чисто противоток или прямоток, то $\Delta t_{cp} = \Delta T_{против} \varepsilon_{\Delta T}$.

2. При $k = const$; $c_p = var$ (при $\Delta t > 150K$)

$$\Delta t_{cp} = \frac{n}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\Delta t_i}},$$

где n – число участков теплообмена с тепловой нагрузкой $\Delta Q_i = Q/n$; Δt_i – разность температур на каждом участке.

Для определения Δt_{cp} строят графическую зависимость $Q = f(T, P)$ при соотношении прямого и обратного потоков $\frac{G_2}{G_1} = \frac{G_{обр}}{G_{пр}}$ – см. пример расчета

(5.4.1) из [1]; в *, **, [7].

На график наносят изобары потока низкого давления P_1 и высокого давления P_2 : P_1 – практически прямая линия, а P_2 – искривлена, так как сильно изменяется теплоемкость c_p .

После построения изобар полную нагрузку Q разбивают на число участков n и определяют среднюю разность температур Δt_i для каждого участка. Суммируют значения $(1/\Delta t_i)$ и определяют среднюю Δt_{cp} . Если массовые количества потоков не равны ($G_{обр} \neq G_{пр}$), то P_2 – остается такой же, а ординату P_1 умножают на коэффициент $\beta = \frac{G_{обр}}{G_{пр}}$.

3. При $k = var$; $c_p = var$ – теплообмен в области, близкой к критической, расчет теплообменника проводят по отдельным участкам, распределив, как и во втором случае, полную тепловую нагрузку на n – участков с равными ΔQ_i .

Определяют площади поверхностей каждого из участков $\Delta F_i = \frac{\Delta Q_i}{k_i \Delta t_i}$; затем

суммарную $F = \sum_{i=1}^{i=n} F_i$.

Пользуются также графической зависимостью $Q = f(T, P)$.

Коэффициент теплоотдачи рассчитывают по формуле

$$\alpha = \frac{\lambda}{d} (c Re^n Pr^m) \text{ и } d = c' (\lambda^{1-m} \mu^{m-n} c_p^m).$$

Значение α и значение коэффициента теплопередачи определяют в соответствии с рекомендациями в ** и [1,7].

Значения λ , μ , c_p при температурах теплоносителей по n -участкам определяют из термодинамических таблиц рабочих тел. Определяют d_{in} , $d_{iомб}$, k_b , затем – ΔF_i , и F .

Расчет многопоточных теплообменников (рис. 5.16).

1. *Первый способ*, когда один прямой поток G_1 участвует в теплообмене между двумя обратными потоками (G_3 , G_2). Если теплового потока между G_3 и G_2 нет, то, полагая $G_1 = G_1'' + G_1'$, часть потока G_1 (G_1'') участвует в теплообмене с

* Картавская В.М. Системы производства и распределения энергоносителей. Метод. указания по самостоятельной работе студентов / В.М. Картавская. – Иркутск: ИПИ, 1993. – 31 с.

** Картавская В.М. Системы производства и распределения энергоносителей промпредприятий. Метод. указания к курсовому проектированию / В.М. Картавская. – Иркутск: ИПИ, 1990. – 27 с.

G_3 , а другая (G_1') – с потоком G_2 . Из уравнения теплового баланса значения потоков G_1' и G_1'' составят [7]:

$$G_1' = \frac{G_2(i_1' + i_2')}{(i_1 - i_2)};$$

$$G_1'' = \frac{G_3(i_1'' + i_2'')}{(i_1 - i_2)}.$$

Далее, находят Δt_{cp} для каждой пары обменивающихся теплотой потоков и определяют F_1 и F_2 , затем – суммарную F .

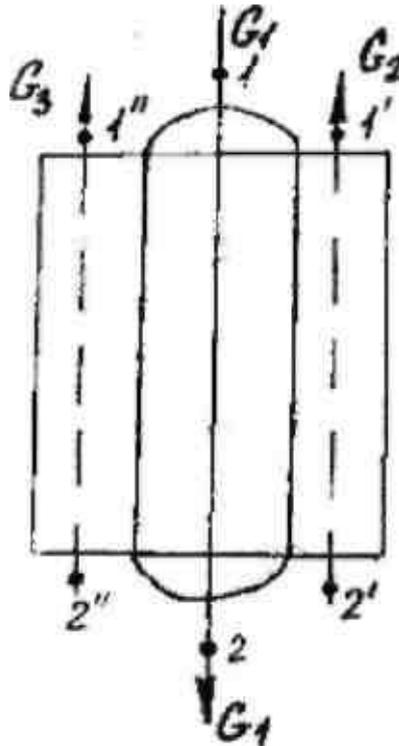


Рис.5.16. Схема многопоточного теплообменника

2. В многопоточном теплообменнике «труба в трубе» (трехпоточном) – сложный обмен теплотой между потоками: 1-ый поток движется внутри внутренней трубы, 2-ой поток – по зазору между трубами, 3-ий поток – омывает наружную поверхность внешней трубы.

Далее, также интервал изменения $Q = \Delta h = h_1 - h_2$ разбивается на n участков с $\Delta h_i = 2,5-6,5$ кДж/кг (воздух). Начинают расчет с холодного конца аппарата. Определяют k_{2-1} , k_{3-1} , коэффициенты теплопередачи находят Δh_2 и Δh_3 в соответствии с Δt_{2-1} и Δt_{3-1} [7]:

$$\Delta h_2 = \frac{G_1}{G_2} \frac{\Delta h_1}{1 + \frac{k_{3-1} \Delta t_{3-1}}{k_{2-1} \Delta t_{2-1} m}}; \quad \Delta h_3 = \frac{G_1}{G_3} \frac{\Delta h_1}{1 + \frac{k_{2-1} \Delta t_{2-1} m}{k_{3-1} \Delta t_{3-1}}};$$

$$m = \frac{d_2}{d_1}; \quad F = \sum_{i=1}^{i=n} F_i.$$

Этот способ определения поверхности нагрева довольно трудоемкий.

Чаще пользуются числом единиц переноса теплоты – безразмерными характеристиками ($NTU = ЧЕП$). При этом

$$F = \frac{NTU W_{мин}}{k},$$

где $W_{мин}$ – наименьший из водяных эквивалентов тепловых потоков.

В общем случае водяной эквивалент потока

$$W = Gc_p = \frac{Q}{t_1 - t_2},$$

тогда

$$NTU = \frac{t_1 - t_2}{\Delta t_{cp}},$$

где $(t_1 - t_2)$ – наибольшее изменение температуры потока; Δt_{cp} – средний температурный напор. Значение NTU есть функция температурного коэффициента (ε_m) – $NTU = \varphi(\varepsilon_m)$. Эту зависимость представляют в виде графиков или формул [7]: $\varepsilon_m = \frac{Q_{\partial}}{Q_{макс}}$; здесь Q_{∂} – действительное количество переданной

теплоты; $Q_{макс}$ – максимально полезная теплота.

Для противоточных теплообменников, распространенных в низкотемпературных установках

$$\varepsilon_m = \frac{1 - e^{-NTU(1 - W_{мин}/W_{макс})}}{1 - \frac{W_{мин}}{W_{макс}} e^{-NTU(1 - W_{мин}/W_{макс})}}.$$

Определив значение $\varepsilon_m = \frac{W_{np}(t_1 - t_2)_{np}}{W_{мин}(t_{1np} - t_{2об})} = \frac{W_{об}(t_1 - t_2)_{об}}{W_{мин}(t_{1np} - t_{2об})}$ (как правило,

>92-96%) и вычислив NTU , можно определить F .

Однако необходимо при этом знать k , который определяется как обычно:

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \eta_1} \frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{F_2}{F_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2 \eta_2} \frac{F_1}{F_2}},$$

где η_1, η_2 – КПД оребрения поверхности (если гладкая труба, то $\eta_1 = \eta_2 = 1$).

Значения коэффициентов теплопередачи:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{d_1}{d_2}} \text{ – для внутренней поверхности трубок;}$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ – для наружной поверхности.}$$

Расчет различных типов низкотемпературных теплообменников подробно описан в [1,7]. В примере 5.4.1 из [1] приведен расчет рекуперативного теплообменника.

Пример. Расчет рекуперативного теплообменника [1]. Выполнить расчет двухпоточного витого теплообменника, в котором воздух (прямой поток) с давлением $P_{np}^{6x} = 20\text{МПа}$ поступает в трубы с начальной температурой $T_{np}^{6x} = 300\text{К}$. Расход прямого потока $G_{np} = 0,34\text{кг/с}$. В межтрубном пространстве теплообменника в качестве хладагента проходит воздух низкого давления (обратный поток) с давлением $P_{обр}^{6x} = 0,11\text{МПа}$. Обратный поток имеет температуру на входе в теплообменник $T_{обр}^{6x} = 82\text{К}$ и нагревается до температуры $T_{np}^{6bx} = 295\text{К}$. Расход обратного потока $G_{обр} = 0,32\text{кг/с}$. Расчетная схема теплообменника представлена на рис.5.17.

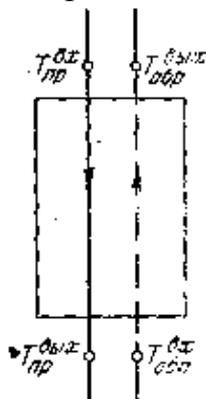


Рис. 5.17. Расчетная схема теплообменника

Решение:

1. Используя уравнение теплового баланса, определяем энтальпию прямого потока на выходе из аппарата

$$Q = G_{np} (h_{np}^{6x} - h_{np}^{6bx}) + q_{o.c} G_{np} = G_{обр} (h_{обр}^{6x} - h_{обр}^{6bx}),$$

где $q_{o.c} = 8\text{кДж/кг}$ – теплопритоки через изоляцию, отнесенные к прямому потоку.

Энтальпия прямого потока на входе в теплообменник и энтальпию обратного потока на входе и выходе из теплообменника определяем, используя справочные таблицы *, [1,7] или T-S диаграмму воздуха*: $h_{np}^{6x} = 265,5\text{ кДж/кг}$; $h_{обр}^{6x} = 80\text{кДж/кг}$; $h_{обр}^{6bx} = 295\text{кДж/кг}$.

При этом полагаем, что потери давления по прямому и обратному потокам невелики и изменением энтальпии прямого и обратного потоков за счет падения давления в теплообменнике можно пренебречь.

Тогда

* Картавская В.М. Системы производства и распределения энергоносителей промпредприятий. Метод. указания к курсовому проектированию / В.М. Картавская. – Иркутск: ИПИ, 1990. – 27 с.

$$h_{np}^{6yx} = h_{np}^{6x} - \frac{G_{обр}}{G_{np}} (h_{обр}^{6yx} - h_{обр}^{6x}) + q_{o.c} \frac{G_{обр}}{G_{np}};$$

$$h_{np}^{6yx} = 265,5 - \frac{0,32}{0,34} (295 - 80) + 8 \frac{0,32}{0,34} = 71 \text{ кДж/кг}.$$

По значениям энтальпии и давлений прямого и обратного потока на выходе из теплообменника определяем температуру $T_{np}^{6yx} = 174\text{К}$.

Тепловая нагрузка теплообменника

$$Q = 0,34(265,5 - 71) + 8 \cdot 0,34 = 0,32(295 - 80) = 68,8 \text{ кВт} = 6,88 \cdot 10^4 \text{ Вт}.$$

2. Теплофизические свойства прямого и обратного потоков определяем из соответствующих рис., таблиц *, [1,7] по средним значениям температуры и давления. Для прямого потока

$$T_{cp} = (T_{np}^{6x} + T_{np}^{6yx}) / 2 = (300 + 174) / 2 = 237 \text{ К}.$$

Удельный объем $v_{np} = 0,00322 \text{ м}^3/\text{кг}$, плотность $\rho_{np} = 313 \text{ кг/м}^3$, динамическая вязкость $\eta_{np} = 2,42 \cdot 10^{-5} \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$, теплопроводность $\lambda_{np} = 4,1 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, теплоемкость

$$c_{np} = (h_{np}^{6x} - h_{np}^{6yx}) / \Delta T = (265,5 - 71) / (300 - 174) = 1,54 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

Для обратного потока $T_{cp} = (295 + 82) / 2 = 188,5\text{К}$. Удельный объем $v_{обр} = 0,54 \text{ м}^3/\text{кг}$, плотность $\rho_{обр} = 1,85 \text{ кг/м}^3$, динамическая вязкость $\eta_{обр} = 126 \cdot 10^{-7} \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$, теплопроводность $\lambda_{обр} = 1,73 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

3. Определяем режимы течения для прямого и обратного потоков. Объемный расход прямого потока $V_{np} = G_{np} v_{np} = 0,34 \cdot 0,0032 = 1,09 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Выбираем медные трубки диаметром $d_{нар} = 8 \text{ мм}$ с толщиной стенки 1 мм. Задаемся скоростью воздуха в трубах $w_{np} = 1,25 \text{ м/с}$. Число труб

$$n = V_{np} / (0,785 d_{вн}^2 w_{np}) = \frac{1,09 \cdot 10^{-3}}{0,785 (6 \cdot 10^{-3})^2 1,25} = 30,3.$$

Принимаем число труб $n=30$.

Число Рейнольдса для прямого потока

$$\text{Re}_{np} = \frac{w_{np} d_{вн} \rho_{np}}{\eta_{np}} = \frac{1,25 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 313}{242 \cdot 10^{-7}} = 9,7 \cdot 10^4.$$

В связи с тем, что, как правило, коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве (при одинаковых скоростях прямого и обратного потоков) меньше, чем внутри труб, среднюю скорость в межтрубном пространстве принимаем большей, чем в трубах. В данном случае $w_{обр} = 8 \text{ м/с}$. Выбираем плотную навивку труб межтрубном пространстве теплообменника с шагом $s_l =$

* Картавская В.М. Системы производства и распределения энергоносителей промпредприятий. Метод. указания к курсовому проектированию / В.М. Картавская. – Иркутск: ИПИ, 1990. – 27 с.

9,2 мм, $s_2 = 8$ мм. Относительный шаг намотки $\sigma_1 = s_1/d_{нар} = 9,2/8 = 1,15$; $\sigma_2 = s_2/d_{вн} = 8/8 = 1$; толщина прокладки $\sigma_n = 1,2$ мм.

Число Рейнольдса для обратного потока

$$Re_{обр} = \frac{w_{обр} d_{обр} \rho_{обр}}{\eta_{обр}} = \frac{8 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 1,85}{126 \cdot 10^{-7}} = 9,4 \cdot 10^3.$$

4. Определяем коэффициенты теплоотдачи для прямого и обратного потоков. Прямой поток (турбулентный режим, без учета кривизны канала):

$$Pr_{пр} = \frac{\eta_{пр} c_{пр}}{\lambda_{пр}} = \frac{2,42 \cdot 10^{-5} \cdot 1,54 \cdot 10^3}{4,1 \cdot 10^{-2}} = 0,87;$$

$$\overline{Nu}_{пр} = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} = (0,021 \cdot (9,7 \cdot 10^4)^{0,8} (0,87)^{0,43}) = 192;$$

$$\overline{\alpha}_{пр} = \overline{Nu}_{пр} \frac{\lambda_{пр}}{d_{вн}} = 192 \frac{4,10 \cdot 10^{-2}}{6 \cdot 10^{-3}} = 1320 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Обратный поток: $\overline{Nu}_{обр} = 0,0185 Re_{обр}^{0,95} = 0,0185 \cdot (9,4 \cdot 10^3)^{0,95} = 111$;

$$\overline{\alpha}_{обр} = \overline{Nu}_{обр} \frac{\lambda_{обр}}{d_{нар}} = 111 \frac{1,73}{8 \cdot 10^{-3}} = 240 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

5. Определяем коэффициент теплопередачи, отнесенный к внешней поверхности труб, пренебрегая термическим сопротивлением стенки труб; так как $d_{нар}/d_{вн} < 2$,

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\overline{\alpha}_{пр}} \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\overline{\alpha}_{обр}}} = \frac{1}{\frac{1}{1320} \frac{8 \cdot 10^{-3}}{6 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{240}} = 198 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

6. Для определения среднего температурного напора используем метод графического интегрирования. График изменения энтальпий прямого и обратного потоков, строим по соотношению

$$\Delta h_{пр} = \Delta h_{обр} \left[\frac{G_{обр}}{G_{пр}} - \frac{q_{o.c}}{\Delta h_{m.o}} \right];$$

$$\Delta h_{пр} = \Delta h_{обр} \left[\frac{0,32}{0,34} - \frac{8}{215} \right] = 0,913 \Delta h_{обр}.$$

При построении Q, T -диаграммы за нулевую отметку принимаются энтальпии прямого и обратного потоков на холодном конце теплообменника. Далее, используя таблицы *, [1,7], строим изобару прямого потока (при этом, задаваясь приращением температуры, находим приращение энтальпии).

Для обратного потока табличное приращение энтальпии, соответствующее задаваемому приращению температуры, умножается на, коэффициент 0,913.

* Картавская В.М. Системы производства и распределения энергоносителей промпредприятий. Метод. указания к курсовому проектированию / В.М. Картавская. – Иркутск: ИПИ, 1990. –27 с.

Отрезок ординаты, соответствующий переданному прямым потоком (воспринятому обратным потоком) количеству теплоты в интервалах температур $T_{np}^{вх} - T_{np}^{вых}$ и $T_{обр}^{вх} - T_{обр}^{вых}$, разбиваем на 10 равных участков. Для каждого участка находим среднюю разность температур $\Delta\bar{T}_i$, К (рис. 5.18): $\Delta\bar{T}_1=7$, $\Delta\bar{T}_2=12$, $\Delta\bar{T}_3=22$, $\Delta\bar{T}_4=27$, $\Delta\bar{T}_5=34$, $\Delta\bar{T}_6=43$, $\Delta\bar{T}_7=50$, $\Delta\bar{T}_8=60$, $\Delta\bar{T}_9=68$, $\Delta\bar{T}_{10}=84$.

Средняя разность температур между потоками

$$\Delta\bar{T} = \frac{n}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\Delta T_i}} = 24,5 \text{ К.}$$

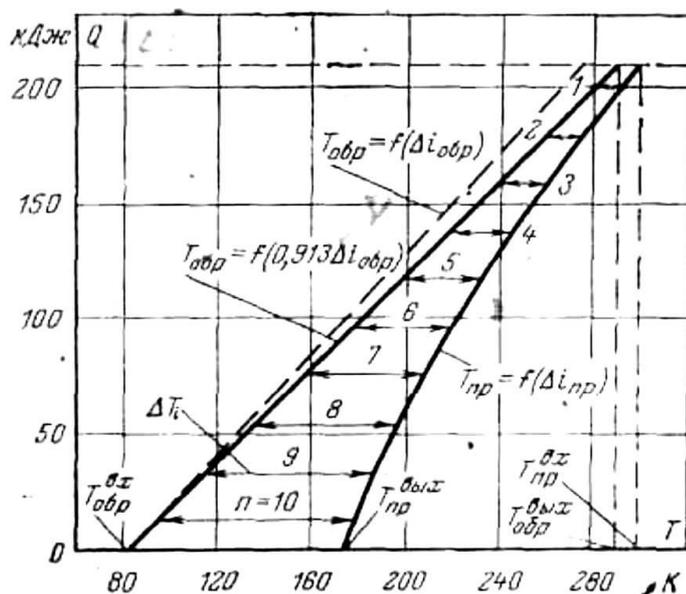


Рис. 5.18. К определению среднего температурного напора

7. Определяем площадь поверхности теплообмена со стороны обратного потока

$$F = \frac{Q}{k_{обр} \Delta\bar{T}} = \frac{6,88 \cdot 10^4}{198 \cdot 24,5} = 14,2 \text{ м}^2.$$

8. Основные геометрические характеристики теплообменника определяются следующим образом:

Средняя длина труб теплообменника

$$l_{cp} = \frac{F}{\pi d_{нар} n} = \frac{14,2}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 30} = 18,9 \text{ м.}$$

Среднее сечение свободного объема межтрубного пространства

$$S_{с.о} = V_{обр} / W_{обр} = G_{обр} v_{обр} / w_{обр} = 0,32 \cdot 0,54 / 8 = 2,16 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Удельная площадь свободного сечения

$$f_{y\delta} = 1 - \frac{0,785d_{нар}^2}{s_1 s_2} = 1 - \frac{0,785 \cdot (8 \cdot 10^{-3})}{9,2 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^{-3}} = 0,317 \text{ м}^2/\text{м}^2.$$

Принимаем диаметр сердечника теплообменника $D_c = 80$ мм [обычно $D_c = (10-20)d_{нар}$]. Определяем площадь поперечного сечения теплообменника

$$F_{m.o} = S_{c.o}/f_{y\delta} + 0,785D_c^2 = 2,16 \cdot 10^{-2}/0,317 + 0,785 \cdot 0,08^2 = 0,0632 \text{ м}^2.$$

Расчетный наружный диаметр навивки:

$$D_{нар} = \sqrt{F_{m.o}/0,785} = \sqrt{0,0632/0,785} = 0,284 \text{ м}.$$

Расчетное число слоев навивки

$$z_p = (D_{нар} - D_c)/2s_1 = (0,284 - 0,08)/(2 \cdot 9,2 \cdot 10^{-3}) = 11,1.$$

Принимаем $z = 11$.

Истинный наружный диаметр

$$D_{нар} = D_c + 2zs_1 = 0,08 + 2 \cdot 11 \cdot 9,2 \cdot 10^{-3} = 0,282 \text{ м}.$$

Определяем число заходов по слоям

$$n_{зах1} = \frac{2nD_{c1}}{z(D_{нар} + D_c)} = \frac{2n(D_c + d_{нар})}{z(D_{нар} + D_c)} = \frac{2 \cdot 30(0,08 + 0,008)}{11(0,282 + 0,08)} = 1,33,$$

где D_{c1} – диаметр первого слоя; $d_{нар}$ – наружный диаметр трубы;

$$n_{зах6} = \frac{2 \cdot 30(0,08 + 0,008 + 10 \cdot 0,0012)}{11(0,282 + 0,08)} = 2,7;$$

$$n_{зах11} = \frac{2 \cdot 30(0,08 + 0,008 + 20 \cdot 0,0092)}{11(0,282 + 0,08)} = 4,15.$$

Распределяем число заходов по слоям намотки

$$n_{зах1} = 1; n_{зах2} = n_{зах3} = n_{зах4} = n_{зах5} = 3; n_{зах6} = n_{зах7} = n_{зах8} = 3; n_{зах9} = n_{зах10} = n_{зах11} = 4.$$

Определяем высоту теплообменника

$$H = \frac{2nl_{cp}s_2}{\pi(D_{нар} + D_c)z} = \frac{2 \cdot 30 \cdot 18,9 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{3,14(0,282 + 0,08)11} = 0,73 \text{ м}.$$

Число рядов труб в слое

$$m = H/s_2 = 0,730/8 \cdot 10^{-3} = 91,1.$$

Принимаем $m = 91$.

9. Определяем средний диаметр навивки

$$D_{cp} = (D_{нар} + D_c)/2 = (0,282 + 0,080)/2 = 0,181.$$

Тогда согласно уравнению [1]

$$\varphi = \frac{\xi_R}{\xi} = 1 + 0,075 Re^{0,25} (d_{вн}/D_{cp})^{0,5} = 1 + 0,075(9,7 \cdot 10^4)^{0,25} (0,006/0,181)^{0,5} = 1,2.$$

Режим течения внутри труб турбулентный, следовательно,

$$\xi = 0,3164/Re^{0,25} = 0,3164/(9,7 \cdot 10^4)^{0,25} = 0,0179.$$

Тогда

$$\Delta p_{np} = \xi \varphi \frac{w_{np}^2 \rho_{np}}{2} \frac{l_{cp}}{d_{экв}} = 0,0179 \cdot 1,2 \frac{1,25^2 \cdot 313}{2} \frac{18,9}{6 \cdot 10^{-3}} = 1,65 \cdot 10^4 \text{ Па}.$$

Потери давления в межтрубном пространстве

$$\Delta p_{обp} = \zeta \frac{w_{уз}^2 \rho_{обp}}{2},$$

где $\zeta/2 = 0,53m/Re^{0,122}$;

$$w_{уз} = w_{обp} = \left(\frac{1 - 0,785 d_{нар}^2 / (s_1 s_2)}{1 - d_{нар} / s_1} \right) = 8 \left(\frac{1 - 0,785 \cdot 8^2 / (9,2 \cdot 8)}{1 - 8/9,2} \right) = 18,8 \text{ м/с} - \text{ скорость в узком сечении};$$

$$Re_{уз} = \frac{w_{уз} d_{нар} \rho_{обp}}{\eta_{обp}} = \frac{18,8 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 1,85}{126 \cdot 10^{-7}} = 2,2 \cdot 10^4;$$

$$\zeta / 2 = 0,53 \cdot 91 / (2,2 \cdot 10^4)^{0,122} = 14,1;$$

$$\Delta p_{обp} = 14,1 (18,8)^2 1,85 = 9240 \text{ Па}.$$

Приведенный расчет является предварительным, он необходим при конструктивной проработке теплообменника. После окончательного выбора всех конструктивных размеров теплообменника необходимо выполнить поверочный расчет. В поверочном расчете необходимо учесть изменение теплоотдачи за счет кривизны труб, проверить теплопритоки через изоляцию. В гидравлическом расчете необходимо учесть потери давления на входе и выходе из теплообменника, на ускорение потока и т. д.

При расчете теплообменника были выбраны гладкие трубы, при этом коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве оказался гораздо меньше, чем в трубах. В таких случаях целесообразно применение труб, оребренных со стороны меньшего коэффициента теплоотдачи.

Регенераторы. Как правило, насадка регенераторов выполняется из гофрированной ленты, сетки, гранул камня [1,7]. Компактность регенераторов составляет от 2 до 40 тыс. м²/м³. Кроме теплообмена, в них происходит очистка прямого потока от примесей. Недостаток – система клапанов, перетекание потоков при переключении. Регенераторы газовых холодильных машин располагаются внутри вредного пространства компрессора между поршнями (насадка из тонкой проволоки, дисков, штампованных их мелкой сетки).

Выбор компрессоров и детандеров производится соответственно, исходя из производительности по воздуху, параметрам воздуха и холодопроизводительности **, [6,7]. Там же приводится их расчет.

Пример. Расчет регенератора [1]. Выполнить тепловой и гидравлический расчеты кислородного регенератора воздухоразделительной установки (ВРУ).

* Картавская В.М. Системы производства и распределения энергоносителей. Метод. указания по самостоятельной работе студентов / В.М. Картавская. – Иркутск: ИПИ, 1993. – 31 с.

** Картавская В.М. Установки для трансформации тепла и процессов охлаждения. Метод. указания к курсовому проектированию / В.М. Картавская. – Иркутск: ИПИ, 1985. – 32 с.



Рис. 5.19. К расчету регенератора

Исходные данные:

Расход прямого потока (воздуха) $G_{пр} = 2,78$ кг/с; давление прямого потока на входе в регенератор $P_{пр}^{вх} = 0,58$ МПа; температура прямого потока на входе в регенератор $T_{пр}^{вх} = 303$ К; температура прямого потока на выходе из регенератора $T_{пр}^{вых} = 107$ К.

Расход обратного потока (кислорода) $G_{обр} = 2,86$ кг/с. Давление обратного потока на входе в регенератор $P_{обр}^{вх} = 0,118$ МПа.

Температура обратного потока на входе в регенератор $T_{обр}^{вх} = 93,5$ К, температура обратного потока на выходе из регенератора $T_{обр}^{вых} = 299$ К.

Тепловая нагрузка регенератора $Q = 536$ кВт. Расчетная схема аппарата приведена на рис. 5.19.

В качестве насадки регенератора выбираем диски из алюминиевой ленты толщиной $\delta = 0,46$ мм. Насадку разбиваем по высоте на три пояса: верхний пояс составляет $0,25H$, средний $0,325H$ и нижний $0,425H$, где H – высота регенератора. Шаг гофра t и высота гофра h распределены по поясам следующим образом. В верхнем поясе $h = 1,96$ мм, $t = 4,71$ мм; в среднем поясе $h = 1,55$ мм, $t = 3,92$ мм; в нижнем поясе $h = 1,05$, $t = 3,14$ мм. Угол наклона гофра во всех поясах один и тот же и равен 45° .

Решение:

1. Определяем удельную площадь поверхности насадки в каждом поясе по формуле [1]

$$S_m = 0,83 \frac{4(h - \delta)}{th \sin \beta}$$

где угол β определяется из соотношения $\text{tg} \beta = 2(h - \delta)/t$.

Тогда

$$\text{tg} \beta_1 = \frac{2(1,96 - 0,46)}{4,71} = 0,645; \sin \beta_1 = 0,53;$$

$$\operatorname{tg}\beta_2 = \frac{2(1,55 - 0,46)}{3,92} = 0,55; \sin\beta_2 = 0,484;$$

$$\operatorname{tg}\beta_3 = \frac{2(1,05 - 0,46)}{3,14} = 0,375; \sin\beta_3 = 0,347.$$

Соответственно

$$S_{m1} = 0,83 \frac{4(1,96 - 0,46)10^{-3}}{4,71 \cdot 10^{-3} \cdot 1,96 \cdot 10^{-3} \cdot 0,53} = 1005 \text{ м}^2/\text{м}^2;$$

$$S_{m2} = 0,83 \frac{4(1,55 - 0,46)10^{-3}}{3,92 \cdot 10^{-3} \cdot 1,55 \cdot 10^{-3} \cdot 0,484} = 1230 \text{ м}^2/\text{м}^2;$$

$$S_{m3} = 0,83 \frac{4(1,05 - 0,46)10^{-3}}{4,71 \cdot 10^{-3} \cdot 1,05 \cdot 10^{-3} \cdot 0,347} = 1700 \text{ м}^2/\text{м}^2.$$

2. Определяем удельный свободный объем для каждого пояса из уравнения $\varepsilon_n = \{ht - 2\delta[(h - \delta)/\sin\beta]\}/ht = 1 - (s_T\delta/2)$ [1]:

$$\varepsilon_{n1} = 1 - (1005/2)0,46 \cdot 10^{-3} = 0,770 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$\varepsilon_{n2} = 1 - (1230/2)0,46 \cdot 10^{-3} = 0,717 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$\varepsilon_{n3} = 1 - (1700/2)0,46 \cdot 10^{-3} = 0,608 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Средний удельный свободный объем всего регенератора

$$\begin{aligned} \varepsilon_{н.ср} &= 0,25\varepsilon_{n1} + 0,325\varepsilon_{n2} + 0,425\varepsilon_{n3} = \\ &= 0,25 \cdot 0,770 + 0,325 \cdot 0,717 + 0,425 \cdot 0,608 = 0,683 \text{ м}^3/\text{м}^3. \end{aligned}$$

3. Для определения диаметра регенератора задаемся средней скоростью фильтрации прямого потока $\bar{w}_{np} = 0,40$ м/с. Диаметр регенератора определяем по формуле [1]

$$D_{рег} = 1,13 \sqrt{\frac{G_{np}}{\bar{\rho}_{np} \varepsilon_{н.ср} \bar{w}_{np}}} = 1,13 \sqrt{\frac{2,78}{8,63 \cdot 0,683 \cdot 0,4}} = 1,23 \text{ м}$$

где плотность воздуха $\bar{\rho}_{np} = 8,63$ кг/м³ при средней температуре прямого потока

$\bar{T}_{np} = (T_{np}^{вх} + T_{np}^{вых})/2 = (303 + 107)/2 = 205$ К. Принимаем диаметр регенератора $D_{рег} = 1,2$ м.

4. Расчет средних коэффициентов теплоотдачи ведем в следующей последовательности:

а). Полагая линейным распределение температуры прямого и обратного потоков по длине регенератора, находим среднюю температуру воздуха в каждом поясе и затем по этой температуре определяем теплофизические свойства прямого потока в каждом поясе [1,7], *:

* Картавская В.М. Системы производства и распределения энергоносителей промпредприятий. Метод. указания к курсовому проектированию / В.М. Картавская. – Иркутск: ИПИ, 1990. – 27 с.

Пояс	T, K	$\bar{\rho}_{np}, \text{кг/м}^3$	$\bar{\eta}_{np} \cdot 10^7, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\bar{\lambda}_{np} \cdot 10^3, \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$
1	273	7,82	170	24,3
2	218	10,0	144	20,0
3	144	15,1	102	14,0.

б). Определяем среднюю скорость прямого потока в каждом поясе по формуле [1]

$$\bar{w}_{np} = 1,277 \frac{G_{np}}{\bar{\rho}_{np} D_{pez}^2 \varepsilon_H}.$$

Получаем

$$\bar{w}_{np1} = 1,277 \frac{2,78}{7,82 \cdot 1,2^2 \cdot 0,770} = 0,412 \text{ м/с};$$

$$\bar{w}_{np2} = 1,277 \frac{2,78}{10 \cdot 1,2^2 \cdot 0,717} = 0,346 \text{ м/с};$$

$$\bar{w}_{np3} = 1,277 \frac{2,78}{15,1 \cdot 1,2^2 \cdot 0,608} = 0,270 \text{ м/с}.$$

в). Находим эквивалентный диаметр $d_{эkv}$ каждого пояса по формуле [1]
 $d_{эkv} = 4\varepsilon_H/s_T$:

$$d_{эkv1} = \frac{4 \cdot 0,770}{1005} = 3,08 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$d_{эkv2} = \frac{4 \cdot 0,717}{1230} = 2,33 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$d_{эkv3} = \frac{4 \cdot 0,608}{1700} = 1,43 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

г). Определяем числа Рейнольдса для каждого пояса [1]:

$$\text{Re}_{np1} = \frac{0,412 \cdot 7,82 \cdot 3,08 \cdot 10^{-3}}{170 \cdot 10^{-7}} = 583;$$

$$\text{Re}_{np2} = \frac{0,346 \cdot 10 \cdot 2,33 \cdot 10^{-3}}{144 \cdot 10^{-7}} = 564;$$

$$\text{Re}_{np3} = \frac{0,270 \cdot 15,1 \cdot 1,43 \cdot 10^{-3}}{102 \cdot 10^{-7}} = 573.$$

д). Число Нуссельта для каждого пояса вычисляем по формуле [1]

$$\overline{Nu}_V = \frac{2,36 \text{Re}^{0,76} \left(1 + \frac{d_{эkv} \cos \varphi}{t}\right) \frac{t}{t_o}}{\left(\frac{b}{d_{эkv}}\right)^m \left(\frac{\delta}{\delta_o}\right)^{0,392}},$$

где $\delta_o = 0,4$ мм – толщина ленты, принятой за эталон; $t_o = 3,14$ мм – шаг рифления, принятый за эталон;

$$m = 0,759 + 7,05/b = 0,759 + 7,05/50 = 0,899.$$

Тогда:

$$\overline{Nu}_{V1} = \frac{2,36 \cdot 583^{0,76} \left(1 + \frac{3,08}{4,71} 0,707\right) \frac{4,71}{3,14}}{\left(\frac{50}{2,85}\right)^{0,899} \left(\frac{0,46}{0,4}\right)^{0,392}} = 45;$$

$$\overline{Nu}_{V2} = \frac{2,36 \cdot 564^{0,76} \left(1 + \frac{2,33}{3,92} 0,707\right) \frac{3,92}{3,14}}{\left(\frac{50}{2,85}\right)^{0,899} \left(\frac{0,46}{0,4}\right)^{0,392}} = 32,5;$$

$$\overline{Nu}_{V3} = \frac{2,36 \cdot 573^{0,76} \left(1 + \frac{1,43}{3,14} 0,707\right) \frac{3,14}{3,14}}{\left(\frac{50}{1,43}\right)^{0,899} \left(\frac{0,46}{0,4}\right)^{0,392}} = 16,0.$$

е). Рассчитываем коэффициент теплоотдачи для каждого пояса, используя выражение [1]

$$\bar{\alpha}_V = \overline{Nu}_V \frac{\bar{\lambda}_{np}}{d_{экв}^2}.$$

Получаем:

$$\bar{\alpha}_{V1} = 45 \frac{24,3 \cdot 10^{-3}}{(3,08 \cdot 10^{-3})^2} = 1,16 \cdot 10^5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\bar{\alpha}_{V2} = 32,5 \frac{20 \cdot 10^{-3}}{(2,33 \cdot 10^{-3})^2} = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\bar{\alpha}_{V3} = 16 \frac{14 \cdot 10^{-3}}{(1,43 \cdot 10^{-3})^2} = 1,1 \cdot 10^5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Средний коэффициент теплоотдачи для прямого потока

$$\begin{aligned} \bar{\alpha}_{Vmn} &= 0,25\bar{\alpha}_{V1} + 0,325\bar{\alpha}_{V2} + 0,425\bar{\alpha}_{V3} = (0,25 \cdot 1,16 + 0,325 \cdot 1,2 + 0,425 \cdot 1,1)10^5 \\ &= 1,148 \cdot 10^5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

ж). Расчет коэффициентов теплоотдачи по поясам для обратного потока выполняем так же, как для прямого потока: находим среднюю скорость обратного потока

$$\bar{w}_{обр} = 1,277 \frac{G_{обр}}{\rho_{обр} \varepsilon_{н.ср} D_{рег}^2} = 1,277 \frac{2,86}{1,96 \cdot 0,683 \cdot 1,2^2} = 1,89 \text{ м/с},$$

где $\rho_{обр} = 1,96$ кг/м³ при средней температуре обратного потока $\bar{T}_{обр} = (T_{обр}^{ex} + T_{обр}^{блх})/2 = 196,25$ К и т. д.

В результате параметры потока по поясам имеют следующие значения:

Пояс	$\bar{T}_{обр}$, К	$\bar{\rho}_{обр}$, кг/м ³	$\bar{w}_{обр}$, м/с	$d_{экв} \cdot 10^3$, м	$\bar{\eta}_{обр} \cdot 10^7$, Н·с/м ²	$\bar{\lambda}_{обр} \cdot 10^3$, Вт/(м·К)	$Re_{обр}$	\overline{Nu}_V	$\bar{\alpha}_V \cdot 10^{-5}$, Вт/(м ³ ·К)
1		1,40	2,54		193	24,0		40,0	1,18
2	276 218	1,72	2,04	3,08 2,33	168	19,8	518	29,8	1,18
3	137	2,85	1,49	1,43	106	12,0	496 572	15,7	0,925.

Средний коэффициент теплоотдачи обратного потока

$$\bar{\alpha}_{V_{обб}} = 0,25\bar{\alpha}_{V1} + 0,325\bar{\alpha}_{V2} + 0,425\bar{\alpha}_{V3} = (0,25 \cdot 1,18 + 0,325 \cdot 1,18 + 0,425 \cdot 0,925)$$

$$10^5 = 1,075 \cdot 10^5 \text{ Вт/(м}^3 \cdot \text{К)}$$

5. Средний объемный коэффициент теплопередачи

$$\bar{k}_V = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{V_{np}}} + \frac{1}{\alpha_{V_{обр}}}} = \frac{1}{(0,87 + 0,932)10^{-5}} = 56,0 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^3 \cdot \text{К)}$$

6. Задаемся высотой регенератора $H = 4$ м.

7. Определяем массу насадки регенератора

$$M_n = 0,785D_{рег}^2 H \rho_{ал} (1 - \varepsilon_{н.ср}) = 0,785 \cdot 1,2^2 \cdot 4 \cdot 2,7 \cdot 10^3 (1 - 0,673) = 4 \cdot 10^3 \text{ кг}$$

где $\rho_{ал} = 2,7 \cdot 10^3$ кг/м³ — плотность алюминия.

8. Определяем продолжительность полцикла

$$\tau = \frac{M_n c_n \Delta T_n}{Q} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot 815 \cdot 35}{536 \cdot 10^3} = 215 \text{ с,}$$

где $c_n = 815$ Дж/(кг·К) — теплоемкость алюминия. Принимаем $\Delta T_n = 35$ К — среднее колебание температуры насадки.

9. Определяем приведенное время

$$\Pi = \frac{2\bar{k}_V V_{рег}}{M_n c_n} \tau = \frac{2 \cdot 56 \cdot 10^3 \cdot 0,785 \cdot 1,2^2 \cdot 4}{4 \cdot 10^3 \cdot 815} 215 = 33,7,$$

где $V_{рег} = 0,785D_{рег}^2 H$ — объем регенератора, м³.

10. Определяем безразмерную температурную недорекуперацию:

$$1 - \eta_m = \frac{T_{np}^{6x} - T_{обр}^{6x}}{T_{np}^{6x} - T_{обр}^{6x}} = \frac{303 - 299}{303 - 93,5} = 0,0191.$$

11. Определяем отношение водяных эквивалентов прямого и обратного потоков

$$n = \frac{G_{обр} c_{робр}}{G_{np} c_{рnp}} = \frac{2,86 \cdot 0,916 \cdot 10^3}{2,78 \cdot 1,033 \cdot 10^3} = 0,925,$$

где $c_{робр} = 0,15$ кДж/(кг·К); $c_{рnp} = 1,033$ кДж/(кг·К) — средние теплоемкости прямого и обратного потоков соответственно.

12. Используя графическую зависимость (рис.3.15 из [1]), связывающую безразмерные длину, время Π и недорекуперацию для значения $n = 0,925$, определяем приведенную длину $\Lambda = 195$.

13. Определяем высоту регенератора

$$H = \frac{G_{обр} c_{робр}}{2\bar{\alpha}_V F_{рег}} \Lambda = \frac{2,86 \cdot 0,915 \cdot 10^3}{2 \cdot 56 \cdot 10^3 \cdot 0,785 \cdot 1,2^2} 195 = 4,01 \text{ м}$$

где $F_{рег} = 0,785 D_{рег}^2$ – площадь поперечного сечения регенератора. Принимаем высоту регенератора $H = 4$ м.

Размеры регенератора можно определить также, задавшись временем полуцикла τ . Пусть $\tau = 215$ с. Приведенное время для прямого и обратного потоков

$$\Pi = \frac{\bar{\alpha} F^1}{M_n^1 c_n} \tau,$$

где $\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_V / S_{m.ср}$ – средний коэффициент теплоотдачи по высоте регенератора;

$F^1 = 0,785 D_{рег}^2 S_{m.ср}$ – площадь поверхности насадки на единицу длины;

$S_{m.ср} = 0,25 S_{m1} + 0,325 S_{m2} + 0,425 S_{m3}$ – средняя удельная площадь поверхности;

$M_n^1 = 0,785 D_{рег}^2 \rho_{ал} (1 - \varepsilon_{н.ср})$ – масса насадки, приходящаяся на единицу длины.

Тогда:

$$S_{m.ср} = 0,25 \cdot 1005 + 0,325 \cdot 1230 + 0,425 \cdot 1760 = 1380 \text{ м}^2/\text{м}^3;$$

$$F^1 = 1380 \cdot 0,785 \cdot 1,2^2 = 1560 \text{ м}^2/\text{м};$$

$$M_n^1 = 0,785 \cdot 1,2^2 \cdot 2,7 \cdot 10^3 (1 - 0,683) = 1000 \text{ кг/м};$$

$$\bar{\alpha}_{np} = \bar{\alpha}_{V,np} / S_{m.ср} = 1,187 \cdot 10^5 / 1380 = 86 \text{ Вт}(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\bar{\alpha}_{обр} = \bar{\alpha}_{V,обр} / S_{m.ср} = 1,075 \cdot 10^5 / 1380 = 78 \text{ Вт}(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Подставляя полученные значения в формулу для приведенного времени, получаем:

$$\text{прямой поток} \quad \Pi_{пр} = (86 \cdot 1560) \cdot 215 / (10^3 \cdot 815) = 35,7;$$

$$\text{обратный поток} \quad \Pi_{обр} = (78 \cdot 1560) \cdot 215 / (10^3 \cdot 815) = 32,1.$$

Используя зависимость $[1 - \eta_m = \frac{2}{\Lambda + 2} + 0,07 \frac{\Pi}{\Lambda} - 0,0217 \frac{\Pi}{\Lambda} (1 - \eta)]$ из [1],

определяем приведенную длину для прямого и обратного потоков: $\Lambda_{пр} = 190$; $\Lambda_{обр} = 185$ (для расчета Λ можно воспользоваться также графической зависимостью – рис.3.15 из [1]).

Высота регенератора для прямого потока

$$H_{np} = \frac{G c_p}{\bar{\alpha} F^1} \Lambda_{np} = \frac{2,78 \cdot 1,033 \cdot 10^3}{86 \cdot 1560} 190 = 4,10 \text{ м}.$$

Для обратного потока –

$$H_{обр} = \frac{2,86 \cdot 0,915 \cdot 10^3}{78 \cdot 1560} 185 = 3,96 \text{ м};$$

$$H_{ср} = (H_{обр} + H_{пр}) / 2 = (4,10 + 3,96) / 2 = 4,03 \text{ м}.$$

14. Определяем гидравлическое сопротивление насадки регенератора.

Сопротивление трения по поясам насадки:

$$\Delta p = \frac{\xi_1 S_{m1} \rho_1 \bar{w}_1^2 l_1}{8 \varepsilon_{n1}} + \frac{\xi_2 S_{m2} \rho_2 \bar{w}_2^2 l_2}{8 \varepsilon_{n2}} + \frac{\xi_3 S_{m3} \rho_3 \bar{w}_3^2 l_3}{8 \varepsilon_{n3}};$$

$$l_1 = 0,25H = 1\text{м}; l_2 = 0,325H = 1,3\text{м}; l_3 = 0,425H = 1,7\text{м}.$$

Коэффициенты трения для каждого типа насадок определяются с использованием графических зависимостей (рис. 3.17 из [1]) и имеют следующие значения:

Прямой поток:

Re	890	725	595
ξ	0,37	0,39	0,4.

Обратный поток

Re	508	496	570
ξ	0,42	0,42	0,41.

Сопротивление трения:

для прямого потока

$$\Delta p_{пр} = \frac{0,37 \cdot 1005 \cdot 7,82 \cdot 0,412^2}{8 \cdot 0,770} 1 + \frac{0,39 \cdot 1230 \cdot 10 \cdot 0,346^2}{8 \cdot 0,770} 1,3 +$$

$$+ \frac{0,4 \cdot 1700 \cdot 15,1 \cdot 0,270^2}{8 \cdot 0,608} 1,7 = 80 + 130 + 278 = 488\text{Па};$$

для обратного потока

$$\Delta p_{обр} = \frac{0,42 \cdot 1005 \cdot 1,4 \cdot 2,54^2}{8 \cdot 0,770} 1 + \frac{0,42 \cdot 1230 \cdot 1,72 \cdot 2,04^2}{8 \cdot 0,717} 1,3 +$$

$$+ \frac{0,41 \cdot 1700 \cdot 2,85 \cdot 1,49^2}{8 \cdot 0,608} 1,7 = 620 + 842 + 1550 = 3012\text{Па}.$$

Расчет ректификационной колонны [1,7]. Составляют уравнение материального баланса при установившемся режиме работы:

$$M = A + K, \quad (5.2)$$

где M – количество смеси, подаваемой на разделение; A , K – получаемые продукты разделения – азот и кислород.

При концентрации получаемых продуктов y_a и y_k материальный баланс по нижекипящему компоненту

$$Mx_m = Ay_a + Ky_k, \quad (5.3)$$

где x_m – концентрация смеси; y_a , y_k – концентрации получаемых продуктов.

Чем меньше y_k по нижекипящему компоненту (чище продукт K), тем меньшее его количество можно получить из смеси M .

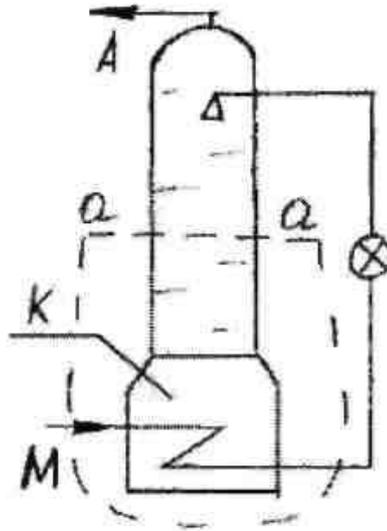


Рис.5.20. Расчетная схема колонны однократной ректификации

В колонне (рис.5.20) проводят сечение $a-a$ и рассматривают уравнение материального баланса для нижней части колонны:

$$G + K = q; \quad (5.4)$$

$$Gy + Ky_k = qx, \quad (5.5)$$

где x, y – концентрации жидкости q и пара G в сечении $a-a$.

Концентрация пара в сечении колонны:

$$y = \frac{q}{G}x - \frac{K}{G}y_k; \quad (5.6)$$

$$y = \frac{q}{q-K}x - \frac{K}{q-K}y_k. \quad (5.7)$$

Уравнение (5.6) – прямая линия в координатах $y-x$. Учитывая, что флегмовое отношение $f = q/G$, тогда

$$y = fx + (f-1)y_k. \quad (5.8)$$

Количество флегмы (жидкости) q зависит от количества поданной в колонну смеси:

$$q = (1-a)M, \quad (5.9)$$

где a – доля испарившейся жидкости при дросселировании смеси M .

Количество пара

$$G = A - aM. \quad (5.10)$$

Коэффициент извлечения (β) кислорода, характеризующий разделительную способность колонны,

$$\beta = \frac{K(1-y_k)}{M(1-x_m)} 100\% \approx 60-62\% \text{ (теоретически – 70-72\%)}. \quad (5.11)$$

Определение числа тарелок. Пар с концентрацией y_a равновесен жидкости, стекающей с тарелки x_l . Концентрация равновесной жидкости определяется по кривой равновесия $y_p = f(x)$ – см.рис.5.21.

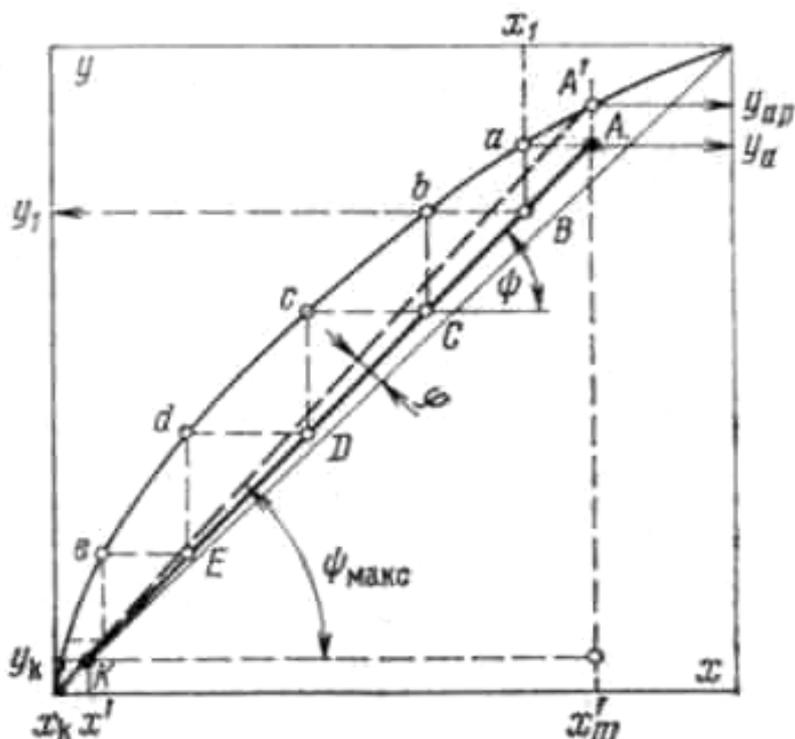


Рис.5.21. К расчету колонны однократной ректификации

Жидкость с концентрацией x_1 течет вниз ко второй тарелке. Концентрация пара y_1 в сечении между 1-ой и 2-ой тарелками можно определить по уравнению (5.6).

Точка (B), характеризующая своими координатами пар и жидкость в межтарельчатом сечении, лежит на линии рабочих концентраций, причем ее абсцисса равняется x_1 .

Отрезок $aB = y_a - y_1 = \Delta y$ – изменение концентрации пара при прохождении им верхней тарелки.

Треугольник AaB – характеризует изменение концентраций жидкости и пара на одной (верхней) тарелке колонны. Аналогичные построения выполняют между равновесной кривой и линией рабочих концентраций и определяют число теоретических тарелок (n_m).

Последовательно определяя рабочие концентрации x и y , по числу построенных треугольников рис.5.21, определяют число теоретических тарелок.

$$n_{\partial} = \frac{n_m}{\eta_m};$$

где $\eta_m = 0,25-0,3$ – средний КПД тарелок.

Тангенс угла наклона рабочей линии к оси абсцисс в соответствии с уравнениями (5.7) и (5.8)

$$\operatorname{tg} \psi = f = \frac{q}{G} = \frac{y_a - y_k}{x'_m - y_k}.$$

Энтальпия смеси, входящей в колонну определяется из теплового баланса

$$M_{im} + Mq_{o.c} = Ah_a + Kh_k;$$

$$h_m = \frac{Ah_a + Kh_k}{M} - q_{o.c},$$

где $q_{o.c}$ – количество теплоты, поступающего из окружающей среды.

В примере 5.4.3 из [7] приведен расчет колонны однократной ректификации.

Пример. Расчет колонны однократной ректификации. Рассчитать колонну однократной ректификации для разделения воздуха. Продукты разделения: кислород (99%) и азот (97%). Воздух подается в колонну в состоянии сухого насыщенного пара. Установка работает с азотным холодильным циклом. Колонна соответствует изображенной на рис. 5.22. Давление в колонне $P_1 = 0,128$ МПа. Неравновесность в сечении ввода воздуха принять 0,03. Определить: 1) количества получаемых азота и кислорода из 1 моля воздуха; 2) давление в трубках конденсатора при температурном напоре $\Delta t_k = 2,2$ К; 3) количество азотной флегмы; 4) тепловую нагрузку конденсатора; 5) число тарелок; 6) минимальное количество флегмы при бесконечно высокой колонне. Принять, что воздух состоит из 79% N_2 и 21% O_2 .

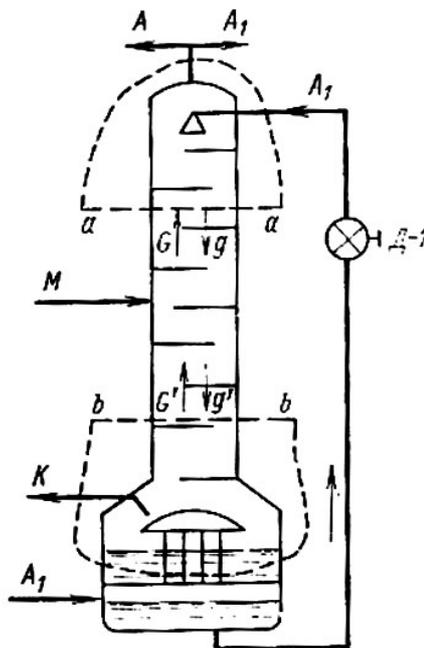


Рис. 5.22. Схема колонны однократной ректификации с полным извлечением кислорода

Решение:

1). Количество кислорода, получаемого из моля воздуха ($M = 1$),

$$K = \frac{0,97 - 0,79}{0,97 - 0,01} = 0,1875 \text{ моля};$$

количество азота, получаемого из 1 моля воздуха,

$$A = 1 - K = 1 - 0,1875 = 0,8125 \text{ моля.}$$

2). Температура кипения кислорода при давлении P_1 по номограмме h - T - p - y - x из [7] для смеси N_2 - O_2 равна: $T_k = 92,8$ К.

Температура конденсации азота

$$T_a = 92,8 + 2,2 = 95 \text{ К.}$$

Давление конденсации азота, соответствующее температуре 95 К и концентрации 97% N_2 , по номограмме $P_2 = 0,51$ МПа.

3). Количество азотной флегмы. Для нормальной работы колонны в конденсатор при давлении P_2 подается азот A_1 из холодильного цикла. Концентрация азота A_1 такая же, как и азота, получаемого из колонны. Азот конденсируется в трубах, выделяя теплоту Q_k , и в качестве флегмы через дроссельный вентиль подается в верхнее сечение колонны. Флегма стекает вниз, испаряется и затем, пройдя снизу вверх через всю колонну, уходит с азотом.

Рассмотрим концентрационную секцию, расположенную выше сечения a - a . Количество стекающей флегмы $q = (1 - \alpha)A_1$, количество поднимающихся по колонне паров выше места ввода воздуха M

$$G = A + A_1 - \alpha A_1 = A + (1 - \alpha)A_1,$$

где α – доля испарившейся жидкости при дросселировании с 0,51 до 0,128 Па.

Количество испарившейся жидкости при дросселировании (db) может быть определено по диаграмме T - S для азота (рис. 5.23):

$$\alpha = 0,173; 1 - \alpha = 0,827.$$

Количество флегмы $q = 0,827A_1$ и количество пара

$$G = 0,8125 + 0,827A_1.$$

4). Расчет выполним в диаграмме y - x (рис. 5.24).

Уравнение рабочей линии верхней секции колонны находим из уравнения материального баланса контура a - a (рис. 5.22)

$$y = \frac{q}{G}x + \frac{Ay_a}{G}$$

При $x = y_a = 0,97$ величина $y = 0,97$, следовательно, рабочая линия пересекает диагональ $y = x$ в точке A . Тангенс угла наклона рабочей линии к оси абсцисс

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{(1 - \alpha)A_1}{G}.$$

Уравнение рабочей линии для отгонной секции (ниже места ввода воздуха M) найдется из уравнения материального баланса части колонны ниже сечения b - b :

$$y = \frac{q}{G'}x - \frac{Ky_k}{G'},$$

где $G' = G - M$, а при $M = 1$, $G' = G - 1$.

Количество флегмы в сечениях колонны одно и то же, так как воздух вводится в состоянии насыщенного пара (по условию), а изменением теплоты парообразования при изменении концентрации смеси пренебрегаем. Рабочие линии пересекаются в точке с ординатой $y_m = 0,79$; абсцисса точки пересечения

зависит от значений $\operatorname{tg} \psi$. При равновесии пара и жидкости в сечении ввода воздуха M концентрация равновесной жидкости по диаграмме $y-x$ соответствует $x_{mp} = 0,49$. По условию «неравновесность» в сечении ввода равняется $0,03$, и, следовательно, концентрация жидкости $x_m = 0,49 + 0,03 = 0,52$.

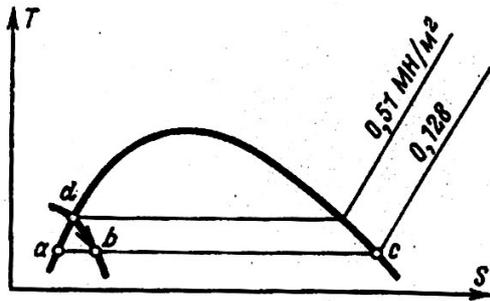


Рис. 5.23. Процесс дросселирования жидкого азота в $T-S$ диаграмме

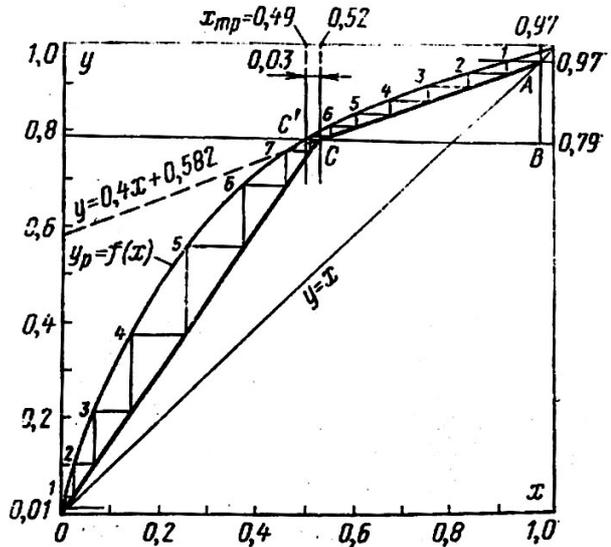


Рис. 5.24. Определение числа теоретических тарелок в диаграмме $y-x$

Тогда

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{AB}{BC} = \frac{0,97 - 0,79}{0,97 - 0,52} = 0,4.$$

Следовательно,

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{(1 - \alpha)A_1}{A + (1 - \alpha)A_1} = 0,4.$$

Отсюда можно определить количество азотной флегмы:

$$A_1 = \frac{0,4 \cdot 0,8125}{0,827 \cdot 0,6} = 0,655 \text{ моль/моль воздуха,}$$

то есть для осуществления процесса ректификации необходимо подавать в колонну на каждый моль разделяемого воздуха $0,655$ моля азота из холодильного цикла. При этом

$$q = 0,827 \cdot 0,655 = 0,5420; \quad G = 0,8125 + 0,5420 = 1,3545.$$

Уравнение рабочей линии верхней секции колонны в окончательном виде

$$y = \frac{0,5420}{1,3545}x + \frac{0,1875}{1,3545} \cdot 0,97 = 0,4x + 0,582.$$

Уравнение рабочей линии отгонной секции колонны

$$y = \frac{0,5420}{1,3545 - 1}x - \frac{0,1875 \cdot 0,01}{1,3545 - 1} = 1,529x - 0,529 \cdot 10^{-2}.$$

5). Число теоретических тарелок определится построением треугольников между равновесной и рабочими линиями на рис. 5.24. По расчету в верхней секции колонны n'_T около 6,5 теоретических тарелок, а в нижней секции $n''_T = 7,5$ тарелок. При КПД тарелок для верхней секции $n_T = 0,5$ и для нижней секции $n_T = 0,3$ действительное число тарелок равно:

$$n'_\partial = \frac{6,5}{0,5} = 13 \text{ шт.},$$

$$n''_\partial = \frac{7,5}{0,3} = 25 \text{ шт.}, \text{ а всего } 38 \text{ шт.}$$

6) Тепловая нагрузка конденсатора. Уравнение теплового баланса части колонны, работающей под давлением P_I , имеет вид:

$$(A + A_I) h''_a + Kh''_k = Mi''_m + A_I h'_a + Q_\kappa + Mq_{o.c.},$$

где h''_a , h''_k и h''_m – энтальпии насыщенных паров азота, кислорода и воздуха при $P_I = 0,128$ МПа; h'_a – энтальпия жидкого азота при давлении 0,51 МПа, выходящего из конденсатора к дроссельному вентилю, и, следовательно, энтальпия смеси после дросселирования; $q_{o.c.}$ – приток теплоты к колонне из окружающей среды.

Энтальпии определяются по номограмме h-T-p-y-x из [7]:

$$h''_a = 8300 \text{ Дж/моль}; h''_k = 15\,200 \text{ Дж/моль};$$

$$h''_m = 9650 \text{ Дж/моль}; h'_a = 3750 \text{ Дж/моль}.$$

При $q_{o.c.} = 59$ Дж/моль тепловая нагрузка конденсатора

$$Q_\kappa = (0,8125 + 0,6550)8300 + 0,1875 \cdot 15\,200 - 1 \cdot 59 - 1 \cdot 9650 - 0,655 \cdot 3750 = \\ = 2880 \text{ Дж/моль воздуха}.$$

Энтальпию азота, поступающего в конденсатор, можно определить из теплового баланса части конденсатора, находящейся под давлением 0,51 МПа:

$$Q_\kappa = A_I(h_a - h'_a),$$

где h_a – энтальпия азота A_I , поступающего в конденсатор. Энтальпия h_a равна:

$$h_a = \frac{2880}{0,655} + 3750 = 8150 \text{ кДж/моль}$$

7). Минимальное количество азота, подаваемого в колонну из циркуляционного холодильного цикла при бесконечно высокой колонне.

Крайнее положение точки пересечения рабочих линий при $n_T \rightarrow \infty$ соответствует C' (рис. 5.24). В этом случае тангенс угла наклона рабочей линии для верхней части колонны

$$\text{tg } \psi_{\text{мин}} = \frac{AB}{BC'} = \frac{0,97 - 0,79}{0,97 - 0,49} = 0,375,$$

а также

$$\text{tg } \psi_{\text{мин}} = \frac{q_{\text{мин}}}{G} = \frac{(1 - \alpha)A_{1\text{мин}}}{A + (1 - \alpha)A_{1\text{мин}}}.$$

Количество флегмы, соответствующее углу наклона $\psi_{\text{мин}}$ рабочей линии

$$A_{1\text{мин}} = \frac{0,375 \cdot 0,8125}{0,825(1 - 0,375)} = 0,589.$$

В рассмотренном примере $A_I = 1,11A_{I_{мин}} = 1,11 \cdot 0,589 = 0,655$.

Контрольные вопросы

1. Идеальные процессы ожижения и замораживания газов в T-S диаграмме.
2. Дроссель-эффект Джоуля-Томсона.
3. Схемы и квазициклы ожижения воздуха среднего давления.
4. Схемы и квазициклы ожижения воздуха низкого давления.
5. Схемы и квазициклы ожижения воздуха высокого давления.
6. Причины использования в квазициклах ожижения детандера.
7. Нарисуйте фазовую диаграмму кипения и конденсации смеси кислород-азот.
8. Какие факторы способствуют повышению получаемой доли ожиженного воздуха, КПД и снижению затрат электроэнергии в квазициклах ожижения?
9. Особенности расчета рекуперативных теплообменников воздуходелительных установок.
10. Графическое определение температурного напора.
11. Определение поверхностей теплообмена методом ЧЕП.
12. Конструкции регенеративных теплообменников воздуходелительных установок.
13. Конструкции рекуперативных теплообменников воздуходелительных установок.
14. Низкотемпературная ректификация.
15. Принцип действия ректификационной колонны.
16. Одно- и двухкратная ректификация.

Библиографический список

1. Григорьев В.А., Крохин Ю.И. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники: Учеб. пособие для вузов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 312 с.
2. Микулин Е.И. Криогенная техника. – М.: Машиностроение, 1969. – 272 с.
3. Мартынов А.В. Установки для трансформации тепла и охлаждения: Сборник задач. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 200 с.
4. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник / Под общ. ред. В.А.Григорьева и В.М. Зорина. – М.: Энергтоиздат, 1983. – 552 с.
5. Системы производства и распределения энергоносителей промышленных предприятий / Под ред. А.П. Несечука. – М.: Высш. школа, 1989. – 279 с.
6. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
7. Техника низких температур / Под ред. Е.И. Микулина, И.В. Марфениной, А.М. Архарова. – М.: Энергия, 1975. – 512 с.

Приложение А

Таблица А. Исходные данные и справочные материалы к расчетному заданию «Расчет одноступенчатой парокомпрессионной холодильной установки»

Наименование	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
<i>l</i>	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Холодопроизводительность, МВт*										
Холодильный агент	фреон	аммиак	фреон	аммиак	фреон	аммиак	фреон	аммиак	фреон	аммиак
Число ступеней установки	1									
Теплоноситель в испарителе	вода	воздух	вода	воздух	вода	воздух	вода	воздух	вода	воздух
	воздух	вода	воздух	вода	воздух	вода	воздух	вода	воздух	вода
	вода	воздух	вода	воздух	вода	воздух	вода	воздух	вода	воздух
Температура теплоносителя в испарителе, °С*:										
на входе										
на выходе										

Окончание табл.А

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Теплоноситель в конденсаторе	вода	воздух	вода	воздух	вода	воздух	вода	воздух	вода	воздух
	вода	воздух	вода	воздух	вода	воздух	вода	воздух	вода	воздух
	воздух	вода	воздух	вода	воздух	вода	воздух	вода	воздух	вода
Температура теплоносителя в конденсаторе, °С*: на входе на выходе										
Конечные разности температур Δt , °С, в: конденсаторе	5-10									
переохладителе	5-10 (нечетные варианты определяется по lgP-h диаграмме)									
испарителе	5-10									
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К)*: конденсатор и переохладитель испаритель										
КПД компрессора: внутренний индикаторный электромеханический	0,8									
	0,9									

Примечание: * холодопроизводительность установки, температуры теплоносителей и коэффициенты теплопередачи задаются преподавателем.

**Варианты выполнения расчетно-графических работ на тему:
«Расчет одноступенчатой парокомпрессионной холодильной установки»**

Вариант 1 * (холодильный агент фреон-11, теплоносители в испарителе и конденсаторе – воздух).

Задание

1. Выбрать схему парокомпрессионной одноступенчатой холодильной установки.

2. Построить цикл одноступенчатой парокомпрессионной холодильной установки в $\lg P-h$ диаграмме и определить:

параметры холодильного агента в характерных точках процесса;

удельные тепловые нагрузки;

удельную внутреннюю работу компрессора;

тепловой (энергетический) баланс;

расход холодильного агента;

объемную производительность компрессора;

тепловые нагрузки испарителя, конденсатора и регенеративного теплообменника;

электрическую мощность компрессора;

коэффициенты:

холодильный,

трансформации тепла,

работоспособности тепла и холода,

эксергетический КПД установки при работе в режиме холодильной установки и теплового насоса.

3. Определить ориентировочные поверхности теплообмена испарителя и конденсатора, выбрать стандартные испаритель и конденсатор, поршневого одноступенчатый компрессор.

Исходные данные

Холодопроизводительность установки $Q_0=30\text{кВт}$.

Холодильный агент – фреон 11 (хладон R-11).

Число ступеней – 1.

Температура охлаждаемого воздуха на входе в испаритель $t_{H1}=25^\circ\text{C}$, на выходе из испарителя $t_{H2}=10^\circ\text{C}$.

Температура охлаждающего воздуха на входе в конденсатор $t_{B1}=25^\circ\text{C}$ и на выходе из него $t_{B2}=30^\circ\text{C}$.

Температура окружающей среды $T_{oc}=20^\circ\text{C}=293^\circ\text{K}$.

Конечные разности температур: в испарителе $\Delta t_H=6^\circ\text{C}$, в конденсаторе $\Delta t_K=10^\circ\text{C}$.

* Расчетно-графическая работа выполнена студенткой гр.ТЭ-01-1 Казаковой Я.В.

Внутренний адиабатный и электромеханический КПД компрессора равны соответственно $\eta_i=0,8$, $\eta_{ЭМ}=0,9$.

Коэффициент теплопередачи в испарителе $k_{и}=35\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, в конденсаторе $k_{к}=30\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$.

Расчет

1. Выбор схемы

Так как холодильным агентом является фреон – хладон R-11, число ступеней -1, то по [1] выбираем схему одноступенчатой парокомпрессионной установки, которая состоит из компрессора, конденсатора, испарителя и регенеративного теплообменника, и представлена на рис.1.

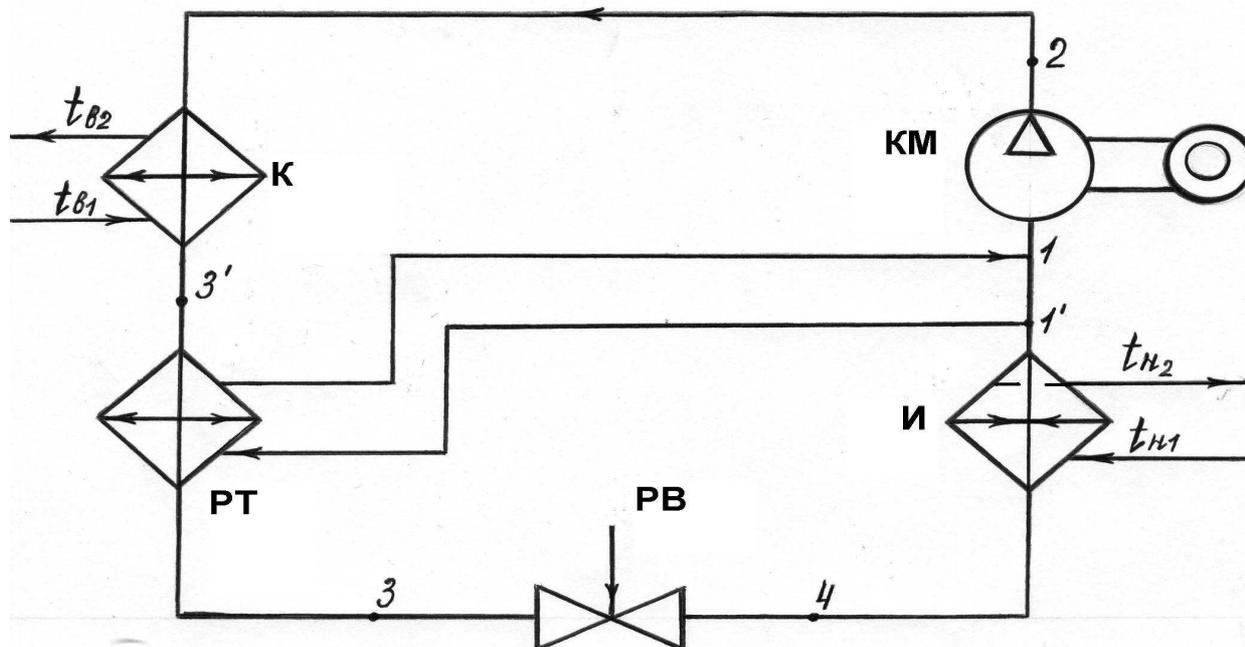


Рис.1. Схема одноступенчатой парокомпрессионной холодильной установки

2. Построение цикла одноступенчатой парокомпрессионной холодильной установки в $\lg P-h$ диаграмме

Построение цикла холодильной установки (см. рис.2) проводится в следующей последовательности: на диаграмму $\lg P-h$ наносят изотермы t_o , $t_{вс}$, t_k , $t_{по}$, определяющие расчетный режим работы установки (см. рис.3), по температуре t_o и t_k находят соответствующие им изобары p_o и p_k ; положение характерных точек процессов 1, 1', 2, 2', 3', 3, 4 определяется процессами, из которых состоит цикл установки:

4-1' - испарение хладагента в испарителе И при p_o и t_o ;

1'-1 – перегрев паров на всасе компрессора КМ при p_o ;

1-2, 1-2' - соответственно теоретический (адиабатный, $S=\text{const}$) и действительный процессы сжатия паров хладагента в компрессоре до давления p_k ;

2'-3' - отвод теплоты от хладагента в конденсаторе К при p_k ;

3'-3 – переохлаждение жидкого хладагента в регенеративном теплообменнике РТ до температура $t_{по}$ при p_k ;

3-4 – дросселирование ($h=\text{const}$) жидкого хладагента до давления p_o и температуры t_o в регулирующем вентиле.

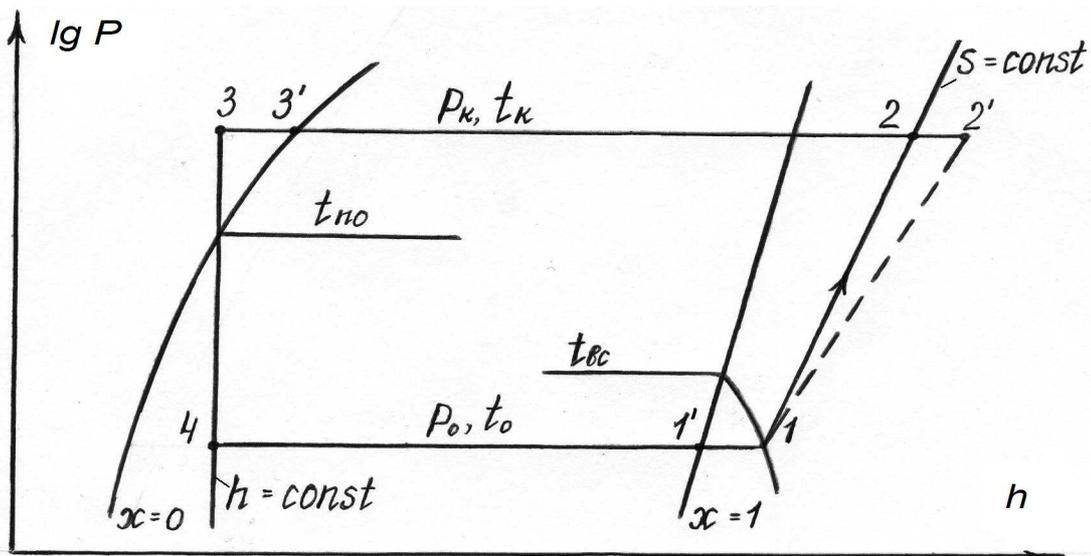


Рис.2. Цикл одноступенчатой парокомпрессионной холодильной установки в $\lg P$ - h диаграмме

Определяем параметры хладагента по $\lg P$ - h диаграмме хладона R11 (см. рис.3) в характерных точках процессов и заносим их в табл. 1.

Таблица 1

Основные параметры холодильного агента в характерных точках процессов

№ п/п	Номер а точек	Температура t , °С	Давление P , МПа	Энтропия S , кДж/(кг·К)	Энтальпия h , кДж/кг	Удельный объём v , м ³ /кг	Степень сухости x
1	1 ¹	4	0,05	1,10	961	---	1
2	1	25	0,05	1,13	972	350	---
3	2	65	0,18	1,13	996	---	---
4	2 ¹	72	0,18	1,16	1002	---	---
5	3 ¹	40	0,18	0,52	803	---	0
6	3	23	0,18	---	792	---	---
7	4	4	0,05	0,48	792	---	0,1

Расчетные:

температура испарения $t_0 = t_{H2} - \Delta t_{и}$, $t_0 = 10 - 6 = 4^\circ\text{C}$, $t_0 = t_{11} = 4^\circ\text{C}$;

температура на всасе $t_{BC} = t_{11} + \Delta t_{BC}$, $\Delta t_{BC} = (15 \div 30)^\circ\text{C}$ для фреонов, принимаем $\Delta t_{BC} = 21^\circ\text{C}$, тогда $t_{BC} = 4 + 21 = 25^\circ\text{C}$;

температура конденсации $t_K = t_{B2} + \Delta t_K$, $t_K = 30 + 10 = 40^\circ\text{C}$, $t_K = t_{31} = 40^\circ\text{C}$;

из теплового баланса $\Delta h = h_1 - h_{11} = h_{31} - h_3$, $\Delta h = 972 - 961 = 11 \text{ кДж/кг}$, $h_{31} = 803 \text{ кДж/кг}$, тогда энтальпия в точке 3 составит $h_3 = h_{31} - \Delta h = 803 - 11 =$

$= 792 \text{ кДж/кг}$, из построения процесса 3'-3 на $\lg P$ - h диаграмме определяем температуру в точке 3 $t_3 = t_{п0} = 23^\circ\text{C}$;

в точке 2' энтальпия составит: $h_{21} = h_1 + (h_2 - h_1) / \eta_i$, $h_{21} = 972 + (996 - 972) / 0,8 = 1002 \text{ кДж/кг}$, тогда по $\lg P$ - h диаграмме определяем температуру в точке 2': $t_{21} = 72^\circ\text{C}$.

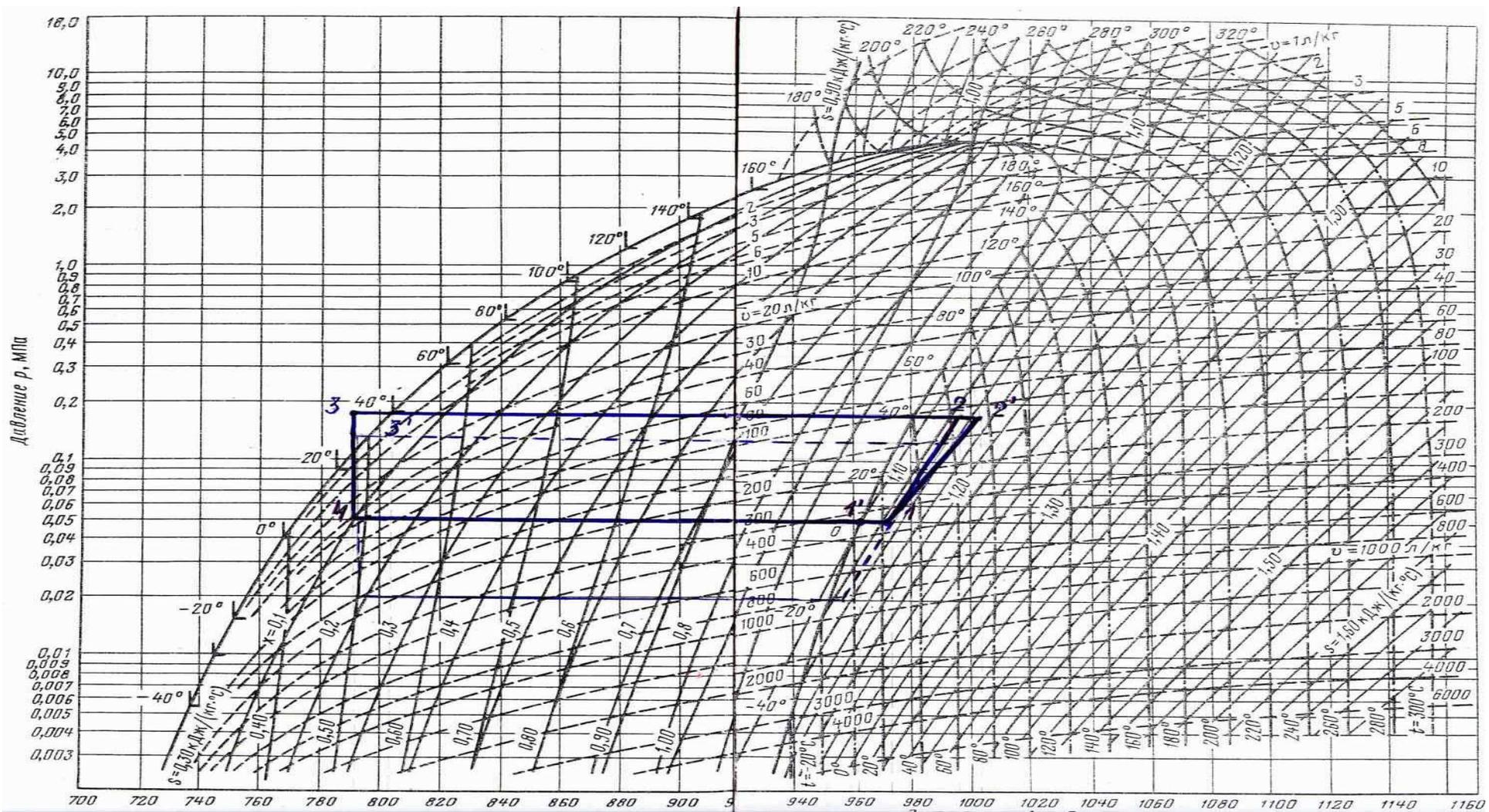


Рис.3. Построение цикла парокомпрессионной холодильной установки в $\lg p-h$ диаграмме хладона R11

2.1. Удельные тепловые нагрузки испарителя, конденсатора, регенеративного теплообменника, внутренняя работа компрессора:

удельная тепловая нагрузка испарителя

$$q_0 = h_{11} - h_4 = 961 - 792 = 169 \text{ кДж/кг};$$

удельная тепловая нагрузка конденсатора

$$q_K = h_{21} - h_{31} = 1002 - 803 = 199 \text{ кДж/кг};$$

удельная тепловая нагрузка регенеративного теплообменника

$$q_{PT} = \Delta h = h_1 - h_{11} = h_{31} - h_3 = 11 \text{ кДж/кг};$$

удельная внутренняя работа компрессора

$$l_B = h_{21} - h_1 = 1002 - 972 = 30 \text{ кДж/кг}.$$

2.2. Тепловой (энергетический) баланс

$$q_0 + l_B = q_K,$$

$$169 + 30 = 199,$$

$$199 = 199.$$

2.3. Расход холодильного агента

$$G = Q_0 / q_0 = 30 / 169 = 0,178 \text{ кг/с}.$$

2.4. Объёмная производительность компрессора

$$V = G v_1 = 0,178 \cdot 0,35 = 0,0623 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2.5. Полные тепловые нагрузки:

испарителя $Q_0 = 30 \text{ кВт}$ – холодопроизводительность установки;

конденсатора $Q_K = q_K G = 199 \cdot 0,178 = 35,422 \text{ кВт}$;

регенеративного теплообменника $Q_{PT} = q_{PT} G = 11 \cdot 0,178 = 1,958 \text{ кВт}$.

2.6. Электрическая мощность компрессора

$$N_{\text{э}} = l_B G / \eta_{\text{эм}} = 30 \cdot 0,178 / 0,9 = 5,933 \text{ кВт}.$$

2.7. Холодильный коэффициент

$$\xi = q_0 \eta_{\text{эм}} / l_B = 169 \cdot 0,9 / 30 = 5,07.$$

2.8. Коэффициент работоспособности холода при средней температуре охлаждаемого воздуха в испарителе $T_{\text{н ср}} = (T_{\text{н1}} + T_{\text{н2}}) / 2 = (298 + 283) / 2 = 290,5 \text{ К}$ составит $(\tau_{\text{д}})_{\text{н}} = 1 - (T_{\text{ос}} / T_{\text{н ср}}) = 1 - (293 / 290,5) = 0,0086$.

2.9. Коэффициент трансформации тепла

$$\mu = q_K \eta_{\text{эм}} / l_B = 199 \cdot 0,9 / 30 = 5,97.$$

2.10. Коэффициент работоспособности тепла при средней температуре охлаждающего воздуха $T_{\text{в ср}} = (298 + 303) / 2 = 300,5 \text{ К}$ составит $(\tau_{\text{д}})_{\text{в}} = 1 - T_{\text{ос}} / T_{\text{в ср}} = 1 - 293 / 300,5 = 0,0250$.

2.11. Эксергетический КПД установки при работе в режиме:
холодильной установки

$$\eta_{ex} = q_0(\tau_d)_H \eta_{EM} 100\% / I_B = 169 \cdot 0,0086 \cdot 0,9 / 30 = 4,36\%;$$

теплого насоса:

$$\eta_{ex\,TNU} = q_K(\tau_d)_B \eta_{EM} 100\% / I_B = 199 \cdot 0,0250 \cdot 0,9 \cdot 100 / 30 = 14,93\%.$$

3. Определение ориентировочной поверхности теплообмена испарителя и конденсатора, выбор стандартных испарителя и конденсатора, поршневого одноступенчатого компрессора

Определяем:

Средний температурный напор:

в испарителе

$$\Delta t_{\delta} = t_{H1} - t_0 = 25 - 4 = 21^{\circ}\text{C} - \text{большая разность температур,}$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{H2} - t_0 = 10 - 4 = 6^{\circ}\text{C} - \text{меньшая разность температур,}$$

$$\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}} = 21 / 6 = 3,5 < 4,5, \text{ тогда } \Delta T_{\text{ср и}} = (\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}) / 2 = (21 + 6) / 2 = 13,5^{\circ}\text{C}.$$

в конденсаторе

$$\Delta t_{\delta} = t_K - t_{B1} = 40 - 25 = 15^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_K - t_{B2} = 40 - 30 = 10^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}} = 15 / 10 = 1,5 < 2, \text{ тогда } \Delta T_{\text{ср и}} = (\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}) / 2 = (15 + 10) / 2 = 12,5^{\circ}\text{C}.$$

Поверхности теплообмена:

испарителя

$$F_{\text{и}} = Q_0 / (k_{\text{и}} \Delta T_{\text{ср и}}) = 30 \cdot 10^3 / (35 \cdot 13,5) = 63,50 \text{ м}^2;$$

конденсатора

$$F_{\text{к}} = Q_{\text{к}} / (k_{\text{к}} \Delta T_{\text{ср к}}) = 35,422 \cdot 10^3 / (30 \cdot 12,5) = 94,46 \text{ м}^2.$$

Выбираем стандартные испаритель и конденсатор:

Испаритель марки 90ИТГ, по [2], – см. таб.2.

Конденсатор кожухотрубчатый марки 110КТГ, с.277 [2].

Характеристика конденсатора приведена в табл.3.

Таблица 2

Характеристики испарителя

№ п/п	Характеристика	
1	Марка	90ИТГ
2	Площадь испарения, м ²	90
3	Диаметр корпуса, мм	800
4	Габариты, мм:	
	длина	4670
	высота	1800
5	Число труб	385
6	Число ходов	8
7	Вес аппарата, кг	3550

Характеристика кожухотрубчатого конденсатора

№ п/п	Характеристика	
1	Марка	110КТГ
2	Поверхность охлаждения, м ²	110
3	Диаметр корпуса, мм	800
4	Толщина стенки, мм	8
5	Габариты, мм:	
	длина	5670
	высота	1615
	ширина	930
6	Диаметр горшка, мм	325
7	Число труб	386
8	Число ходов воды	8
9	Ёмкость межтрубного пространства, м ²	1,58
10	Вес аппарата, кг	4580

Выбор и расчет одноступенчатого поршневого компрессора

При стандартных параметрах поршневого компрессора $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = +30^\circ\text{C}$, $t_{\text{по}} = 25^\circ\text{C}$ давление паров холодильного агента $p_0 = 0,02\text{МПа}$, $p_k = 0,145\text{МПа}$ (см. lg P-h диаграмму – рис.3).

Удельные холодопроизводительности:

расчетная $q_0 = h_{11} - h_4 = 961 - 792 = 169\text{кДж/кг}$;

стандартная $q_{0\text{ ст}} = 949 - 794 = 155\text{кДж/кг}$.

Объёмные холодопроизводительности:

расчетная $q_v = q_0 / v_1 = 169 / 0,35 = 482,857\text{кДж/м}^3$;

стандартная $q_{v\text{ ст}} = q_{0\text{ ст}} / v_{1\text{ ст}} = 155 / 0,85 = 182,353\text{кДж/м}^3$.

Индикаторный коэффициент подачи:

$\lambda_i = (p_0 - \Delta p_{\text{вс}}) / p_0 - c [(p_k + \Delta p_{\text{н}}) / p_0 - (p_0 - \Delta p_{\text{вс}}) / p_0]$,

где $\Delta p_{\text{вс}}$ и $\Delta p_{\text{н}}$ – потери давления на всасывающей и нагнетательной линии, соответственно; c – относительное мертвое пространство;

расчетный

$\lambda_i = (0,05 \cdot 10^3 - 5) / (0,05 \cdot 10^3) - 0,05 [(0,18 \cdot 10^3 + 10) / (0,05 \cdot 10^3) - (0,05 \cdot 10^3 - 5) / (0,05 \cdot 10^3)] = 0,755$;

стандартный

$\lambda_{i\text{ ст}} = (0,02 \cdot 10^3 - 5) / (0,02 \cdot 10^3) - 0,05 [(0,145 \cdot 10^3 + 10) / (0,02 \cdot 10^3) - (0,02 \cdot 10^3 - 5) / (0,02 \cdot 10^3)] = 0,4$.

Коэффициент невидимых потерь:

расчетный

$\lambda_w = (t_0 + 273) / (t_k + 273) = (4 + 273) / (40 + 273) = 0,885$;

стандартный

$\lambda_{w\text{ ст}} = (t_{0\text{ ст}} + 273) / (t_{k\text{ ст}} + 273) = (-15 + 273) / (30 + 273) = 0,851$.

Коэффициент подачи:

расчетный

$$\lambda = \lambda_i \lambda_w = 0,755 \cdot 0,885 = 0,668;$$

стандартный

$$\lambda_{ст} = \lambda_{i ст} \lambda_{w ст} = 0,4 \cdot 0,851 = 0,340.$$

Стандартная холодопроизводительность:

$$Q_{0 ст} = Q_0 \lambda_{ст} q_{v ст} / (\lambda q_v) = 30 \cdot 0,340 \cdot 182,353 / (0,668 \cdot 482,857) = 5,7666 \text{ кВт},$$

(4 958,382 ккал/ч).

Выбираем одноступенчатый фреоновый компрессор марки 2ФУ-10 с холодопроизводительностью $Q_0 = 8,723 \text{ кВт}$, с.276, [2].

В табл.4 приведена характеристика компрессора.

Таблица 4

Характеристики одноступенчатого фреонового компрессора марки 2ФУ-10 (типа УП)

Тип компрессора	Число цилиндров	Ход поршня, мм	Диаметр цилиндра, мм	Скорость вращения, об/мин	Объем, описываемый поршнем, м ³ /ч	Холодопроизводительность, кВт	
						При t=+50 ⁰ С	При t=-15 ⁰ С
УП	2	80	100	500	38	17,446	8,723

Список литературы

1. Картавская В.М. Системы производства и распределения энергоносителей. Методические указания по самостоятельной работе студентов специальности 10.07. – Иркутск: ИПИ, 1993. – 31 с.

2. Лебедев П.Д., Щукин А.А. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий. – М.: Энергия, 1970. – 408 с.

Вариант 2 * (холодильный агент – аммиак, теплоносители в испарителе и конденсаторе – вода)

Введение

Установки для получения низких температур можно разделить на три группы: 1) установки для умеренного охлаждения (до минус 180°С), 2) установки для выработки глубокого холода до минус 270°С и 3) установки для достижения сверхнизких температур (ниже минус 270°С).

Установки для умеренного охлаждения по принципу действия разделяются на компрессионные холодильные машины, требующие для производства холода затраты механической работы (от парового или электрического привода) и абсорбционные и парорезекторные установки, требующие для производства холода затраты теплоты.

Основным назначением холодильных машин является выработка искусственного холода или отвод теплоты от охлаждаемого объекта. При помощи холодильных установок можно понижать температуру различных объектов или в ограниченных объемах поддерживать более низкую температуру по сравнению с окружающей средой. Роль холодильных машин в промышленности и народном хозяйстве в настоящее время весьма значительна. Холодильные установки не только стали неотъемлемым оборудованием пищевых предприятий, но и служат мощным средством для интенсификации процессов в различных отраслях техники.

Задание:

1. Выбрать схему холодильной установки.
2. Построить цикл одноступенчатой пароконденсационной холодильной установки.
3. Определить параметры холодильного агента в характерных точках процессов.
4. Определить расчетные тепловые нагрузки испарителя, конденсатора, переохладителя, электрическую мощность компрессора, эксергетический КПД.
5. Определить коэффициенты: холодильный, трансформации тепла, работоспособности тепла и холода.
6. Определить поверхности нагрева (ориентировочные) испарителя, конденсатора и парохладителя; выбрать испаритель, конденсатор и парохладитель.
7. Выбрать и рассчитать компрессор.

Исходные данные:

Холодопроизводительность установки $Q_0 = 90$ кВт;
Холодильный агент – аммиак;
Число ступеней – 1;

* Расчетно-графическую работу выполнил студент гр.ТЭ-03-1 Киприянов В.С.

Температура охлаждаемого теплоносителя в испарителе на входе $t_{н1}=20^{\circ}\text{C}$, на выходе $t_{н2}=10^{\circ}\text{C}$;

Теплоносители: испаритель – обратная вода, конденсатор – вода;

Температура охлаждающего теплоносителя в конденсаторе: на входе $t_{в1}=10^{\circ}\text{C}$, на выходе $t_{в2}=35^{\circ}\text{C}$;

Температура окружающей среды $T_{oc}=293\text{K}$ (20°C);

Конечные разности температур в испарителе, конденсаторе, переохладителе принимаются в пределах $\Delta t_{и}=\Delta t_{к}=\Delta t_{по}=5-10^{\circ}\text{C}$ (принимаем 5°C);

Внутренний адиабатный η_i и электромеханический КПД $\eta_{эм}$ компрессора принимаются соответственно равными 0,8 и 0,9.

Расчет

1. Выбор схемы холодильной установки

Так как холодильный агент аммиак, число ступеней – 1, то выбираем схему холодильной установки в соответствии с [2]. В схеме установки переохладитель (холодильный агент аммиак). В переохладителе начальная температура хладагента равна конечной температуре теплоносителя в конденсаторе. Для исключения влажного хода компрессора пар перед компрессором перегревается в испарителе. Схема представлена на рис.1.

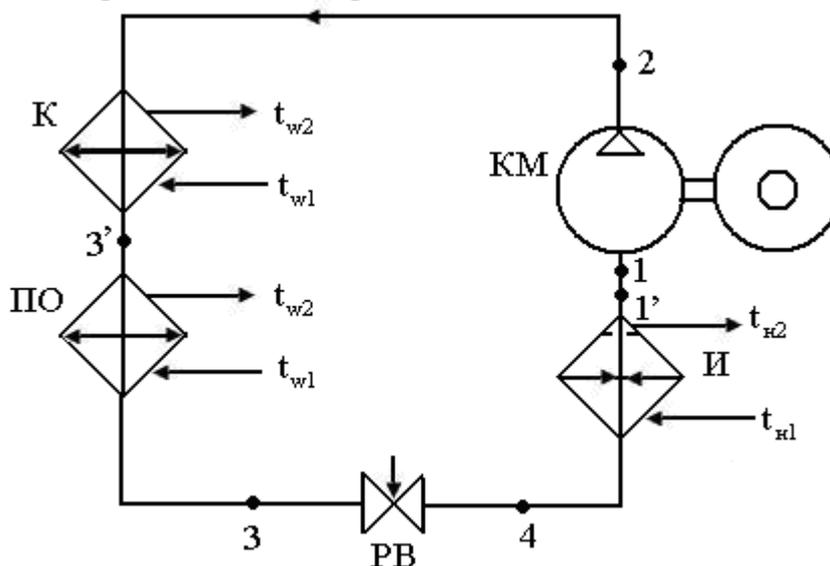


Рис.1. Схема одноступенчатой парокompрессионной холодильной установки: И-испаритель, К-конденсатор, ПО-переохладитель, РВ-регулирующий вентиль, КМ-компрессор

2. Построение цикла парокompрессионной холодильной установки в h - lgP диаграмме

Для построения цикла определяем расчетные температуры холодильного агента:

температура испарения в испарителе перед компрессором
 $t_0 = t_{н2} - \Delta t_{и} = 10 - 5 = 5^{\circ}\text{C}$;

температура на всасе (перегрев паров холодильного агента - аммиака происходит за счет теплоты окружающей среды) $t_{вс} = t_0 + \Delta t = 5 + 5 = 10^{\circ}\text{C}$;

температура конденсации (выше температуры охлаждаемого теплоносителя) $t_{к} = t_{w2} + \Delta t_{к} = 35 + 5 = 40^{\circ}\text{C}$;

температура переохлаждения $t_{по} = t_{к} - \Delta t_{по} = 40 - 5 = 35^{\circ}\text{C}$.

Цикл одноступенчатой парокомпрессионной холодильной установки определяется следующими процессами:

4-1' - испарение хладагента в испарителе И при давлении P_0 и температуре t_0 ;

1'-1 - перегрев паров хладагента за счет окружающей среды при P_0 на всасе компрессора КМ;

1-2, 1-2' - теоретический (адиабатный, $S=\text{const}$) и действительный процессы сжатия паров хладагента в компрессоре КМ до давления $P_{к}$;

2'-3' - отвод теплоты от хладагента в конденсаторе К при $t_{к}$ и $P_{к}$;

3'-3 - переохлаждение жидкого хладагента в переохладителе ПО до температуры $t_{по}$ при $P_{к}$;

3-4 - дросселирование ($h=\text{const}$) жидкого хладагента до давления P_0 в регулирующем вентиле РВ.

На диаграмме $\lg P-h$ из [3] выделяются изотермы $t_0, t_{вс}, t_{к}, t_{по}$, определяющие расчетный режим рабочей установки; по температурам t_0 и $t_{к}$ находят соответствующие изобары P_0 и $P_{к}$; определяется положение характерных точек процессов 1,1',2,2',3,3',4. Цикл одноступенчатой парокомпрессионной холодильной установки в $\lg P-h$ диаграмме представлен на рис.2.

После определения параметров хладагента по $\lg P-h$ диаграмме в характерных точках процессов заносим их в таблицу 1.

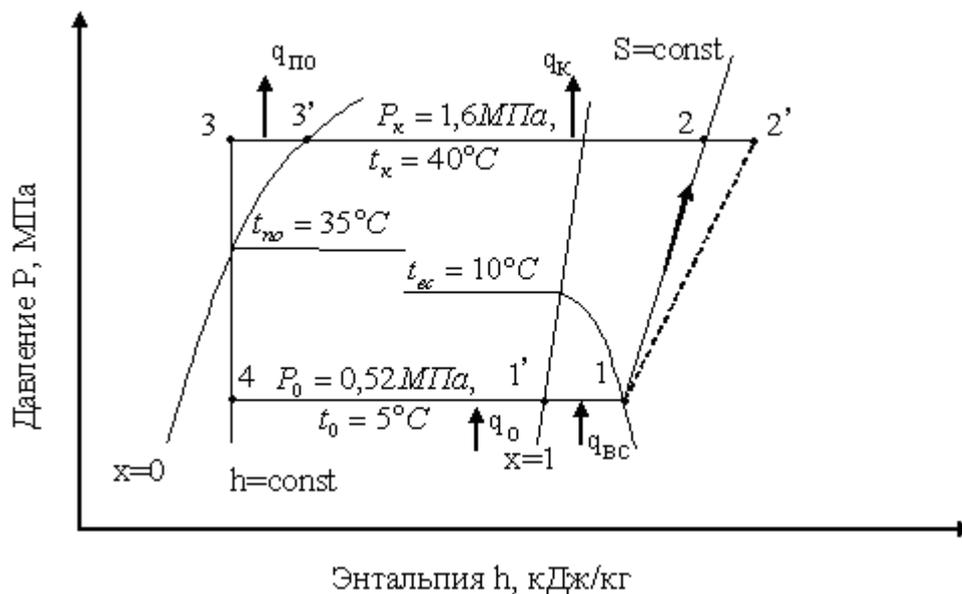


Рис 2. Цикл одноступенчатой парокомпрессионной холодильной установки в lgP-h диаграмме

Таблица 1. Параметры хладагента в характерных точках процессов

Номер точек	Температура t , °C	Давление P , МПа	Энтропия S , кДж/(кг·K)	Энтальпия h , кДж/кг	Удельный объем v , м ³ /кг	Степень сухости, x
1'	5	0,52	-	1705	-	1
1	10	0,52	8,82	1720	0,255	-
2	90	1,6	8,82	1885	-	-
2'	105	1,6	-	1926,3	-	-
3'	40	1,6	-	600	-	0
3	35	1,6	-	580	-	-
4	5	0,52	-	580	-	0,12

Цикл одноступенчатой парокомпрессионной холодильной установки в lgP-h диаграмме из [3] для аммиака представлен на рис.3.

3. Определение параметров холодильного агента в характерных точках процессов

По lgP-h диаграмме для аммиака:

точка 1': по изотерме $t_0=5^\circ\text{C}$ определяем P_0 при $x=1$; на пересечении $P_0=0,52$ МПа и $x=1$ расположена точка 1'. Ее параметры $t_1=t_0$, $P_1=P_0$, $h_1=1705$ кДж/кг;

точка 1: расположена на пересечении изобары P_0 и изотермы $t_{bc}=10^\circ\text{C}$. Ее параметры $S_1=8,82$ кДж/(кг·K) и $h_1=1720$ кДж/кг;

точка 3': по изотерме $t_k=40^\circ\text{C}$ определяем $P_k=1,6$ МПа; на пересечении изобары P_k и $x=0$ лежит точка 3'. Ее параметры $t_3=t_k$, $P_3=P_k$, $h_3=600$ кДж/кг;

точка 3: расположена на пересечении изобары P_k и изотермы $t_{по}=35^\circ\text{C}$. Ее энтальпия $h_3=580$ кДж/кг;

точка 4: расположена на пересечении изобары P_0 и изотермы t_0 . Ее параметры $h_4 = h_3 = 580$ кДж/кг;

точка 2: расположена на пересечении изобары P_k и адиабаты $S_1 = S_2 = 8,82$ кДж/(кг·К). Ее параметры $h_2 = 1885$ кДж/кг и $t_2 = 90^\circ\text{C}$;

точка 2': в действительном процессе сжатия паров хладагента энтальпия выше, чем в точке 2 и определяется параметрами в точке 2', энтальпия которой рассчитывается по формуле

$$h_{2'} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} = 1720 + \frac{1885 - 1720}{0,8} = 1926,3 \text{ кДж/кг},$$

где $P_{2'} = P_k$, температура $t_{2'} = 105^\circ\text{C}$ при $h_{2'} = 1926,3$ кДж/кг.

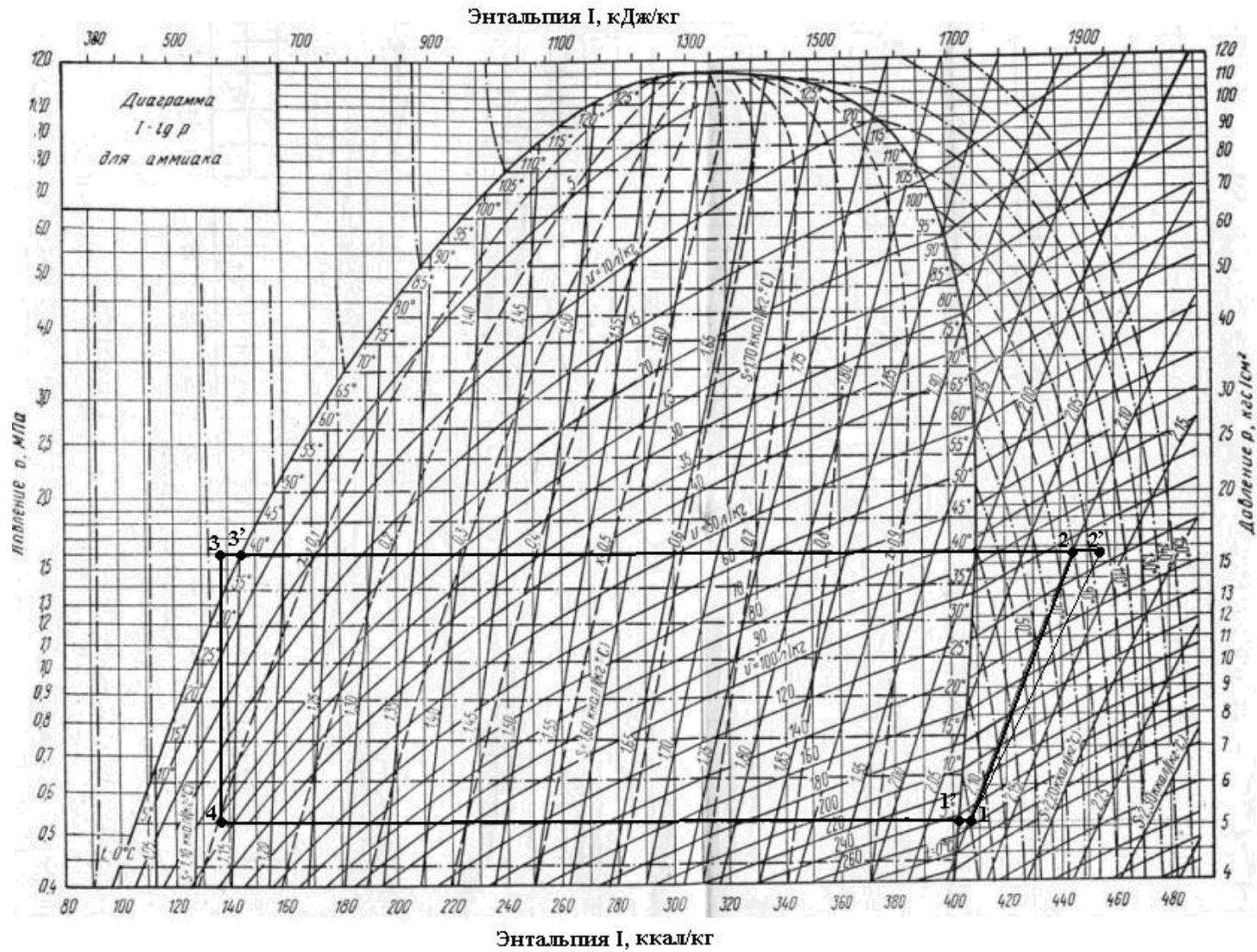


Рис.3. Цикл одноступенчатой парокомпрессионной холодильной установки в lgP-h диаграмме для аммиака

4. Определение расчетных тепловых нагрузок испарителя, конденсатора, переохладителя, электрической мощности компрессора, эксергетического КПД, холодильного коэффициента, коэффициентов трансформации тепла и работоспособности тепла и холода [1], [2]

Удельные тепловые нагрузки:
испарителя

$$q_0 = h_1 - h_4 = 1705 - 580 = 1125 \text{ кДж/кг};$$

конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3 = 1926,3 - 600 = 1326,3 \text{ кДж/кг};$$

переохладителя

$$q_{по} = h_3 - h_3 = 600 - 580 = 20 \text{ кДж/кг};$$

теплота перегрева паров холодильного агента перед компрессором

$$q_{вс} = h_1 - h_1 = 1720 - 1705 = 15 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная внутренняя работа сжатия компрессора

$$l_g = h_2 - h_1 + q_{км} = 1926,3 - 1720 = 206,3 \text{ кДж/кг},$$

где $q_{км} = 0$ - внешнее охлаждение компрессора отсутствует.

Тепловой (энергетический) баланс пароконденсационного трансформатора тепла на единицу массы холодильного агента (аммиак)

$$\begin{aligned} q_0 + q_{вс} + l_g &= q_k + q_{по} + q_{км}, \\ 1125 + 15 + 206,3 &= 1326,3 + 20, \\ 1346,3 &= 1346,3. \end{aligned}$$

Расход холодильного агента

$$G = \frac{Q_0}{q_0} = 90 / 1125 = 0,08 \text{ кг/с}.$$

Объемная производительность компрессора

$$V = G v_1 = 0,08 \cdot 0,255 = 0,0204 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Тепловые нагрузки:

испарителя $Q_0 = 90$ кВт - холодопроизводительность установки;

конденсатора $Q_k = q_k G = 1326,3 \cdot 0,08 = 106,1$ кВт - теплопроизводительность

при работе в режиме теплового насоса;

переохладителя $Q_{по} = q_{по} G = 20 \cdot 0,08 = 1,6$ кВт.

Электрическая мощность компрессора

$$N_э = \frac{l_g G}{\eta_{эм}} = \frac{206,3 \cdot 0,08}{0,9} = 18,3 \text{ кВт}.$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_0 \eta_{эм}}{l_g} = \frac{1125 \cdot 0,9}{206,3} = 4,91.$$

Коэффициент работоспособности холода при средней температуре охлаждаемой воды в испарителе

$$T_{нсп} = \frac{t_{н1} + t_{н2}}{2} + 273 = \frac{20 + 10}{2} + 273 = 288 \text{ К}$$

$$\text{составит } (\tau_q)_H = 1 - \frac{T_{oc}}{T_{Hcp}} = 1 - \frac{293}{288} = -0,017.$$

Коэффициент трансформации тепла

$$\mu = \frac{q_k \eta_{эм}}{l_g} = \frac{1326,3 \cdot 0,9}{206,3} = 5,79.$$

Коэффициент работоспособности тепла при средней температуре охлаждающей воды в конденсаторе

$$T_{гcp} = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} + 273 = \frac{10 + 35}{2} + 273 = 295,5 \text{ К}$$

$$\text{составит } (\tau_q)_г = 1 - \frac{T_{oc}}{T_g} = 1 - \frac{293}{295,5} = 0,0085.$$

Эксергетический КПД установки при работе в режиме:
холодильной установки

$$\eta_{ix} = \frac{q_0 (\tau_q)_H \eta_{эм}}{l_g} = \frac{1125 \cdot 0,017 \cdot 0,9}{206,3} \cdot 100 = 8,34\%;$$

теплового насоса (ТНУ)

$$\eta_{l_{TNU}} = \frac{(q_k + q_{ПО}) (\tau_q)_г \eta_{эм}}{l_g} = \frac{(1326,3 + 20) \cdot 0,0085 \cdot 0,9}{206,3} \cdot 100 = 4,99\%.$$

5. Определение поверхности нагрева (ориентировочной) испарителя, конденсатора, переохладителя и их выбор

Принимаем коэффициенты теплопередачи $k_w = 700 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$ для всех теплообменников установки.

Температура хладагента в испарителе постоянна (t_0), поэтому температурный напор не зависит от схемы движения теплоносителей (рис.4). Принимаем в испарителе схему движения теплоносителей - прямоток.

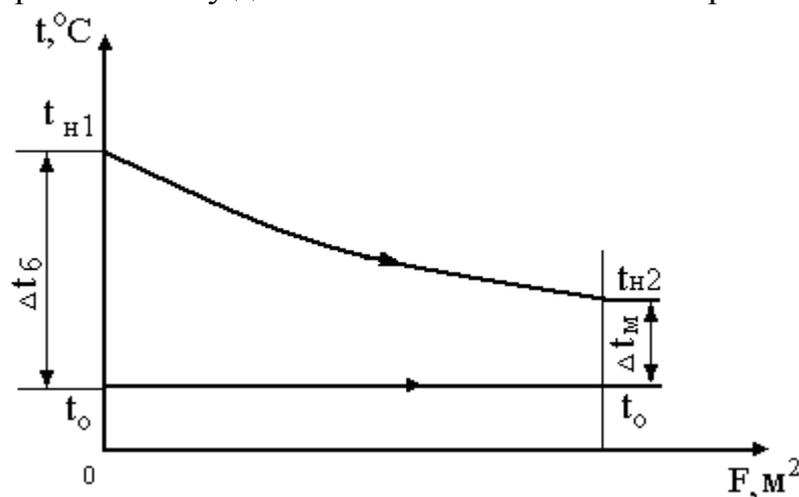


Рис.4. Изменение температур теплоносителя и хладагента при прямотоке в испарителе

Большая разность температур $\Delta t_6 = t_{H1} - t_0 = 20 - 5 = 15^\circ\text{C}$;

Меньшая разность температур $\Delta t_m = t_{h2} - t_0 = 10 - 5 = 5^\circ\text{C}$;

При $\Delta t_{\bar{t}} / \Delta t_m = 15 / 5 = 3 \leq 4,5$ средний температурный напор в испарителе рассчитывается по формуле

$$\Delta t_{cp_u} = 0,5(\Delta t_{\bar{t}} + \Delta t_m) - 0,1(\Delta t_{\bar{t}} - \Delta t_m) = 0,5(15 + 5) - 0,1(15 - 5) = 9 \text{ К.}$$

Температура хладагента в конденсаторе постоянна (t_k), поэтому температурный напор не зависит от схемы движения теплоносителей (рис.5). Принимаем в конденсаторе схему движения теплоносителей - прямоток.

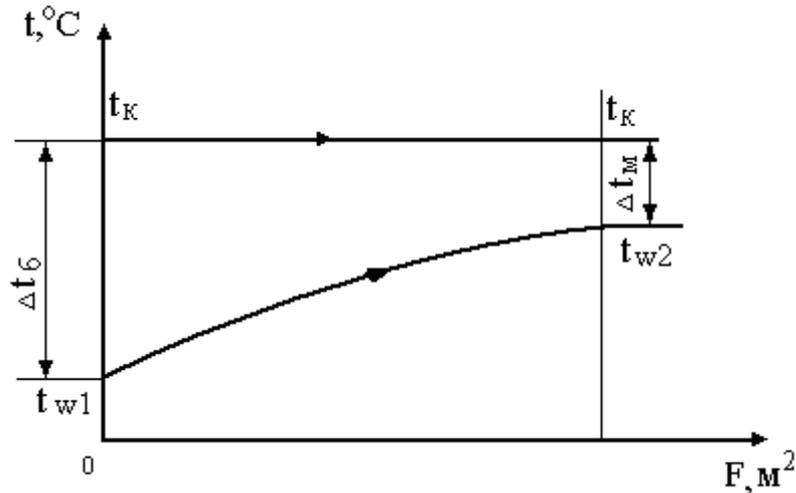


Рис.5. Изменение температур теплоносителя и хладагента при прямотоке в конденсаторе

Большая разность температур $\Delta t_{\bar{t}} = t_k - t_{w1} = 40 - 10 = 30^\circ\text{C}$;

Меньшая разность температур $\Delta t_m = t_k - t_{w2} = 40 - 35 = 5^\circ\text{C}$;

При $\Delta t_{\bar{t}} / \Delta t_m = 30 / 5 = 6$, то средний температурный напор рассчитывается по формуле

$$\Delta t_{cp_k} = \frac{\Delta t_{\bar{t}} - \Delta t_m}{2,31g \frac{\Delta t_{\bar{t}}}{\Delta t_m}} = \frac{30 - 5}{2,31g \frac{30}{5}} = 14 \text{ К.}$$

В переохладителе принимаются параметры теплоносителя (вода) как в конденсаторе $t_{w2} = 35^\circ\text{C}$, $t_{w1} = 10^\circ\text{C}$. Принимаем схему движения теплоносителей - противоток (см. рис.6), чем достигается наибольший температурный напор.

Большая разность температур $\Delta t_{\bar{t}} = t_3 - t_{w1} = 35 - 10 = 25^\circ\text{C}$;

Меньшая разность температур $\Delta t_m = t_3 - t_{w2} = 40 - 35 = 5^\circ\text{C}$;

При $\Delta t_{\bar{t}} / \Delta t_m = 25 / 5 = 5$ средний температурный напор в переохладителе рассчитывается по формуле

$$\Delta t_{cp_{no}} = \frac{\Delta t_{\bar{t}} - \Delta t_m}{2,31g \frac{\Delta t_{\bar{t}}}{\Delta t_m}} = \frac{25 - 5}{2,31g \frac{25}{5}} = 12,4 \text{ К.}$$

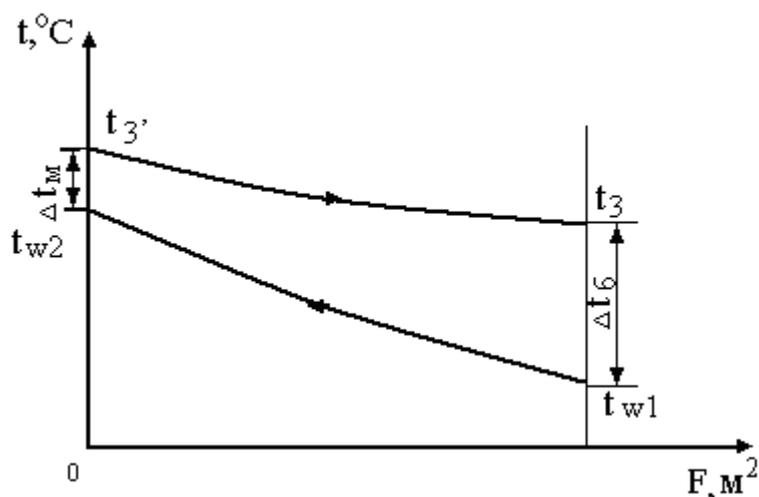


Рис.6. Изменение температур теплоносителя и хладагента при противотоке в переохладителе

Поверхности теплообмена:

испарителя

$$F_u = \frac{Q_0}{k_w \Delta t_{cp_u}} = \frac{90 \cdot 10^3}{700 \cdot 9} = 14,3 \text{ м}^2;$$

конденсатора

$$F_k = \frac{Q_k}{k_w \Delta t_{cp_k}} = \frac{106,1 \cdot 10^3}{700 \cdot 14} = 10,8 \text{ м}^2;$$

переохладила

$$F_{по} = \frac{Q_{по}}{k_w \Delta t_{cp_{по}}} = \frac{1,6 \cdot 10^3}{700 \cdot 12,4} = 0,2 \text{ м}^2.$$

В соответствие с рассчитанными поверхностями теплообмена испарителя, конденсатора, переохладила выбираем соответственно стандартные теплообменники по таблицам 5-16, 5-17, 5-19 из [4]:

Аммиачный кожухотрубчатый испаритель 32-ИКТ с поверхностью охлаждения 32 м²;

Кожухотрубчатый конденсатор 20-КТГ с поверхностью охлаждения 20 м²;

Аммиачный противоточный переохладитель 5-ПП с поверхностью теплообмена 4,86 м².

Технические характеристики испарителя, конденсатора и переохладила приведены в табл.2,3,4.

Таблица 2

Техническая характеристика аммиачного испарителя 32-ИКТ

Диаметр корпуса, мм	Поверхность охлаждения, м ²	Толщина стенки, мм	Емкость межтрубного пространства, м ²	Число труб	Число ходов рассола	Габариты, мм			Вес аппарата, кг
						длина	высота	ширина	
500	32	8	0,5	144	8	4520	1345	820	1790

Таблица 3

Техническая характеристика кожухотрубчатого конденсатора 20-КТГ

Диаметр корпуса, мм	Поверхность охлаждения, м ²	Толщина стенки, мм	Диаметр горшка, мм	Емкость межтрубного пространства, м ²	Число труб	Число ходов воды	Габариты, мм			Вес аппарата, кг
							длина	высота	ширина	
500	32	8	25	0,32	144	8	2900	1065	620	1225

Таблица 4

Техническая характеристика аммиачного противоточного переохладителя 5-ПП

Диаметры штуцеров, мм	Поверхность теплообмена, м ²	Количество секций	Количество труб в секции	Габариты, мм			Вес аппарата, кг
				длина	высота	ширина	
32	4,86	1	10	5200	1250	134	480

6. Выбор и расчет компрессора

Стандартные параметры хладагента компрессора $t_0 = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$, $t_{\text{ПО}} = 25^\circ\text{C}$; $t_{\text{вс}} = -15 + 5 = -10^\circ\text{C}$. Из lgP-h диаграммы для аммиака $P_0 = 0,24$ МПа, $P_k = 1,2$ МПа.

Таблица 5

Параметры хладагента в характерных точках процессов при стандартных параметрах компрессора

Номер точек	Темпера- тура t, °C	Давление P, МПа	Энтропия S, кДж/(кг·К)	Энтальпия h, кДж/кг	Удельный объем v, м ³ /кг	Степень сухости, x
1'	-15	0,24	-	1667,4	-	1
1	-10	0,24	-	1680	0,5	-
2	101	1,2	-	1911	-	-
2'	105	1,2	-	1968,8	-	-
3'	30	1,2	-	558,6	-	0
3	25	1,2	-	537,6	-	-
4	-15	0,24	-	537,6	-	0,14

$$h_{2s} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} = 1680 + \frac{1911 - 1680}{0,8} = 1968,8 \text{ кДж/кг.}$$

Построение цикла и определение параметров хладагента см. п. 2-3. Цикл одноступенчатой парокомпрессионной холодильной установки на аммиаке при расчетном режиме и при стандартных параметрах компрессора представлен на рис.7.

Удельная холодопроизводительность стандартного цикла

$$q_{0cm} = h_1 - h_4 = 1667,4 - 535 = 1132,4 \text{ кДж/кг.}$$

Объемная холодопроизводительность:

расчетная

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = 1125 / 0,255 = 4411,8 \text{ кДж/м}^3;$$

стандартная

$$q_{vcm} = \frac{q_{0cm}}{v_{1cm}} = 1132,4 / 0,5 = 2264,8 \text{ кДж/м}^3.$$

Индикаторный коэффициент подачи:

расчетный

$$\lambda_i = \frac{(P_0 - \Delta P_{вс})}{P_0} - c \left[\frac{(P_k + \Delta P_n)}{P_0} - \frac{(P_0 - \Delta P_{вс})}{P_0} \right] =$$

$$= \frac{(0,52 \cdot 1000 - 5)}{0,52 \cdot 1000} - 0,05 \left[\frac{(1,6 \cdot 1000 + 5)}{0,52 \cdot 1000} - \frac{(0,52 \cdot 1000 - 5)}{0,52 \cdot 1000} \right] = 0,886;$$

стандартный

$$\lambda_{icm} = \frac{(P_0 - \Delta P_{вс})}{P_0} - c \left[\frac{(P_k + \Delta P_n)}{P_0} - \frac{(P_0 - \Delta P_{вс})}{P_0} \right] =$$

$$= \frac{(0,24 \cdot 1000 - 5)}{0,24 \cdot 1000} - 0,05 \left[\frac{(1,2 \cdot 1000 + 5)}{0,24 \cdot 1000} - \frac{(0,24 \cdot 1000 - 5)}{0,24 \cdot 1000} \right] = 0,777,$$

где $c=0,05$ - коэффициент мертвого пространства, $\Delta P_n = \Delta P_{вс} = 5$ кПа – потери на всасе и на нагнетании компрессора.

Коэффициент невидимых потерь:

расчетный

$$\lambda_w = \frac{(t_0 + 273)}{(t_k + 273)} = \frac{(5 + 273)}{(40 + 273)} = 0,888;$$

стандартный

$$\lambda_{wcm} = \frac{(t_{0cm} + 273)}{(t_{kcm} + 273)} = \frac{(-15 + 273)}{(30 + 273)} = 0,852.$$

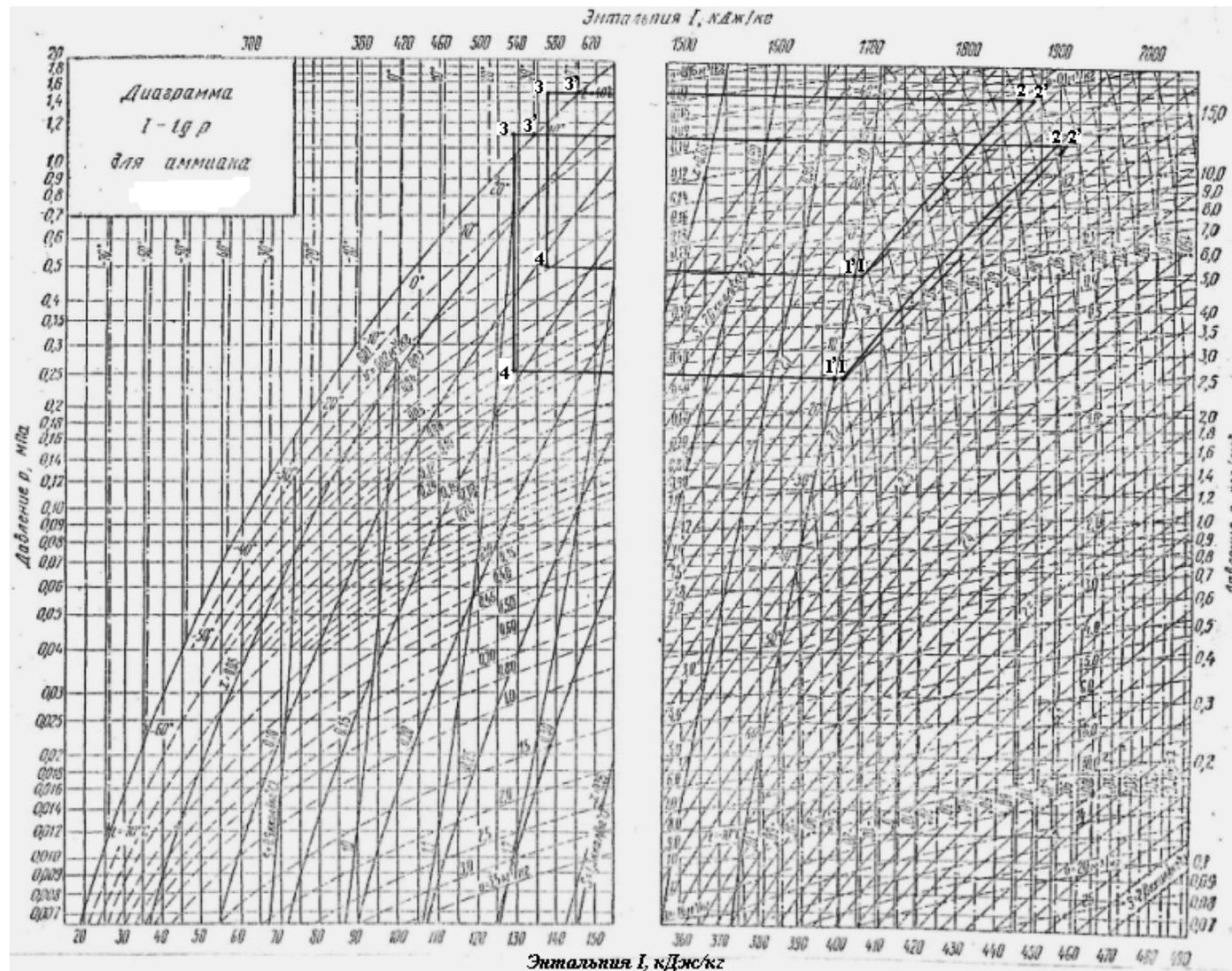


Рис.7. Циклы холодильной установки: верхний – расчетный; нижний – стандартный

Коэффициент подачи:
расчетный

$$\lambda = \lambda_i \lambda_w = 0,886 \cdot 0,888 = 0,787;$$

стандартный

$$\lambda_{cm} = \lambda_{i_{cm}} \lambda_{w_{cm}} = 0,777 \cdot 0,852 = 0,662.$$

Стандартная холодопроизводительность

$$Q_{0cm} = \frac{Q_0 \lambda_{cm} q_{v_{cm}}}{\lambda q_v} = 90 \cdot 0,662 \cdot 2264,8 / 0,787 \cdot 4411,8 = 38,9 \text{ кВт.}$$

Выбираем аммиачный компрессор одноступенчатого сжатия 2AB-15 с холодопроизводительностью $Q_{0cm} = 58,3$ кВт по таблице 5-12 из [4].

Список литературы

1. Системы производства и распределения энергоносителей. Методические указания по самостоятельной работе студентов специальности 10.07. Составитель В.М.Картавская. – Иркутск, 1993. – 31 с.
2. Установки для трансформации тепла и процессов охлаждения. Методические указания к курсовому проектированию. Разработала В.М.Картавская. - Иркутск: ИПИ, 1985. – 32 с.
3. Техника низких температур (с атласом)/ Под ред. И.П.Усюкина. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 119 с.
4. Лебедев П.Д., Щукин А.А. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий: Учеб. пособие для энергетических вузов и факультетов. – М.: Энергия, 1970. – 408 с.

САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА СТУДЕНТОВ

Методические указания по проведению самостоятельной работы студентов

Самостоятельная работа студентов включает изучение лекционного материала и дополнительной литературы по дисциплине при подготовке к занятиям, работу в библиотеке, сдачу зачета, экзамена и защиту курсового проекта.

В помощь студентам в настоящем УМКД приведен материал учебного пособия: **Картавская В.М. Технологические энергоносители предприятий. Практические занятия и самостоятельная работа студентов:** Учеб пособие. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2008. – 67 с.

Введение

Трансформаторами теплоты называются установки, при помощи которых осуществляется перенос энергии в виде теплоты от источников с более низкой температурой к источникам с более высокой температурой.

Для повышения потенциала теплоты необходима затрата внешней энергии любого вида: электрической, механической, химической, кинетической энергии потока пара или газа и другие.

В зависимости от того, каково положение температурных уровней нижнего T_n и верхнего T_v источников теплоты по отношению к температуре окружающей среды $T_{o.c}$, трансформаторы теплоты классифицируются на рефрижераторные ($T_v = T_{o.c}$ и $T_n < T_{o.c}$), теплонаносные ($T_n \geq T_{o.c}$ и $T_v \gg T_{o.c}$) и комбинированные ($T_n < T_{o.c}$ и $T_v > T_{o.c}$) установки.

Рефрижераторы делятся на две подгруппы (системы):

при $T_n \geq 120 \text{ K}$ (-153 °С) – холодильные

при $T_n < 120 \text{ K}$ – криогенные (низкотемпературные).

В зависимости от вида затрачиваемой энергии установки подразделяются на *компрессионные* (механическая энергия расширения и сжатия рабочего агента), *абсорбционные* (термохимическая реакция поглощения и выделения рабочего агента сорбентом), *струйные* (кинетическая энергия пара или газа), *термоэлектрические* (эффект Пельтье), *магнитные* (адиабатное размагничивание или термомагнитный эффект Эттингсхаузена). Компрессионные установки, в которых в процессе работы изменяется агрегатное состояние рабочего агента, называются парокompрессионными.

Абсорбционные трансформаторы теплоты принципиально отличаются от парокompрессионных трансформаторов теплоты тем, что в них процесс повышения давления рабочего агента осуществляется с помощью термохимического компрессора, состоящего из двух аппаратов абсорбера и генератора. В качестве внешнего источника теплоты используется низкопотенциальная теплота: пар низкого давления 0,1 - 0,25 МПа или горячая вода с температурой 40 - 160°С. Парокompрессионные и абсорбци-

онные трансформаторы теплоты находят широкое применение в различных отраслях народного хозяйства.

Наидолее простым эталоном цикла трансформатора теплоты является обратный цикл Карно. Однако на практике для трансформации теплоты используются и другие циклы и процессы, например, - ожижения, которые, строго говоря, не являются циклами, их называют квазициклами. **В квазициклах** постоянно вводятся и выводятся некоторые количества рабочего тела (вводится газ и выводится жидкость)

В учебном пособии (практикуме) рассматриваются теоретические основы расчетов парокompрессионных, абсорбционных трансформаторов теплоты (холодильные установки и теплонаносные установки ТНУ) и квазициклов ожижения воздуха.

Основные задачи пособия (практикума):

закрепление знаний, полученных на лекциях и практических занятиях по дисциплине «Технологические энергоносители предприятий»,

развитие навыков ведения самостоятельной работы, использования справочных данных, таблиц, диаграмм, специальной технической литературы, государственных стандартов.

На практических занятиях студенты выполняют расчеты парокompрессионного и абсорбционного трансформатора теплоты (холодильная установка, ТНУ) и квазициклов ожижения воздуха.

Самостоятельная работа студента включает выполнение расчетно-графической работы (РГР) по одной из следующих тем:

1. Расчет парокompрессионной холодильной установки.
2. Расчет абсорбционной холодильной установки.
3. Расчет квазицикла ожижения воздуха.

Пояснительная записка (РГР) оформляется в соответствии с [14] и должна содержать:

построение процессов, происходящих в парокompрессионном ($\lg P-h$ диаграмма) или абсорбционном ($h-\zeta$ диаграмма) трансформаторах теплоты или квазицикла ($T-S$ диаграмма) ожижения, снабженные соответствующими надписями;

обоснование выбора схемы установки;

схему установки;

результаты выбора и расчетов циклов, теплообменников, компрессора;

ссылки на используемую литературу;

список используемой литературы.

1. Парокompрессионные трансформаторы теплоты

Исходные данные для расчета парокompрессионных трансформаторов теплоты:

тип компрессионного трансформатора теплоты (холодильная установка, ТНУ);

холодопроизводительность Q_0 , кВт;

теплопроизводительность Q , кВт (ТНУ);
холодильный агент (аммиак, фреоны);
температура испарения хладагента t_o , °С;
температура теплоносителя t_{w1} до и t_{w2} после конденсатора (ТНУ);
число ступеней;
режим работы установки;
месторасположенит парокompрессионного трансформатора теплоты (город).

При выполнении расчетно-графической работы:
определяют расчетные параметры холодильного агента;
строят цикл установки в $lgP-h$ диаграмме и определяют параметры холодильного агента в характерных точках процессов;
составляют тепловой и эксергетический баланс установки;
выбирают основное оборудование установки (компрессор, испаритель, конденсатор, переохладитель);
проводят поверочный расчет компрессора или одного из теплообменных аппаратов установки.

Определение расчетных параметров парокompрессионных трансформаторов теплоты. Построение циклов

Расчетный режим парокompрессионного трансформатора теплоты характеризуется температурами [4, 10, 11, 13]: испарения t_o , конденсации t_k , переохлаждения t_n , всасывания $t_{вс}$.

При непосредственном охлаждении t_o обычно на 7 - 10°С ниже температуры воздуха в охлаждаемой камере.

В рассольных схемах t_o на 5- 6 °С ниже температуры рассола, которую в свою очередь принимают на 8 - 10°С ниже температуры воздуха в охлаждаемой камере.

Температура конденсации t_k в конденсаторах, охлаждаемых водой зависит от температуры и количества подаваемой воды. Оптимальной можно считать t_k , которая на 3 - 5° С выше температуры воды t_{w2} , отходящей от конденсатора, то есть $t_k = t_{w2} + (3 - 5)^\circ \text{C}$.

При высокой стоимости электроэнергии и продолжительной работе установки целесообразно уменьшить разность температур до 2°С, при низкой стоимости увеличить (более 5°С). *Для машин, работающих не фреонах*, средние разности температур между холодильным агентом и водой примерно вдвое больше, чем для машин, работающих на аммиаке. *Нагрев воды в конденсаторах* зависит от типа конденсатора, принимается на 2 - 6°С выше температуры воды t_{w1} , поступающей на конденсатор. Значение t_{w1} зависит от внешних условий: при оборотном водоснабжении t_{w1} на 3-4°С выше температуры воздуха по мокрому термометру (определяется по $h-d$ диаграмме влажного воздуха); при прямоточной схеме водоснабжения t_{w1} на 6-8°С ниже температуры наружного воздуха (табл. 1).

Для конденсаторов воздушного охлаждения среднюю разность температур между конденсирующимся хладагентом и воздухом принимают равной 8-10°C. В конденсаторах крупных холодильных установок – нагрев воздуха 8-10°C, малых холодильных установок – 3-4°C.

В испарительных конденсаторах охлаждающаяся вода не нагревается и ее температура может быть принята равной температуре оборотной воды. Температуру конденсации при использовании испарительных конденсаторов устанавливают в зависимости от наружных условий и тепловой нагрузки. С достаточной точностью можно считать, что t_k в них на 8-11°C выше температуры воды при тепловом потоке q_F равном 1750-2000 Вт/м².

Температура переохлаждения холодильного агента перед регулирующим вентилем выше температуры подаваемой в переохладитель воды на 3-10°C. В схему установок, работающих на аммиаке, не включают водяные переохладители вследствие их малой эффективности, но предусматривают установку испарительных конденсаторов.

Для исключения влажного хода компрессора пар перед компрессором перегревается. В установках, работающих на аммиаке, перегрев пара может быть получен либо непосредственно в испарителе, если его заполнение регулируется по перегреву пара, либо в трубопроводе на пути к компрессору в результате притока теплоты от окружающей среды. При этом перегрев пара составляет 5-15°C; в установках, работающих на фреонах, допускается перегрев пара на 15-30°C.

При расчете теплонасосных установок t_k принимается на 5-10°C выше температуры воды, отходящей из конденсатора. В качестве охлаждающего теплоносителя в испарителе принимается водопроводная вода или воздух, параметры которых определяются по табл. 1 или по [11, 12].

Построение цикла одноступенчатой парокомпрессионной холодильной установки и определение параметров холодильного агента в характерных точках процессов показана на рис. 1.

Построение цикла одноступенчатой холодильной установки (рис.1) проводится в следующей последовательности:

на диаграмму $lgP-h$ наносят изотермы t_o , $t_{вс}$, t_n , t_k определяющие расчетный режим работы установки;

по температурам t_o и t_k находят соответствующие им изобары P_o и P_k ;

положение характерных точек процессов 1, 1', 2, 3', 3, 4 определяется процессами, из которых состоит цикл одноступенчатой холодильной установки (рис. 1):

4-1' – испарение хладагента в испарителе И при P_o и t_o ;

1'-1 – перегрев паров хладагента на всасе компрессора КМ при P_o ;

1-2 – адиабатное сжатие паров хладагента в компрессоре КМ до давления P_k ;

2-3' – отвод теплоты от хладагента в конденсаторе К при t_k и P_k ;

3'-3 – переохлаждение жидкого хладагента в переохладителе ПО до t_n при P_k ;

3-4 – дросселирование жидкого хладагента до давления P_0 в регулирующем вентиле РВ.

Определяют параметры хладагента по $lgP-h$ диаграмме [8, 13] в характерных точках процессов и заносят их в табл. 2.

При построении цикла одноступенчатых холодильных установок, работающих на фреонах, следует учитывать, что

$$h_{3'} - h_3 = h_1 - h_{1'}.$$

Параметры точки 3 (после регенеративного теплообменника) определяются по $lgP-h$ диаграмме.

Таблица 1

Расчетная температура наружного воздуха

Город	Температура, °С			Относительная влажность, %		Город	Температура, °С			Относительная влажность, %	
	средняя годовая	летняя	зимняя	летняя	зимняя		средняя годовая	летняя	зимняя	летняя	зимняя
Архангельск	0,8	27	-32	63	87	Екатеринбург	1,2	30	-24	54	79
Астрахань	9,4	34	-22	37	81	Иваново	2,7	30	-28	56	86
Барнаул	1,1	31	-37	54	77	Иркутск	-1,1	29	-36	58	77
Брянск	4,9	30	-23	53	82	Краснодар	10,8	34	-18	46	73
Владивосток	4,0	30	-12	79	62	Красноярск	0,5	30	-40	52	72
Владимир	3,4	29	-28	57	86	Курск	5,4	30	-24	53	84
Волгоград	7,6	35	-25	33	84	Санкт-Петербург	4,3	27	-24	59	82
Вологда	2,2	28	-29	61	84	Саратов	5,3	33	-28	41	77
Воронеж	5,4	33	-25	47	87	Магнитогорск	1,2	31	-32	49	75
Ворошиловград	7,0	33	-23	40	78	Москва	4,8	30	-26	50	83
Грозный	10,1	34	-16	47	80	Мурманск	0,0	25	-26	63	86
Днепропетровск	8,5	33	-20	43	83	Новороссийск	12,7	33	-12	53	74
Новосибирск	-0,1	30	-39	56	80	Тамбов	4,8	32	-26	49	81
Омск	0,0	31	-30	40	83	Тюмень	1,3	31	-35	58	77
Оренбург	3,9	34	-30	40	83	Томск	-0,6	29	-39	59	79
Пермь	1,5	29	-31	57	83	Уфа	2,8	32	-30	53	82
Ростов-на-Дону	8,7	33	-21	41	81	Хабаровск	1,4	32	-33	67	76
Сочи	13,4	32	-1	67	70	Чита	-2,7	32	-39	53	73
Ставрополь	9,1	33	-19	47	82	Ярославль	2,7	28	-28	58	85

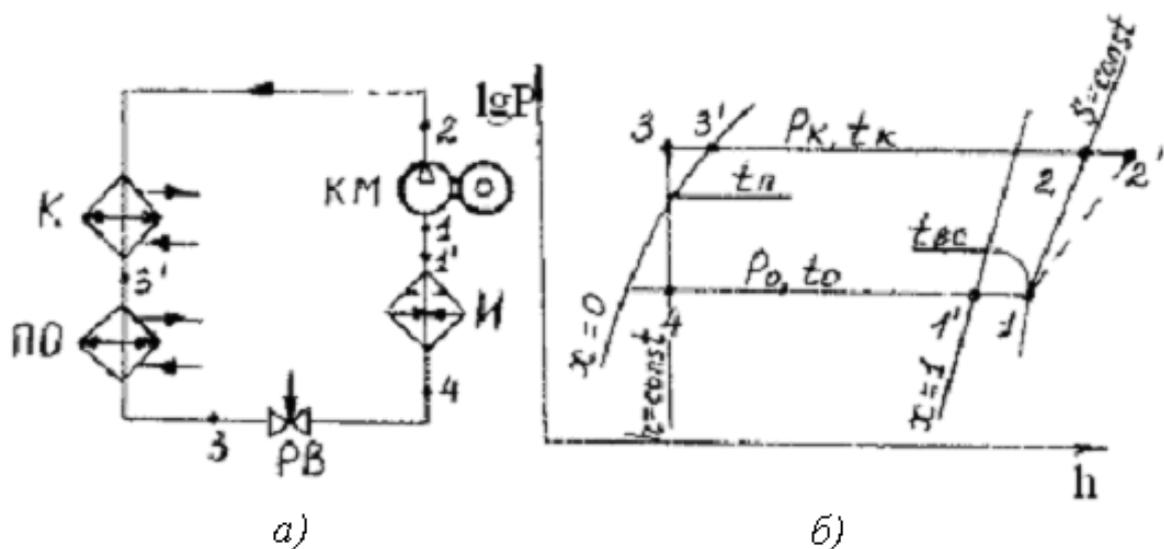


Рис. 1. Схема и цикл одноступенчатой парокомпрессионной холодильной установки: а) – схема; б) – цикл в $lgP - h$ диаграмме

Таблица 2

Параметры хладагента

Номер точки	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Давление $P, \text{МПа}$	Энтропия $S, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	Энтальпия $h, \text{кДж}/\text{кг}$	Удельный объем $v, \text{м}^3/\text{кг}$	Степень сухости x
1'	t_0	P_0	$S_{1'}$	$h_{1'}$	-	1
1	t_{bc}	P_0	$S_1 = S_2$	h_1	v_1	-
2	t_2	P_k	$S_1 = S_2$	h_2	-	-
3'	t_k	P_k	$S_{3'}$	$h_{3'}$	-	0
3	t_{Π}	P_k	S_3	$h_3 = h_4$	-	-
4	t_0	P_0	S_4	$h_3 = h_4$	-	-

Построение цикла двухступенчатой парокомпрессионной холодильной установки и определение параметров холодильного агента в характерных точках процессов.

На рис. 2 схема и цикл двухступенчатой холодильной установки. Определив значение промежуточного давления (P_{np}), равного $\sqrt{P_0 \cdot P_k}$, и, приняв температуру переохлажденного хладагента на выходе из змеевика промежуточного сосуда (t_7), равной $t_{np} + 3^\circ\text{C}$, на $lgP-h$ диаграмму наносят изотермы $t_0, t_{ec}, t_{np}, t_n, t_k$. По температурам t_0, t_k находят изобары P_0 и P_k . Положение характерных точек процессов 1', 1, 2, 3, 4, 5', 5, 6, 7, 8, 9 определяется процессами, из которых состоит цикл двухступенчатого сжатия (рис. 2):

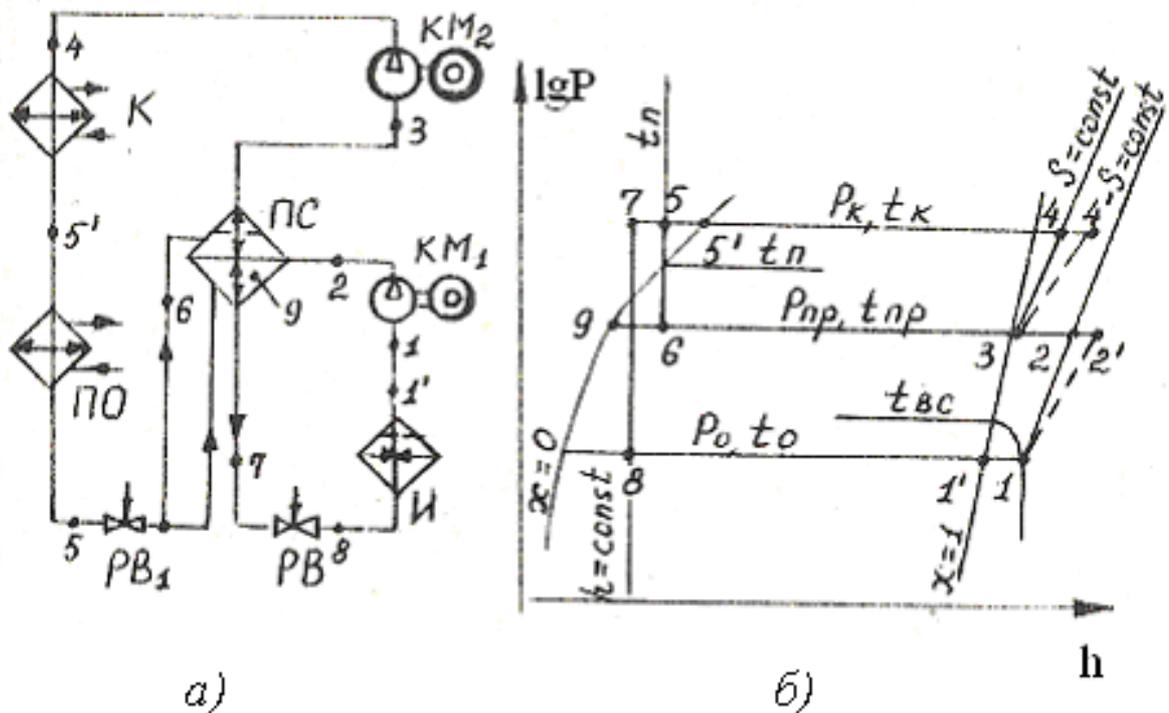


Рис. 2. Схема и цикл двухступенчатой установки: а) – схема, б) – цикл в $\lg P-h$ диаграмме

- 8-1' – испарение хладагента в испарителе И при P_o, t_o ;
 - 1'-1 – перегрев паров хладагента на всасе компрессора KM_1 при P_o ;
 - 1-2 – адиабатное сжатие хладагента в ступени низкого давления KM_1 до P_{np} ;
 - 2-3 – полное промежуточное охлаждение паров после ступени низкого давления в промежуточной сосуде ПС кипящим хладагентом при P_{np} ;
 - 3-4 – адиабатное сжатие хладагента в ступени высокого давления KM_2 ;
 - 4-5' – отвод теплоты от хладагента в конденсаторе К при t_k и P_k ;
 - 5'-5 – переохлаждение жидкого хладагента в переохладителе ПО (или непосредственно в конденсаторе) при P_k ;
 - 5-7 – переохлаждение жидкого хладагента в змеевике промежуточного сосуда ПС при P_k кипящим хладагентом;
 - 5-6 – дросселирование части жидкого хладагента до P_{np} в регулирующем вентиле $PВ_1$;
 - 7-8 – дросселирование части жидкого хладагента до давления P_o в основном регулирующем вентиле $PВ$;
 - 9-3 – кипение хладагента в промежуточном сосуде за счет теплоты, вносимой паром из ступени низкого давления и жидкостью, проходящей по змеевику, при P_{np} ;
- определяют параметры хладагента в характерных точках процессов и заносят в табл. 3.

Параметры хладагента

Номер точки	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Давление $P, \text{МПа}$	Энтропия $S, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	Энтальпия $h, \text{кДж}/\text{кг}$	Удельный объем $v, \text{м}^3/\text{кг}$	Степень сухости x
1'	t_0	P_0	$S_{1'}$	$h_{1'}$	-	1
1	$t_{\text{вс}}$	P_0	$S_1 = S_2$	h_1	v_1	-
2	t_2	$P_{\text{нп}}$	$S_1 = S_2$	h_2	-	-
3	$t_{\text{нп}}$	$P_{\text{нп}}$	$S_3 = S_4$	h_3	v_3	1
4	t_4	$P_{\text{к}}$	$S_3 = S_4$	h_4	-	-
5'	$t_{5'} = t_{\text{к}}$	$P_{\text{к}}$	$S_{5'}$	$h_{5'}$	-	0
5	$t_5 = t_{\text{п}}$	$P_{\text{к}}$	S_5	$h_5 = h_6$	-	-
6	t_6	$P_{\text{нп}}$	S_6	$h_5 = h_6$	-	x_6
7	t_7	$P_{\text{к}}$	S_7	$h_7 = h_8$	-	-
8	$t_8 = t_0$	P_0	S_8	$h_7 = h_8$	-	-
9	$t_{\text{нп}}$	$P_{\text{нп}}$	S_9	h_9	-	0

Циклы тепловых насосов (ТНУ)

Схема и цикл одноступенчатой теплонасосной установки аналогичны схеме и циклу одноступенчатой холодильной установки (рис.1). Отличие одноступенчатой теплонасосной установки от одноступенчатой холодильной установки состоит в том, что вода (теплоноситель) нагревается последовательно в переохладителе и конденсаторе. В двухступенчатой теплонасосной установке теплоноситель последовательно нагревается в ступени низкого давления (переохладитель и конденсатор ступени низкого давления) и в ступени высокого давления (переохладитель и конденсатор ступени высокого давления). Схема и цикл двухступенчатой теплонасосной установки показан рис. 3.

Процессы ТНУ, изображенные в $\lg P-h$ диаграмме:

1-2, 2-3 - соответственно теоретические процессы сжатия хладагента в ступенях низкого и высокого давления компрессоров KM_1 и KM_2 ;

2-5, 3-4 – соответственно конденсация хладагента в конденсаторах ступеней низкого и высокого давления K_1 и K_2 ;

4-4', 5-6 – соответственно переохлаждение хладагента в переохладителях ступеней низкого и высокого давления $ПО_1$ и $ПО_2$;

4'-5', 6-7 – соответственно дросселирование хладагента в регулирующих вентилях $PВ_1$ и $PВ_2$;

2', 3'- состояние хладагента после действительного процесса сжатия в ступенях низкого и высокого давления компрессора KM_1 и KM_2 .

Параметры характерных точек процессов ТНУ определяют по $\lg P-h$ диаграмме [8] и сводят в таблицу.

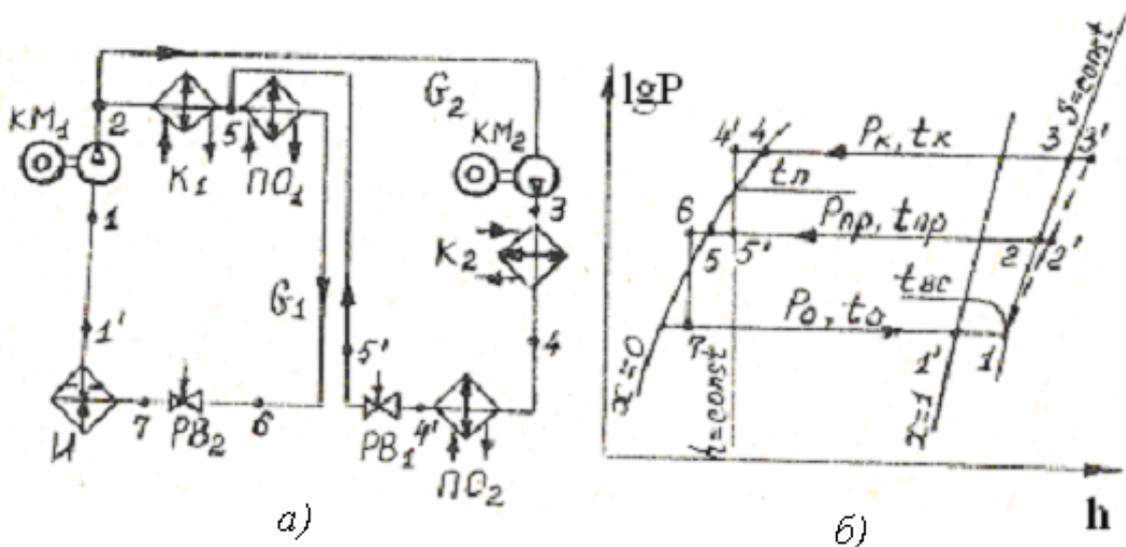


Рис. 3 Схема и цикл двухступенчатой теплонасосной учтановки: а) – схема, б) – цикл в $lgP-h$ диаграмме

Тепловой баланс парокompрессионного трансформатора теплоты

Тепловой баланс парокompрессионного трансформатора теплоты на единицу массы холодильного агента имеет вид [13]:

$$l_в + q_o = q_k + q_{no} + q_{км},$$

где $l_в = (h_{2'} - h_1) + q_{км}$ – внутренняя удельная работа сжатия компрессора, кДж/кг; $h_{2'} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i}$ – энтальпия паров хладагента на выходе из

компрессора с учетом потерь и при отсутствии внешнего охлаждения компрессора ($q_{км} = 0$), кДж/кг; $\eta_i = 0,8$ – внутренний относительный индикаторный КПД компрессора, учитывающий необратимые потери; q_o, q_k, q_{no} – удельные тепловые нагрузки испарителя, конденсатора, переохладителя, кДж/кг.

Для одноступенчатого парокompрессионного трансформатора теплоты (рис. 1): $q_o = h_{1'} - h_4$; $q_k = h_{2'} - h_3$; $q_{no} = h_{3'} - h_3$.

Для двухступенчатой холодильной установки (рис. 2):

$$l_в = h_{61} + h_{62}; q_o = h_{1'} - h_8; q_k = h_{4'} - h_5; q_{no} = h_{5'} - h_5.$$

Энтальпия паров хладагента после ступени высокого давления компрессора с учетом потерь определяется по формуле

$$h_{4'} = h_3 + \frac{h_4 - h_3}{\eta_i}.$$

Тепловой баланс промежуточного сосуда имеет вид

$$Q_c = G_1[(h_5 - h_7) + (h_2 - h_3)] = G(h_3 - h_9),$$

где $G = G_1 \frac{h_2 - h_7}{(h_3 - h_9)(1 - x_6)}$ – расход холодильного агента через ступень

высокого давления, кг/с; $q_c = h_3 - h_9$ – удельная тепловая нагрузка

промежуточного сосуда, кДж/кг; $G_1 = \frac{Q_o}{q_c}$ – расход холодильного агента через ступень низкого давления, кг/с.

Удельный расход электрической энергии на единицу вырабатываемого холода, кВт/кВт:

$$\mathcal{E}_x = l_e / (\eta_{эм} q_o),$$

где $\eta_{эм} = 0,9$ – электромеханический КПД компрессора.

Холодильный коэффициент установки

$$\varepsilon = 1 / \mathcal{E}_x.$$

Коэффициент полезного действия холодильной установки

$$\eta_x = \mathcal{E}_H / \mathcal{E}_x, \quad (1)$$

где $\mathcal{E}_H = \frac{T_B}{T_H} - 1$ – удельный расход электрической энергии в идеальном

цикле, кВт/кВт; $T_B = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} + 273$ – средняя температура верхнего

источника теплоты, К; $T_H = \frac{t_1 + t_2}{2} + 273$ – средняя температура нижнего

источника теплоты, К; t_1, t_2 – температура рассола или воздуха на входе и выходе испарителя, °С.

При $T_в = T_{o.c}$, $\mathcal{E}_H = -(\tau_q)_H$, где $(\tau_q)_H = 1 - \frac{T_{o.c}}{T_H}$ – коэффициент работоспособности теплоты холодильной установки.

$$\text{При } T_в \neq T_{o.c}, \quad \mathcal{E}_H = -(\tau_q)_H + \frac{T_B - T_{o.c}}{T_H}. \quad (2)$$

Если разность температур между $T_в$, T_H и $T_{o.c}$ велика, то $T_в$ и T_H в уравнениях (1, 2) определяются по формуле [13]

$$T = \frac{T_1 + T_2}{\ln \frac{T_1}{T_2}},$$

где T – средняя температура верхнего или нижнего источника теплоты, К; T_1, T_2 – соответственно начальная и конечная температуры воды, охлаждающей конденсатор или температуры рассола или воздуха на входе и выходе испарителя, К.

Средний холодильный коэффициент двухступенчатой холодильной установки

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{N_{э1} + N_{э2}},$$

где $N_{\text{э1}} = \frac{G_1(h_{2'} - h_1)}{\eta_{\text{эм}}}$ – электрическая мощность привода ступени низкого давления, кВт; $N_{\text{э2}} = \frac{G_2(h_{4'} - h_3)}{\eta_{\text{эм}}}$ – электрическая мощность привода ступени высокого давления, кВт.

Средний КПД двухступенчатой холодильной установки

$$\eta_x = \frac{\sum \dot{Q}_0}{N_{\text{э1}} + N_{\text{э2}}}$$

Для двухступенчатой ТНУ удельные тепловые нагрузки испарителя, конденсаторов и переохладителей (рис. 3):

$$q_o = h_{i1'} - h_{i7}; q_{k1} = h_{2'} - h_5; q_{k2} = h_{3'} - h_4; q_{no1} = h_5 - h_6; q_{no2} = h_4 - h_{4'}$$

Тепловой баланс двухступенчатой ТНУ

$$q_o + l_{61} + l_{62} = q_{k1} + q_{k2} + q_{no1} + q_{no2}$$

Коэффициент трансформации теплоты ТНУ

$$\mu = \frac{l_b}{\eta_{\text{эм}}(q_o + l_b)} = \frac{1}{\dot{\mathcal{E}}_{\text{тн}}}$$

где $\dot{\mathcal{E}}_{\text{тн}}$ – удельный расход электрической энергии в ТНУ, кВт/кВт.

Коэффициент полезного действия ТНУ

$$\eta_{\text{тн}} = \dot{\mathcal{E}}_B / \dot{\mathcal{E}}_{\text{тн}}$$

где $\dot{\mathcal{E}}_B = 1 - \frac{T_n}{T_B}$ – удельный расход электрической энергии в идеальном цикле, кВт/кВт.

При $T_n = T_{o.c.}$, $\dot{\mathcal{E}}_B = (\tau_q)_B$, где $(\tau_q)_B = 1 - \frac{T_{o.c.}}{T_B}$ – коэффициент работоспособности теплоты ТНУ.

$$\text{При } T_n \neq T_{o.c.}, \dot{\mathcal{E}}_B = (\tau_q)_B - \frac{T_n - T_{o.c.}}{T_B}$$

Средний коэффициент трансформации теплоты двухступенчатой ТНУ

$$\mu = \frac{Q_{k1} + Q_{k2} + Q_{no1} + Q_{no2}}{N_{\text{э1}} + N_{\text{э2}}} = \frac{Q}{N_{\text{э1}} + N_{\text{э2}}}$$

где $Q_{k1} = G_1 q_{k1}$ и $Q_{k2} = G_2 q_{k2}$ – соответственно полные тепловые нагрузки конденсаторов ступеней низкого и высокого давления, кВт; $Q_{no1} = G_1 q_{no1}$ и $Q_{no2} = G_2 q_{no2}$ – полные тепловые нагрузки переохладителей ступеней низкого и высокого давления, кВт.

Электрическая мощность привода ступени низкого давления компрессора, кВт

$$N_{\text{э1}} = \frac{G_1(h_{2'} - h_1)}{\eta_{\text{эм}}}$$

Электрическая мощность привода ступени высокого давления компрессора, кВт

$$N_{\text{э2}} = \frac{G_2(h_{3'} - h_{2'})}{\eta_{\text{эм}}},$$

где $G_1 = \left(\frac{Q_{\text{к1}}}{h_{2'} - h_5} - G_2 \frac{h_4 - h_5}{h_{2'} - h_5}\right) + G_2$ – расход хладагента через ступень низкого давления, кг/с; $G_2 = \frac{Q_{\text{к2}}}{h_{3'} - h_4}$ – расход хладагента через ступень высокого давления, кг/с.

Средний КПД двухступенчатой ТНУ

$$\eta_{\text{тн}} = \frac{\sum \text{Э}_B Q}{N_{\text{э1}} + N_{\text{э2}}}.$$

Эксергетический баланс парокомпрессионного трансформатора теплоты

При изучении процессов преобразования энергии в трансформаторах теплоты и низкотемпературных установках для оценки их эффективности используется общий термодинамический метод анализа – эксергетический.

Все низкотемпературные процессы происходят в условиях взаимодействия с окружающей средой. Техническая ценность энергии, преобразование которой происходит в термодинамической системе, зависит от параметров окружающей среды, вида и параметров энергии и определяется степенью ее использования при превращении в другие виды.

Наиболее полное превращение энергии соответствует условию, когда все процессы внутри системы и при ее взаимодействии с окружающей средой обратимы. Такая мера превратимости энергии называется *эксергией*.

Эксергия системы в определенном состоянии измеряется количеством механической или другой полностью превратимой энергии, которое может быть получено от системы в результате ее обратимого перехода от данного состояния в состояние равновесия с окружающей средой. Для электрической и механической эксергии эксергия равна работе, эксергия теплоты (E_q) отличается от количества теплоты (Q) и определяется соотношением: $E_q = \tau_q Q$, где τ_q – коэффициент работоспособности, определяет количество работы, которую можно получить в идеальном прямом цикле от единицы теплоты.

Значения удельной эксергии (e) холодильного агента в характерных точках процессов определяют по $e - h$ диаграмме холодильного агента [8, 13] или по формуле

$$e = h - h_{o.c} - T_{o.c}(S - S_{o.c}),$$

где h , $h_{o.c}$ – энтальпия характерных точек процессов парокомпрессионных трансформаторов тепла и окружающей среды, кДж/кг, S , $S_{o.c}$ – энтропия характерных точек процессов и окружающей среды, кДж/(кг·К).

Уравнение эксергетического баланса холодильной установки имеет вид

$$e_{\text{ex}} = \sum d + e_o,$$

где $e_{\text{вх}} = N_3 / G$ – удельное количество эксергии, вводимое в установку, кДж/кг; N_3 – электрическая мощность привода компрессора, кВт; $e_o = -q_o(w_q)_h$ – удельное количество эксергии, отводимое из испарителя, кДж/кг; G – расход холодильного агента, кг/с; $\Sigma d = d_{\text{эм}} + d_{\text{км}} + d_{\text{к}} + d_{\text{но}} + d_{\text{рв}} + d_u$ – суммарные потери эксергии в холодильной и теплонасосной установках, кДж/кг.

Потери эксергии в компрессоре за счет электромеханических потерь

$$d_{\text{эм}} = (1 - \eta_{\text{эм}}) e_{\text{вх}},$$

где $\eta_{\text{эм}}$ – электромеханический КПД компрессора.

Внутренние потери эксергии в компрессоре

$$d_{\text{км}} = (e_1 - e_2') + \eta_{\text{эм}} e_{\text{вх}}.$$

Потери эксергии в конденсаторе:

при средней температуре (T_6) верхнего источника теплоты:

$$T_6 = T_{o.c.}, d_{\text{к}} = e_2' - e_3';$$

$$T_6 > T_{o.c.}, d_{\text{к}} = (e_2' - e_3') - (\tau_q)_6 q_{\text{к}}.$$

Потери эксергии в испарителе:

при средней температуре (T_h) нижнего источника теплоты:

$$T_h = T_{o.c.}, d_u = e_4 - e_4';$$

$$T_h \neq T_{o.c.}, d_u = (e_4' - e_1') - (\tau_q)_h q_o.$$

Потери эксергии в переохладителе

$$d_{\text{но}} = e_3 - e_3'.$$

Потери эксергии в регулирующем венти́ле

$$d_{\text{рв}} = e_3 - e_4.$$

Эксергетический КПД холодильной установки

$$\eta_e^x = \frac{(\tau_q)_h q_o \eta_{\text{эм}}}{l_{\text{в}}} = \frac{e_{\text{к}}}{e_{\text{вх}}},$$

где $q_o, l_{\text{в}}$ – соответственно удельные холодопроизводительность трансформатора теплоты и работа компрессора, кДж/кг.

Эксергетический баланс ТНУ

$$E_{\text{вх}} = \Sigma d + e_{\text{к}},$$

где $e_{\text{к}} = (\tau_q)_6 (q_{\text{к}} + q_{\text{но}})$ – удельное количество эксергии, отводимое из конденсатора и переохладителя, кДж/кг; $(\tau_q)_6 = 1 - (T_{o.c.}/T_6)$ и $(\tau_q)_h = 1 - (T_{o.c.}/T_h)$ – коэффициенты работоспособности теплоты соответственно теплонасосной и холодильной установок.

Эксергетический КПД ТНУ

$$\eta_e^{\text{ТНУ}} = \frac{(\tau_q)_6 (q_{\text{к}} + q_{\text{но}}) \eta_{\text{эм}}}{l_{\text{в}}} = \frac{e_{\text{к}}}{e_{\text{вх}}},$$

где $q_{\text{к}}, q_{\text{но}}$ – соответственно удельные тепловые нагрузки конденсатора и переохладителя, кДж/кг.

Для двухступенчатых трансформаторов теплоты эксергетический баланс составляют для обеих ступеней и определяют средние эксергетические КПД установок.

Схемы, тепловой баланс и описание процессов в парокомпрессионных и абсорбционных трансформаторах теплоты приведены в ^{*}, [†].

Эксергетический КПД (η_e) выражает эффективность трансформатора теплоты (установки) по эксплуатационным значениям отводимой и подводимой энергии (эксергии).

Выбор компрессоров

При холодопроизводительности Q_o от 116 Вт до $4,65 \cdot 10^6$ Вт применяют поршневые компрессоры; от $4,5 \cdot 10^5$ Вт и выше – поршневые и центробежные. При малой холодопроизводительности $Q_o \leq 1700$ Вт – наряду с поршневыми применяют ротационные и винтовые компрессоры.

Одноступенчатые компрессоры используют при степени повышения давления $P_k / P_o \leq 7-12$ и температуре нагнетания t_k , не превышающей 160°C .

При $P_k / P_o = 7-100$ предпочтительно применение двухступенчатого компрессора. *Двухступенчатые компрессорные* холодильные установки находят применение при работе на аммиаке и фреоне-12 в диапазоне температуры испарения ступени низкого давления - $30^\circ\text{C} > t_o > -60^\circ\text{C}$.

Исходные данные для выбора компрессора: холодопроизводительность Q_o ; температурный режим работы (t_o, t_k); вид хладагента.

В технической характеристике компрессоров [4, 5, 7, 15, 16] указывается стандартная холодопроизводительность Q_{ocm} при $t_o = -15^\circ\text{C}$; $t_k = 30^\circ\text{C}$; $t_n = 25^\circ\text{C}$. Пересчитав холодопроизводительность расчетной холодильной установки Q_o в стандартную Q_{ocm} , выбирают компрессор.

$$Q_{occ} = Q_o \frac{\lambda_{ст} q_{вст}}{\lambda q_v},$$

где $q_v = q_o / V_1$ и $q_{вст} = q_{ocm} / V_{1ст}$ – объемные расчетная и стандартная холодопроизводительности компрессора, кДж/м^3 ;

$\lambda_{ст}, \lambda$ – коэффициенты подачи стандартный и расчетный, определяются по технической характеристике компрессора и по [4].

Затем по эффективной мощности на валу компрессора (N_e) подбирают электродвигатель для привода компрессора.

$$N_e = N_i / \eta_{эм},$$

где $N_i = \frac{N_r}{\eta_i} = \frac{G(h_2 - h_1)}{\eta_i}$ – индикаторная мощность компрессора, кВт;

$G = Q_o / q_o$ – расход хладагента в установке, кг/с; $\eta_i = 0,65 - 0,84$ – индикаторный КПД компрессора, большие значения КПД относятся к компрессорам большей производительности; $\eta_{эм} = 0,82 - 0,97$ –

^{*} Картавская В.М. Установки для трансформации тепла и процессов охлаждения. Метод. указания к курсовому проектированию/ В. М. Картавская. – Иркутск: ИПИ, 1985. – 32 с.

[†] Картавская В.М. Системы производства и распределения энергоносителей промпредприятий. Метод. указания по самостоятельной работе студентов/ В, М, Картавская. – Иркутск: ИПИ, 1993. – 31 с.

электромеханический КПД, учитывающий потери на трение; N_m – теоретическая мощность компрессора, кВт.

Компрессор можно также выбрать по описываемому объему V , который определяется по формуле

$$V = Gv_1 / \lambda .$$

В двухступенчатых холодильных установках хладагент последовательно сжимается в ступени низкого давления, (с.н.д.) от давления испарения (кипения) P_o до промежуточного P_{np} , затем после охлаждения в промежуточном сосуде снимается в ступени высокого давления (с.в.д.) от промежуточного давления P_{np} до давления конденсации P_k .

Конструктивное выполнение компрессора может быть различным:

компрессор с общим блок-картером, в котором объединены ступени низкого и высокого давления;

компрессор с общей рамой, к которой крепятся цилиндры различного диаметра (для с.н.д. и с.в.д.);

система из двух компрессоров одноступенчатого сжатия, в которой компрессор большего размера является с.н.д., а компрессор меньшего размера - с.в.д. Для с.н.д. можно использовать поршневые компрессоры с увеличенными диаметрами цилиндров, не рассчитанные на высокие степени сжатия. Компрессоры с.н.д. и с.в.д. выбирают по холодопроизводительности ступеней сжатия $Q_{oВД}$ и $Q_{oНД}$ либо по описываемым объемам $V_{НД}$ и $V_{ВД}$.

Электродвигатели для привода компрессоров с.н.д. и с.в.д. выбирают по эффективным мощностям $N_{eНД}$ и $N_{eВД}$.

Компрессоры пароконденсационных ТНУ выбирают по теплопроизводительности Q [16] либо по технической характеристике компрессоров для холодильных установок [4, 7, 15, 16], проверив расчетом (поверочным) обеспечение компрессором необходимой для ТНУ теплопроизводительности.

2. Абсорбционные трансформаторы теплоты

Исходные данные для проектирования абсорбционного трансформатора теплоты:

тип абсорбционного трансформатора теплоты (холодильная установка, ТНУ);

холодопроизводительность Q_o , кВт;

теплопроизводительность Q , кВт (ТНУ);

холодильный агент и абсорбент;

температура испарения холодильного агента t_o , °С;

температура теплоносителя t_{w1} до и t_{w2} после конденсатора (ТНУ);

температура (t_g) или Давление (P_g) внешнего источника теплоты;

место установки абсорбционного трансформатора тепла (город);

режим работы установки.

При выполнении расчетно-графической работы:

определяют расчетные параметры холодильного агента и раствора, строят процесс работы в h - ζ диаграмме [8, 13];

определяют параметры холодильного агента и раствора по h - ζ диаграмме; составляют тепловой и эксергетический баланс установки;

выбирают испаритель, конденсатор, переохладитель;

проводят тепловой и конструкторский расчет абсорбера или генератора, поверочный расчет одного из теплообменных аппаратов.

Определение расчетных параметров холодильного агента и рабочего раствора и построение процесса абсорбционного трансформатора теплоты в h - ζ диаграмме

Принимают разности температур между греющей и нагреваемой средой:

в испарителе $\Delta t_u = 3^\circ \text{C}$;

в конденсаторе $\Delta t_k = 5^\circ \text{C}$;

в абсорбере $\Delta t_a = 6^\circ \text{C}$;

в генераторе $\Delta t_r = 8^\circ \text{C}$;

в переохладителе холодильного агента $\Delta t_{no} = 8^\circ \text{C}$;

в дефлегматоре $\Delta t_d = 10^\circ \text{C}$;

в теплообменнике рабочего раствора $\Delta t_{mo} = 10^\circ \text{C}$.

В зависимости от места установки абсорбционного трансформатора теплоты и принятой системы водоснабжения, определяют температуры t_{W1} и t_{W2} .

Температура конденсации холодильного агента t_k определяется по формуле

$$t_k = t_{W2} + \Delta t_k.$$

По термодинамическим таблицам хладоагента [1] при t_o и t_k определяют давления P_o и P_k и наносят их значения на h - ζ диаграмму (рис. 4) в области перегретого пара и жидкости.

Две верхние пограничные кривые (I) показывают состояние сухого насыщенного пара над кипящим жидким раствором при двух давлениях: P_k – в генераторе и конденсаторе и P_o – в испарителе и абсорбере.

Две нижние пограничные кривые (II) на диаграмме показывают состояние кипящей жидкости при тех же давлениях P_k и P_o .

Между верхними (I) и нижними (II) пограничными кривыми находится область влажного пара при давлениях соответственно P_k и P_o .

На рис. 4 показан процесс работы абсорбционного водо-аммиачного трансформатора теплоты.

Процессы, происходящие в абсорбционном трансформаторе теплоты, в h - ζ диаграмме:

1-2 – охлаждение паров холодильного агента в дефлегматоре ДФ;

2-3 – отвод теплоты в конденсаторе К;

3-4 – переохлаждение жидкого холодильного агента в переохладителе ПО;

4-5, 10-15 – дросселирование в РВ₁ и РВ₂;

5-6 – отвод теплоты в испарителе И;
6-7 – нагрев паров холодильного агента в ПО;
8-9 – изменение состояния жидкого рабочего раствора при кипении в генераторе Г;
14-8 – подогрев крепкого раствора до кипения при постоянной концентрации в ректификационной колонке РК генератора Г;
9-10 – охлаждение слабого рабочего раствора в теплообменнике ТО;
12-14 – нагрев крепкого рабочего раствора в теплообменнике ТО;
15-11-7 – смешение паров холодильного агента со слабым рабочим раствором в абсорбере А.

Рис. 4. Процесс работы абсорбционного трансформатора теплоты в h - ζ диаграмме

Температура крепкого раствора на выходе из абсорбера (рис. 5)

$$t_{12} = t_{w1} + \Delta t_a.$$

Температура слабого раствора на выходе из генератора

$$t_9 = t_6 - \Delta t_r.$$

Температура пара после дефлегматора

$$t_2 = t_k + \Delta t_d.$$

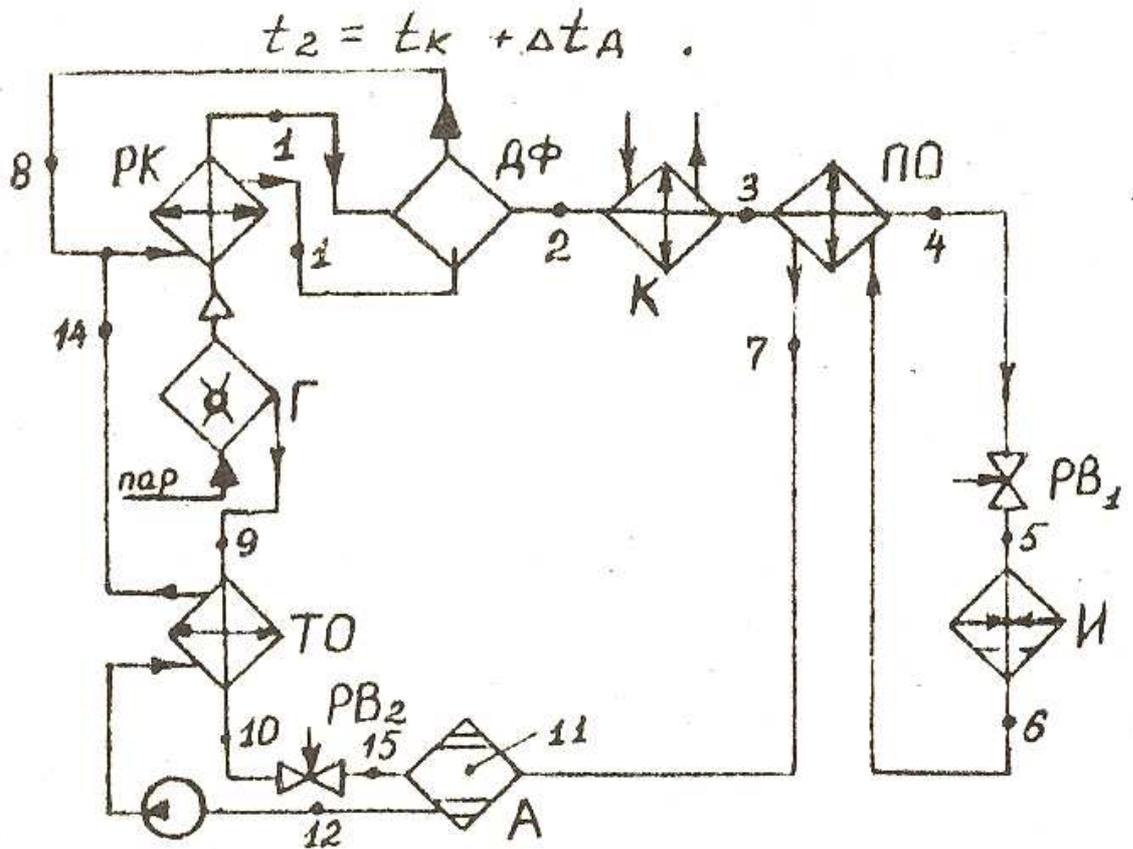


Рис. 5. Схема абсорбционного трансформатора теплоты

Строим изотерму 1-8 равновесного состояния кипящей жидкости и сухого насыщенного пара при давлении P_k (рис. 4). Для этого на h - ζ диаграмме находим положение точки 14 (кипящий крепкий раствор) и точки 8 (кипящая жидкость).

Температура слабого раствора после теплообменника

$$t_{10} = t_{12} + \Delta t_{mo}.$$

Энтальпия крепкого раствора после теплообменника

$$h_{14} = h_{12} + \frac{f-1}{f}(h_9 - h_{10}) \leq h_8,$$

где $f = \frac{\zeta_2 - \zeta_9}{\zeta_{12} - \zeta_9} = \frac{\zeta - \zeta_c}{\zeta_k - \zeta_c}$ — кратность циркуляции раствора; ζ , ζ_c , ζ_k —

соответственно концентрации холодильного агента, слабого и крепкого рабочего раствора.

Если $h_{14} \leq h_8$, то ранее принятая t_{10} и соответствующая ей h_{10} принимается для дальнейших расчетов.

Если $h_{14} > h_8$, то изменение энтальпии слабого раствора в теплообменнике является завышенным, принимают h_{14} равной h_8 , и определяют h_{10} по формуле $h_{10} = h_9 - \frac{f}{f-1} (h_8 - h_{12})$.

Температура рабочего пара перед абсорбером

$$t_7 = t_3 - \Delta t_{no},$$

где t_3 – температура жидкого холодильного агента после конденсатора при концентрации ζ и давлении P_k .

Энтальпия жидкого холодильного агента после переоохладителя

$$h_4 = h_3 - (h_7 - h_6),$$

где h_6 – энтальпия паров холодильного агента перед переоохладителем при P_o и ζ . Состояние смеси слабого рабочего раствора и паров рабочего агента характеризуется линией 15-11-7.

Определяют параметры холодильного агента и рабочего раствора по h - ζ диаграмме и сводят в табл. 4.

Таблица 4

Параметры холодильного агента и рабочего раствора

Номера точек	Температура t , °C	Давление P , МПа	Энтальпия h , кДж/кг	Концентрация ζ	Примечание
1	$t_1 = t_8$	P_k	h_1	ζ_1	Сухой насыщенный пар
2	t_2	P_k	h_2	ζ	То же
3	t_3	P_k	h_3	ζ	Жидкий холодильный агент
4	t_4	P_k	$h_4 = h_5$	ζ	То же
5	t_5	P_o	$h_4 = h_5$	ζ	Смесь пара и жидкости
6	t_6	P_o	h_6	ζ	Сухой насыщенный пар
7	t_7	-	h_7	ζ	То же
8	$t_1 = t_8$	P_k	$h_{14} \leq h_8$	ζ_k	Кипящая жидкость
9	t_9	P_k	h_9	ζ	Слабый рабочий раствор
10	t_{10}	P_k	$h_{10} = h_{15}$	ζ	То же
11	t_{11}	-	-	ζ_c	Крепкий рабочий раствор
12	t_{12}	P_o	h_{12}	ζ_c	То же
14	t_{14}	-	$h_{14} \leq h_8$	ζ_k	- " - "
15	t_{15}	P_o	$h_{10} = h_{15}$	ζ_c	Слабый рабочий раствор

Тепловой баланс абсорбционных трансформаторов теплоты

Тепловой баланс абсорбционного трансформатора теплоты записывается в следующем виде [13]:

$$q_o + q_r = q_a + q_k + q_d,$$

где $q_o = h_6 - h_4$ – удельная тепловая нагрузка (холодопроизводительность) испарителя, кДж/кг; $q_r = (h_1 - h_9) + f(h_9 - h_{11}) + \varphi(h_1 - h_8)$ – удельная теплота генерации, кДж/кг; $\varphi = \zeta - \zeta_1 / \zeta_1 - \zeta_k$ – удельный отвод флегмы в дефлегматоре, то есть отношение массового расхода флегмы к массовому расходу пара из дефлегматора; $q_a = (h_7 - h_{10}) + f(h_{10} - h_{12})$ – удельная теплота абсорбции, кДж/кг; $q_k = h_2 - h_3$ – удельная тепловая нагрузка конденсатора, кДж/кг; $q_d = (h_1 - h_2) + \varphi(h_1 - h_8)$ – удельная теплота дефлегмации, кДж/кг.

Удельная тепловая нагрузка теплообменника рабочего раствора, кДж/кг

$$q_{ro} = (f - 1)(h_9 - h_{10}) = f(h_{14} - h_{12}).$$

Удельная тепловая нагрузка переохладителя холодильного агента, кДж/кг

$$q_{no} = h_7 - h_6 = h_3 - h_4.$$

Массовый расход холодильного агента, кг/с

$$G = Q_o / q_o.$$

Основные расчетные формулы для абсорбционной ТНУ те же, что и для расчета абсорбционной холодильной установки, за исключением следующей зависимости:

массовый расход холодильного агента, кг/с

$$G = Q/q,$$

где $q = q_k + q_a + q_d$ – суммарный удельный отвод теплоты из конденсатора, абсорбера и дефлегматора, кДж/кг.

Эксергетический баланс абсорбционного трансформатора теплоты

Эксергетический баланс абсорбционного трансформатора теплоты записывается по формуле [13]

$$\Sigma d = e_{вх} - e_{вых} = q_o(\tau_q)_н + q_r(\tau_q)_в - (q_o + q_r)(\tau_q)_с,$$

где $e_{вх} = q_o(\tau_q)_н + q_r(\tau_q)_в$ – удельное количество эксергии теплоты, подведенной к установке, кДж/кг; $e_{вых} = (q_o + q_r)(\tau_q)_с$ – удельное количество

эксергии теплоты, выводимой из установки, кДж/кг; $(\tau_q)_с = 1 - \frac{T_{o.c.}}{T_{11}}$ –

коэффициент работоспособности теплоты рабочего раствора абсорбера при температуре $(t_{11} + 273)$, К (рис. 4).

Коэффициент полезного действия абсорбционной холодильной установки

$$\eta_x^\alpha = \frac{e_n^\alpha}{e_x^\alpha} = \frac{\mathcal{E}_n^\alpha}{\mathcal{E}_x^\alpha} = \mathcal{E}_n^\alpha \mathcal{E}_\alpha = \frac{\frac{1}{T_n} - \frac{1}{T_{11}}}{\frac{1}{T_{11}} - \frac{1}{T_b}} \frac{q_o}{q_\Gamma},$$

где e_n^α , \mathcal{E}_n^α – удельные расходы эксергии теплоты и энергии в форме теплоты на выработку холода в идеальной абсорбционной установке; e_x^α , \mathcal{E}_x^α – удельные расходы эксергии теплоты и энергии в форме теплоты на выработку холода; $\mathcal{E}_\alpha = 1/\mathcal{E}_x^\alpha = q_o/q_\Gamma$ – холодильный коэффициент абсорбционной холодильной установки.

Коэффициент полезного действия абсорбционной ТНУ

$$\eta_{\text{тн}}^\alpha = \frac{e^\alpha}{e_{\text{тн}}^\alpha} = \frac{\mathcal{E}^\alpha}{\mathcal{E}_{\text{тн}}^\alpha} = \frac{\frac{1}{T_n} - \frac{1}{T_{11}}}{\frac{1}{T_n} - \frac{1}{T_b}} \frac{q}{q_\Gamma} = \mathcal{E}_\alpha \mu_\alpha,$$

где e^α , \mathcal{E}^α – удельные расходы эксергии теплоты и энергии в форме тепла высокого потенциала в идеальной абсорбционной ТНУ; $e_{\text{тн}}^\alpha$, $\mathcal{E}_{\text{тн}}^\alpha$ – удельные расходы эксергии теплоты и энергии в форме тепла высокого потенциала в реальной установке; $\mu_\alpha = q/q_\Gamma$ – коэффициент трансформации тепла.

Теплообменные аппараты парокompрессионных и абсорбционных трансформаторов теплоты

Конденсаторы. Тип конденсатора выбирают в зависимости от назначения установки, условий водоснабжения и качества воды, климатических данных [4, 7, 11, 15, 16].

При системе обратного водоснабжения для крупных и средних установок, работающих на различных хладагентах, применяют конденсаторы с водяным охлаждением – *горизонтальные кожухотрубные (КТГ)*.

При наличии прямоточной системы водоснабжения для крупных холодильных установок, работающих на аммиаке – *вертикальные кожухотрубные (КВ)*.

Для районов с низкой относительной влажностью воздуха применяются испарительные конденсаторы (ИК).

Для фреоновых холодильных установок применяют горизонтальные кожухотрубные конденсаторы с оребрением (КТРиМКТНР).

Для районов с ограниченными запасами воды и максимальной расчетной температурой воздуха не выше 30°C используют конденсаторы воздушного охлаждения (АВМ и АВГ).

Испарители. Выбор рассольных (с промежуточным охлаждением) испарителей определяется системой охлаждения [4, 7, 11, 15, 16]: *при закрытой системе охлаждения* принимают кожухотрубные (ИТГ, ИТР, ИКТ); *при открытой системе охлаждения* – панельные (ИП). *Испарители*

непосредственного охлаждения: воздухоохладители (ВО, ВОП) и батареи непосредственного (ИРСН).

Переохладители. Для уменьшения потерь теплоты при дросселировании жидкого хладагента понижают его температуру перед регулирующим вентилем в водяных противоточных переохладителях (ПП).

Переохладители следует включать в схему холодильной установки, когда температура воды, поступающей на восполнение потерь в оборотной системе водоснабжения, ниже температуры воды, поступающей в конденсатор. Выбор переохладителей осуществляется по [4, 7, 11, 15, 16].

Теплообменные аппараты для ТНУ комплектуются из теплообменных аппаратов холодильных установок, либо выбираются по [16].

Выбор теплообменных аппаратов. Выбор теплообменных аппаратов осуществляется по площади теплопередающей поверхности (F), m^2

$$F = 10^3 Q / k \Delta t_{cp},$$

где Q – тепловая нагрузка, кВт; k – коэффициент теплопередачи, Вт/($m^2 \cdot K$); Δt_{cp} – средний температурный напор, К.

Для *парокомпрессионной холодильной установки* тепловая нагрузка конденсатора определяется по следующей формуле

$$Q_k = Q_o + \Sigma N_i \text{ или } Q_k = G q_k,$$

где ΣN_i – индикаторная мощность компрессоров, зависящая от числа ступеней установки, кВт.

Тепловые нагрузки испарителя, переохладителя, теплообменника рабочего раствора, генератора, абсорбера, дефлегматора определяются по общей формуле

$$Q = G q,$$

где G – массовый расход холодильного агента, кг/с; q – удельная тепловая нагрузка теплообменного аппарата, кДж/кг.

Средний температурный напор определяется по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}},$$

где Δt_{δ} , Δt_m – разность температур соответственно в начале и конце теплопередающей поверхности, °С. Если $\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m} \leq 2$, то для конденсатора и

переохладителя Δt_{cp} определяется как среднеарифметическая разность, то есть

$$\Delta t_{cp} = t - \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2},$$

где t – температура конденсации t_k или переохлаждения t_n (t_7 – для переохладителя абсорбционной установки).

Для испарителей Δt_{cp} принимается равной 5-6° С (аммиак), 6-8° С – для фреонов, 8-10° С – с кипением холодильного агента внутри труб [1, 4].

Коэффициент теплопередачи k для переохладителей принимают равным 465-700 Вт/м²·К. Значения коэффициентов теплопередачи k для конденсаторов и испарителей приведены в табл. 5.

Значения удельных тепловых потоков q_F принимают по табл. 6. Для испарителей, работающих на фреоне-12, удельный тепловой поток q_F на 10% меньше указанных в табл. 6 значений q_F .

Таблица 5

Значения коэффициентов теплопередачи конденсаторов и испарителей

Конденсаторы	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	Испарители	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	Примечание
Кожухотрубные для аммиака: горизонтальные вертикальные	700 - 1000	Рассольные: вертикальноотрубные	520 - 580	Значения k даны при $\Delta t_{cp} = 5\text{К}$
	800	Кожухотрубные: аммиачные одноходовые аммиачные многоходовые	350 - 400	
для фреонов: горизонтальные	700		400 - 520	
Оросительные	700 - 930	фреоновые многоходовые	230 - 350	k отнесено к ребристой поверхности
Испарительные	465 - 580	Воздухоохладители: с естественной циркуляцией воздуха с принудительной циркуляцией воздуха	4 - 6	
			17 - 35	
Воздушного охлаждения: с естественной циркуляцией воздуха	6 - 15			
с принудительной циркуляцией воздуха	30 - 35			

Поверочный расчет оборудования заключается в определении действительного коэффициента теплопередачи и уточнении значения теплопередающей поверхности, ведется по методике [3, 5, 9].

Тепловой и конструкторский расчеты абсорбера и генератора – по [5].

Таблица 6

Значения удельных тепловых потоков

Испарители	$q_F, \text{Вт}/\text{м}^2$
Аммиачные:	3500
кожухотрубные ИКТ панельные ИП	2300 – 3500

Для фреонов: кожухотрубные с медными трубами	4700 – 6400
то же, с гладкими стальными	2300 – 4700
С кипением хладагента внутри труб ИТВР	2300 – 11000

3. Квазициклы ожижения воздуха

Сжижение газов занимает существенное место в современной низкотемпературной технике. Ожижение газов – неотъемлемая часть большинства процессов низкотемпературного промышленного разделения различных газовых смесей: воздуха для получения кислорода, азота и инертных газов; природного газа для получения гелия; коксового газа для получения водорода и др.

Ожиженные газы используются как горючее, сырье и как окислители в реактивных двигателях (жидкие кислород, водород, фтор и др.). Большое количество газов ожижается для транспортировки. Широкое применение в качестве хладагентов в промышленности и для научно-исследовательских работ находят ожиженные и замороженные газы O_2 , N_2 , CO_2 , CH_4 , H_2 , He , Ne .

Процессы, непосредственно связанные с ожижением, весьма энергоемки. Электрическая мощность установки на 1 т/ч производительности жидкого кислорода – 1200-1500 кВт; жидкого водорода – 60-80 тыс. кВт. Коэффициент полезного действия таких процессов не превышает 15-20%, а в ряде случаев – 10%.

Процессы ожижения имеют много общего с процессами трансформации тепла. Так же как и в трансформаторах тепла, работающих при температурах T ниже температура окружающей среды $T_{o.c.}$, тепло, отведенное от какого-либо вещества при $T < T_{o.c.}$, передается в окружающую среду. Отличие в том, что в трансформаторах тепла энергия отбирается у внешнего объекта, а в установках ожижения – у самого рабочего тела, выходящего из установки с пониженными энтропией и энтальпией.

Технические процессы ожижения газов проводятся методами, включающими сжатие, расширение, теплообмен и различные изменения агрегатного состояния. В качестве хладагента может использоваться часть самого ожиженного газа или другие хладагенты.

Холодильные процессы, в которых сам ожижаемый газ используется в качестве рабочего тела, аналогичны паровым циклам с дросселированием и газовым циклам с детандером. Основное их отличие связано с тем, что как циркулирующая, так и ожижаемая части газа участвуют в процессе совместно и проходят часть машин и аппаратов, не отделяясь одна от другой. В двух точках процесса (рис. 6-9, точки 1 и 5) постоянно вводятся и выводятся некоторые количества рабочего тела (вводится газ и выводится жидкость). Поэтому процессы ожижения газов не являются циклами в строгом смысле этого слова, их называют квазициклами.

Исходные данные для расчета квазициклов ожижения воздуха:
начальное P_1 и конечное P_2 давления воздуха, МПа;

температура воздуха T_1 К; недорекуперация ΔT_{2-7} , К;
 доля дросселируемого воздуха D ;
 потери холода в окружающую среду $q_{из}$, кДж/кг;
 коэффициенты полезного действия:
 компрессора $\eta_{из}^{\kappa}$;
 детандера η_i^{δ} ;
 электромеханический КПД компрессора и детандера $\eta_{эм}^{\kappa, \delta}$;
 массовая производительность компрессора M , кг/с.

Расчет и построение квазициклов ожижения воздуха в T-S диаграмме

В приложении Б представлены основные критериальные зависимости используемые для расчета теплоотдачи в различных теплообменниках низкотемпературных установок.

На рис. 6, 7, 8, 9 показаны схемы и T-S диаграммы квазициклов ожижения воздуха Линде, Гейландта, Клода, Капицы.

Общим для всех циклов является дросселирование сжатого воздуха, поступающего в установку; в квазициклах Гейландта, Клода, Капицы – часть воздуха с применением внутреннего охлаждения посредством детандера.

Рассмотрим процессы квазициклов воздуха на примере квазицикла Линде (см. рис. 6).

Воздух при температуре $T_1 = T_{o.c.}$ и давлении $P_1 = P_{o.c.}$ (см. рис. 6, точка 1) сжимается в компрессоре 1 и охлаждается охладителе 2 до первоначальной температуры (точка 2) – процесс 1-2.

В первый момент пуска сжатый газ дросселируется в вентиле 4 до P_1 , причем его температура снижается до T_4^I . Весь охлажденный воздух направляется в теплообменник 3, в котором нагревается и охлаждается следующая порция воздуха до температуры T_3^I , близкой к T_4^I . В результате дросселирования этой порции газа (процесс 3-4) будет достигаться более низкая температура T_4^{II} . Газ с этой температурой также используется для охлаждения сжатого воздуха перед дросселированием до T_3^{II} ; тогда после дросселирования достигается еще более низкая температура T_4^{III} и т.д.

Через некоторое время газ охлаждается на столько (точка 3), что после дросселирования перейдет во влажный пар (точка 4). В отделителе жидкости 5 насыщенный пар отделяется от ожиженного газа, который в состоянии точки 5 удаляется как продукт. Пар (точка 6) направляется в теплообменник 3, где охлаждает сжатый газ; нагреваясь до T_7 . В идеальном случае выходящий из теплообменника газ нагревается до температуры поступающего воздуха $T_7 = T_2$.

Доля ожиженного воздуха y определяется из выражения [13]:

$$y = \frac{\Delta h_T - \Delta h_H - q_{из}}{\Delta h_{ож} - \Delta h_H}, \quad (3)$$

где $\Delta h_T = h_1 - h_2$ – изотермический дроссель-эффект, кДж/кг;

$\Delta h_H = h_1 - h_7 \sim h_2 - h_7$ – потери холода от недорекуперации, кДж/кг;

$\Delta h_{ож} = h_1 - h_5$ – теплота ожижения, кДж/кг.

Удельный расход электроэнергии (работы) на 1 кг/с производительности по ожиженному газу, кДж/кг:

Рис. 6. Схема (а) и T - S диаграмма квазицикла Линде (б): 1 – компрессор; 2 – охладитель; 3 – теплообменник; 4 – дроссель; 5 – охладитель жидкости

Рис. 7. Схема (а) и T - S диаграмма квазицикла Гейландта (б): 1-5 – то же, что на рис. 6; 6 – теплообменник; 7 – детандер

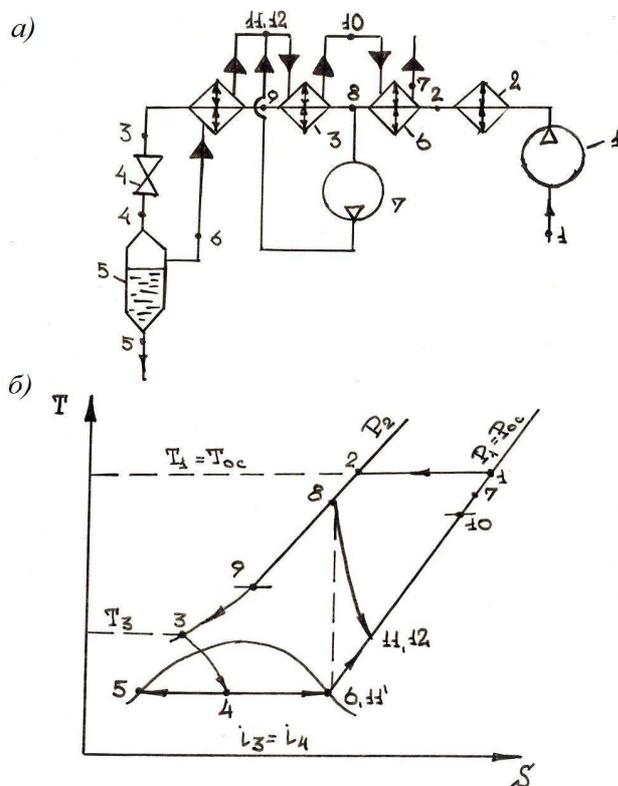


Рис. 8. Схема (а) и T - S диаграмма квазицикла Клода (б): 1-7 – то же, что на рис. 6, 7; 8 – теплообменник

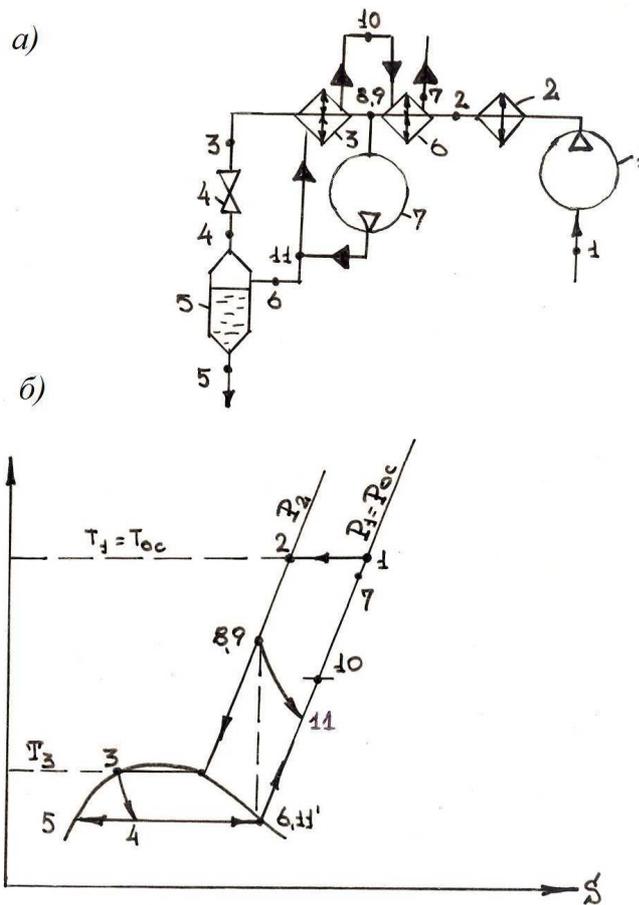


Рис. 9. Схема (а) и T - S диаграмма квазицикла Капицы (б): 1 – турбокомпрессор; 7 – турбодетандер; 2-6 – то же, что на рис. 6, 7, 8

$$N_y = \frac{RT_1 \ln(P_2 / P_1)}{y \eta_{ИЗ}^K \eta_{ЭМ}^K}, \quad (4)$$

где $R=0,287$ – газовая постоянная воздуха, кДж/(кг·К).

Квазициклы Линде и Гейландта отличаются высоким давлением (10-20 МПа), квазицикл Капицы – низким давлением (0,5-0,7 МПа); квазицикл Клода характеризуется средним давлением (2-6 МПа).

При расчете доли ожиженного воздуха и удельного расхода электроэнергии в квазициклах Гейландта, Клода и Капицы следует учитывать работу расширения воздуха l_d в детандере. Тогда формулы (3 и 4) будут иметь вид:

$$y = \frac{(\Delta h_T - \Delta h_H - q_{из}) + (1-D)\Delta h_d}{\Delta h_{ож} - \Delta h_H};$$

$$N_y = \frac{1}{y} \left[\frac{RT_1 \ln(P_2 / P_1)}{\eta_{ИЗ}^K \eta_{ЭМ}^K} - (1-D)\Delta h_d \eta_{ЭМ}^D \right],$$

где $(1-D)\Delta h_d$ – холодопроизводительность детандера, кДж/кг;
 $(1-D)\Delta h_d \eta_{ЭМ}^D / y$ – работа детандера, кДж/кг.

Процессы расширения воздуха в детандере (см. рис. 7, 8, 9): 2, 8 – 10, 11 (квазицикл Гейландта); 8 – 11, 12 (квазицикл Клода); 8, 9 – 11 (квазицикл

Капицы). Соответственно работа детандера l_d определяется разностью энтальпий начального и конечного состояния воздуха Δh_d .

Конечное состояние воздуха после детандера ($h_{10,11}; h_{11,12}; h_{11}$) квазициклов определяется с учетом η_i^d по формулам:

$$h_{10,11} = h_{2,8} - (h_{2,8} - h_{8'})\eta_i^d;$$

$$h_{11,12} = h_8 - (h_8 - h_{6,11'})\eta_i^d;$$

$$h_{11} = h_{8,9} - (h_{8,9} - h_{6,11'})\eta_i^d.$$

Построение квазициклов на $T-S$ диаграмме (см. рис. Б1 приложения Б) осуществляется по параметрам воздуха, полученным в результате расчета квазициклов и тепловых балансов теплообменников (см. рис. 6, 7, 8, 9).

Уравнения тепловых балансов теплообменников:

квазицикл Линде (h_3)

$$h_2 - h_3 + q_{из} = (1 - y)(h_7 - h_6);$$

квазицикл Гейландта (h_9 и h_3)

$$D(h_2 - h_9) + q_{из} = (1 - y)(h_7 - h_{10,11});$$

$$D(h_9 - h_3) = (D - y)(h_{10,11} - h_6);$$

квазицикл Клода (h_{10} , h_9 , h_3)

$$h_2 - h_8 = (1 - y)(h_7 - h_{10});$$

$$D(h_8 - h_9) + q_{из} = (1 - y)(h_{10} - h_{11,12});$$

$$D(h_9 - h_3) = (D - y)(h_{11,12} - h_{6,11'});$$

квазицикл Капицы (h_{10} , h_3)

$$h_2 - h_{8,9} = (1 - y)(h_{10} - h_7);$$

$$D(h_{8,9} - h_3) + q_{из} = (1 - y)(h_{10} - h_{11}).$$

Мощность привода компрессора $N_{из}$, кВт, определяется по формуле:

$$N_{из} = P_1 V \ln \varepsilon \cdot 10^{-3},$$

где P_1 – начальное давление воздуха, Па; $V = MRT_1 / P_1$ – объемная производительность компрессора, м³/с; $\varepsilon = P_2 / P_1$ – степень сжатия.

Эффективная мощность компрессора Ne , кВт:

$$Ne = N_{из} / \eta_{из},$$

где $\eta_{из}$ – эффективный изотермический КПД компрессора.

Мощность электродвигателя выбирается с запасом 10% от перегрузки, то есть $N_{эд} = 1,1Ne$.

Эксергетический КПД квазициклов:

$$\eta = e_5 / N_y,$$

где $e_5 = h_5 - h_{oc} - T_{oc}(S_5 - S_{oc})$ – эксергия жидкого воздуха, кДж/кг; h_{oc} , h_5 – энтальпии окружающей среды и жидкого воздуха, кДж/кг; S_{oc} , S_5 – энтропии окружающей среды и жидкого воздуха, кДж/(кг·К).

Тепловой расчет теплообменников

Конечная цель теплового расчета – определение поверхности теплообмена, обеспечивающей необходимую теплопроизводительность при заданных температурах и расходах рабочих сред. Основы расчета теплообменных аппаратов низкотемпературных установок даны в [2, 10].

Рассмотрим некоторые особенности расчета. При низких температурах существенно изменяются физические свойства воздуха (табл. Б1-Б2, рис. Б2-Б3 приложения Б). Когда изменение температуры потоков, участвующих в теплообмене, относительно невелико (менее 10%), средний температурный напор ΔT_{CP} является лишь функцией схемы движения потоков и значений их температуры на входе в аппарат и выходе из него ($C_p = const, K = const$):

$$\Delta T_{CP} = (\Delta T_g - \Delta T_n) / \ln(\Delta T_g / \Delta T_n), \quad (5)$$

где $\Delta T_g, \Delta T_n$ – разность температур на теплом и холодном конце теплообменника.

Если $\Delta T_g / \Delta T_n \leq 2$, то $\Delta T_{CP} = 0,5(\Delta T_g + \Delta T_n)$.

(6)

Формулы (5,6) применимы при движении теплоносителя прямоток и противоток. В случае более сложного движения теплоносителей вводится поправка $\varepsilon_{\Delta T}$ [2, 6, 10].

При изменении температуры одного или каждого из теплоносителей более 150 К ($C_p \neq const, K = const$) ΔT_{CP} определяется по формуле:

$$\Delta T_{CP} = n / \left(\sum_{i=1}^n 1 / \Delta T_i \right),$$

где n – число участков (зон) с тепловой нагрузкой $\Delta Q_i = Q / n$; ΔT_i – средняя разность температур на каждом участке теплообмена, определяется графически по зависимости $Q = f(T)$. Зависимость $Q = f(T)$ строится по значениям энтальпий воздуха прямого и обратного потоков, между которыми осуществляется теплообмен в квазициклах (см. рис. 6, 7, 8, 9) соответственно при давлениях P_2 и P_1 .

При теплообмене в области, близкой к критической ($T_{кр} = 132,6$ К; $P_{кр} = 37,7 \cdot 10^5$ МПа) и изменении агрегатного состояния среды ($C_p \neq const, K \neq const$) расчет поверхности теплообмена F производится суммированием поверхностей ΔF_i по отдельным участкам теплообмена

$$F = \sum_{i=1}^n \Delta F_i,$$

где $\Delta F_i = \Delta Q_i / K_i \Delta T_i$ – поверхность теплообмена отдельных участков теплообмена. Значит ΔT_i также определяют графически по зависимости $Q = f(T)$. Коэффициенты теплопередачи K_i рассчитываются по критериальным зависимостям [2, 10].

Выбор направления рабочей среды в трубном или межтрубном пространстве проводится с учетом протекающих процессов, параметров потоков, гидродинамики, конструктивных особенностей и назначения

теплообменников (прямотрубные, витые, пластинчато-ребристые, слоистые, типа «труба в трубе», из спаянных труб и др.). При равенстве давлений сред в межтрубное пространство поток подают с более высокой температурой. Поток высокого давления по условиям прочности направляют внутрь труб. Процессы теплообмена, сопровождающиеся массообменом (осушка, очистка воздуха вымораживанием паров и углекислоты) осуществляются, как правило, на наружной поверхности труб.

При выборе направления движения рабочих сред следует предпочтение отдавать противотоку и перекрестному току, так как при этом средний температурный напор и удельная тепловая нагрузка выше, чем при прямотоке.

При выполнении теплового и гидравлического расчета предварительно задаются значениями скоростей. Для капельных жидкостей скорость в трубах принимается равной 1-3 м/с; скорость газа в межтрубном пространстве при давлении 0,1-0,15 МПа – в пределах 5-10 м/с:

В общем случае скорости движения рабочих сред составляют:

Давление, МПа	Скорость, м/с
0,1-0,5	10-25
2-3	4-8
5-6	2-4
10	0,2-1,5.

Затем рассчитывают живое сечение трубного пространства $f_1, \text{м}^2$, и число труб одного хода n при выбранном значении скорости потока ω_1 и диаметра трубы $d_{\text{вн}}$:

$$f_1 = G_1 / \rho_1 \omega_1 = V_1 / \omega_1;$$

$$n = 4 f_1 / \pi d_{\text{вн}}^2,$$

где G_1, V_1, ρ_1 – массовый (кг/с) и объемный ($\text{м}^3/\text{с}$) расходы теплоносителя; плотность теплоносителя ($\text{кг}/\text{м}^3$).

Выбирая способ размещения труб, уточняют число труб n и значения скорости ω_1 .

Живое сечение межтрубного пространства $f_2, \text{м}^2$:

$$f_2 = G_2 / \rho_2 \omega_2 = V_2 / \omega_2.$$

Внутренний диаметр кожуха $D_{\text{вн}}, \text{м}$:

$$D_{\text{вн}} = \sqrt{4V_2 / \pi \omega_2 + d_{\text{нар}}^2 n},$$

Длина трубы $l, \text{м}$, после выполнения теплового расчета и определения поверхности теплообмена F находятся по формуле:

$$l = F / \pi n d_{\text{ср}},$$

где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр труб, м.

Если рассчитанная длина труб будет много больше диаметра трубой решетки, то используют двух- или многоходовую компоновку теплообменного аппарата.

Требуемое значение живого сечения f_2 , соответствующее задаваемой скорости ω_2 , обеспечивают посредством установки по высоте аппарата поперечных перегородок, задавая шаг труб S :

$$S = D_{\text{вн}} / m,$$

где m – число труб, расположенных по диаметру трубной решетки.

Для предварительной осушки воздуха (до 70-80% общего количества влаги) используют так же трубчатые теплообменники, имеющие развитую внешнюю поверхность теплообмена за счет оребрения. По трубам движется хладагент (аммиак, кислород, азот и др.), осушка воздуха происходит в процессе контакта со стенкой, имеющей температуру ниже точки росы.

При небольших тепловых нагрузках применяют теплообменники типа «труба в трубе».

Описанные прямотрубные теплообменники обладают невысокой компактностью ($S_T \sim 150-250 \text{ м}^2 / \text{м}^3$) и используются, главным образом, как ожижители и вымораживатели паров воды и двуокиси углерода, детандерные теплообменники, подогреватели азота и воздуха для отогрева газоразделительных установок низкого давления, конденсаторы – испарители блоков разделения воздуха. Битые, пластинчато-ребристые, слоистые, из спаянных труб теплообменники применяют в установках разделения воздуха и криогенной технике ($S_T \sim 300-8000 \text{ м}^2 / \text{м}^3$).

Регенеративные теплообменники отличаются высокой компактностью ($S_T \sim 10^3-10^5 \text{ м}^2 / \text{м}^3$) и применяются в воздухоразделительных установках для охлаждения прямого потока воздуха, очистки от паров воды и двуокиси углерода. В качестве насадки, как правило, используются диски из алюминиевой гофрированной ленты и насыпная, насадка из базальта или кварцита с размерами гранул 4-14 мм.

Примеры теплового расчета рекуперативных и регенеративных теплообменников, их конструктивная характеристика приведены в [2, 10]

В приложении Б на рис. Б1 представлена диаграмма T - S для воздуха.

Библиографический список

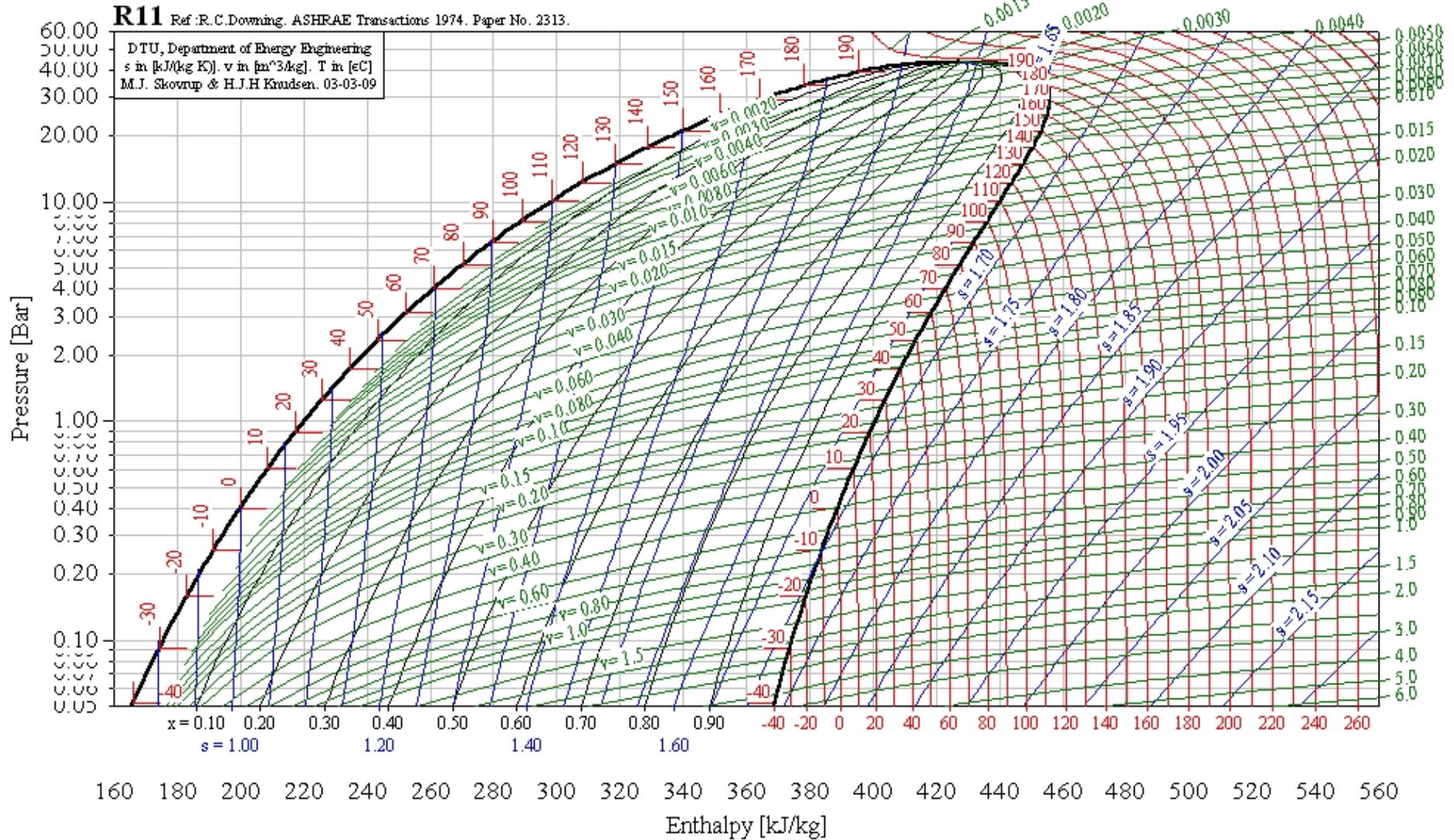
1. Богданов С.Н. Иванов О.П. Куприянов А.В. Холодильная техника. Свойства веществ: справочник. – Л.: Машиностроение, 1982. – 168 с.
2. Григорьев В.А., Крохин Ю.И. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники: Учеб. пособие для вузов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 312 с.
3. Данилов Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.Н., Медникова Н.Н. Теплообменные аппараты холодильных установок: - М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с.
4. Кондрашова Н.Г., Лашутина Н.Г. Холодильно-компрессорные машины и установки. – М.: Высш. школа, 1984. – 335 с.
5. Кошкин Н.Н. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. – Л.: Машиностроение, 1976. – 464 с.

6. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. – М.: Энергия, 1969. – 264 с.
7. Лебедев П.Д., Шукин А.А. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий: Учеб. пособие для энергетических вузов и факультетов. – М.: Энергия, 1970. – 408 с.
8. Мартынов А.В. Установки для трансформации тепла и охлаждения: Сборник задач. – М.: Энергия, 1989. – 200 с.
9. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок: Учеб. пособие для вузов / под ред. А.М. Бакластова – М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с.
10. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справочник / под ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 552 с.
11. Свердлов Е.Я., Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – М.: Пищевая промышленность, 1978. – 264 с.
12. СНиП 2.04.05-91* Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха / Госстрой России. – М.: ГУП ЦПП, 1998. – 72 с.
13. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: Учеб. пособие для вузов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
14. СТО ИрГТУ.005-2007. Менеджмент качества подготовки специалистов. Оформление курсовых и дипломных проектов. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2007. – 40 с.
15. Теплотехнический справочник / под ред. В.Н. Юренева и П.Д. Лебедева. – Т1. – М.: Энергия, 1975. – 895 с.
16. Холодильные машины: справочник / под ред. А.В. Быкова. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 224 с.

Термодинамические диаграммы холодильных агентов

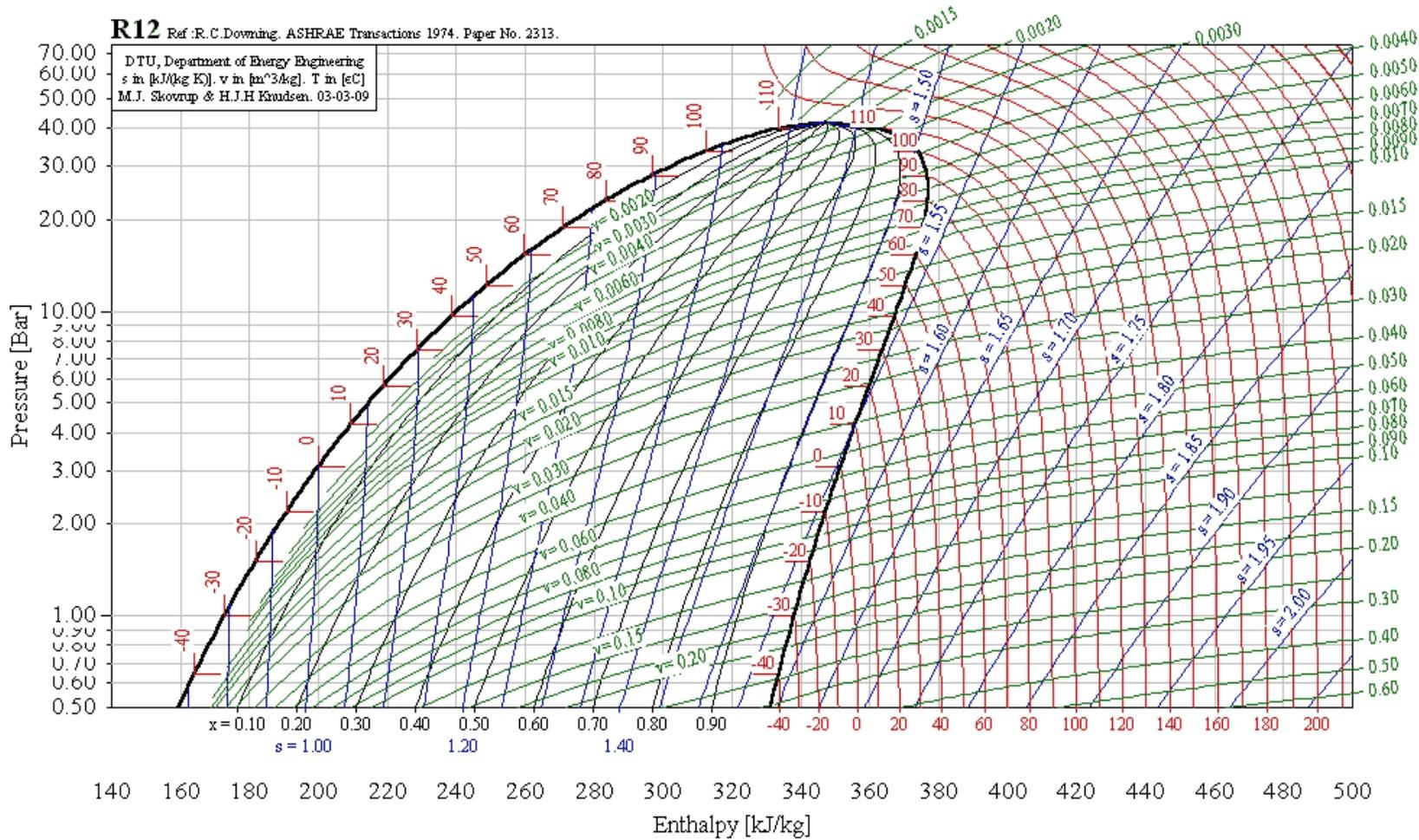
R11, CCl₃F, Trichlorofluoromethane [4]

T critical = 198.01 °C, p critical = 44.02600 Bar, v critical = 0.00182 m³/kg



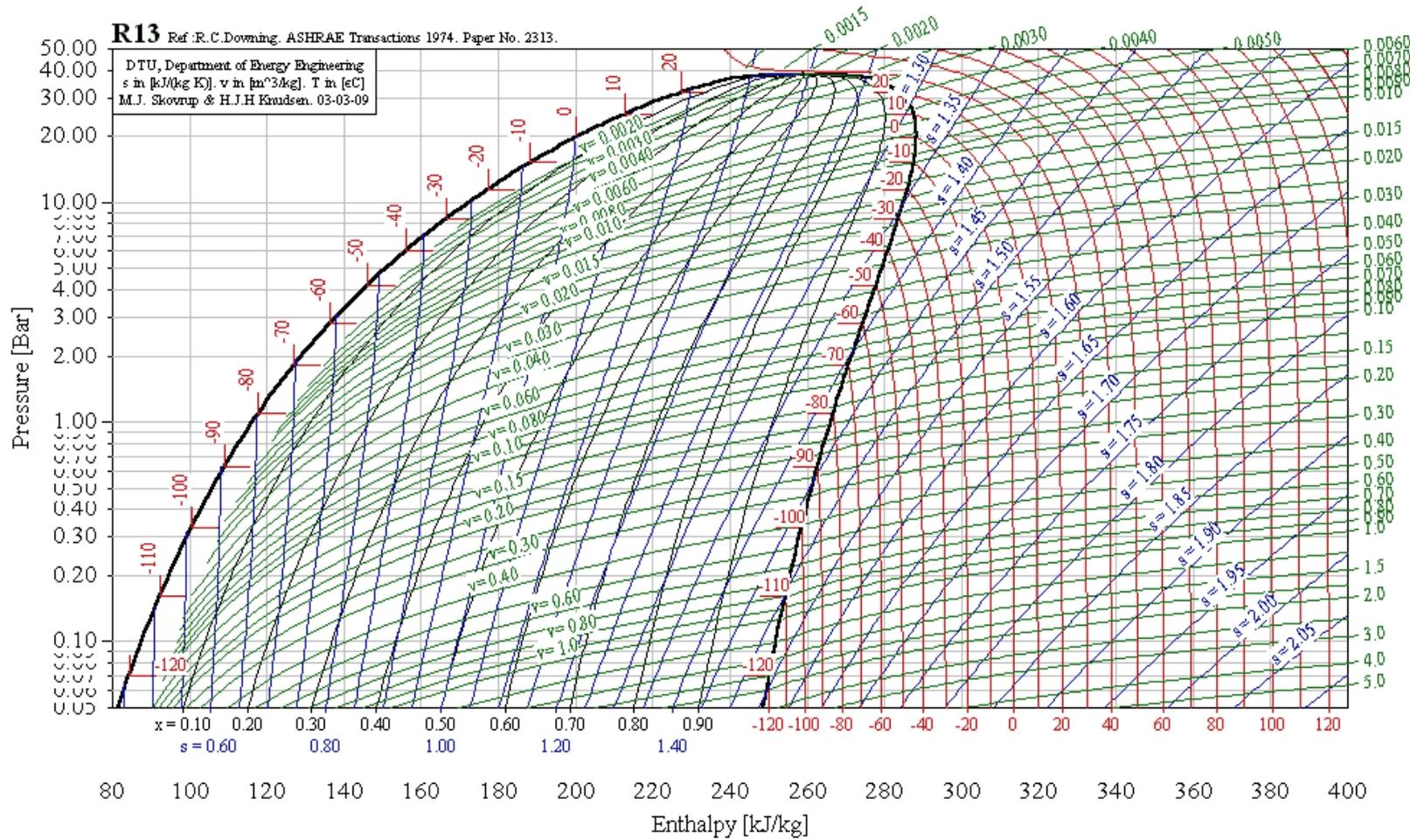
R12, CCl₂F₂, Dichlorodifluoromethane

T critical = 112.00 °C, p critical = 41.57600 Bar, v critical = 0.00179 m³/kg



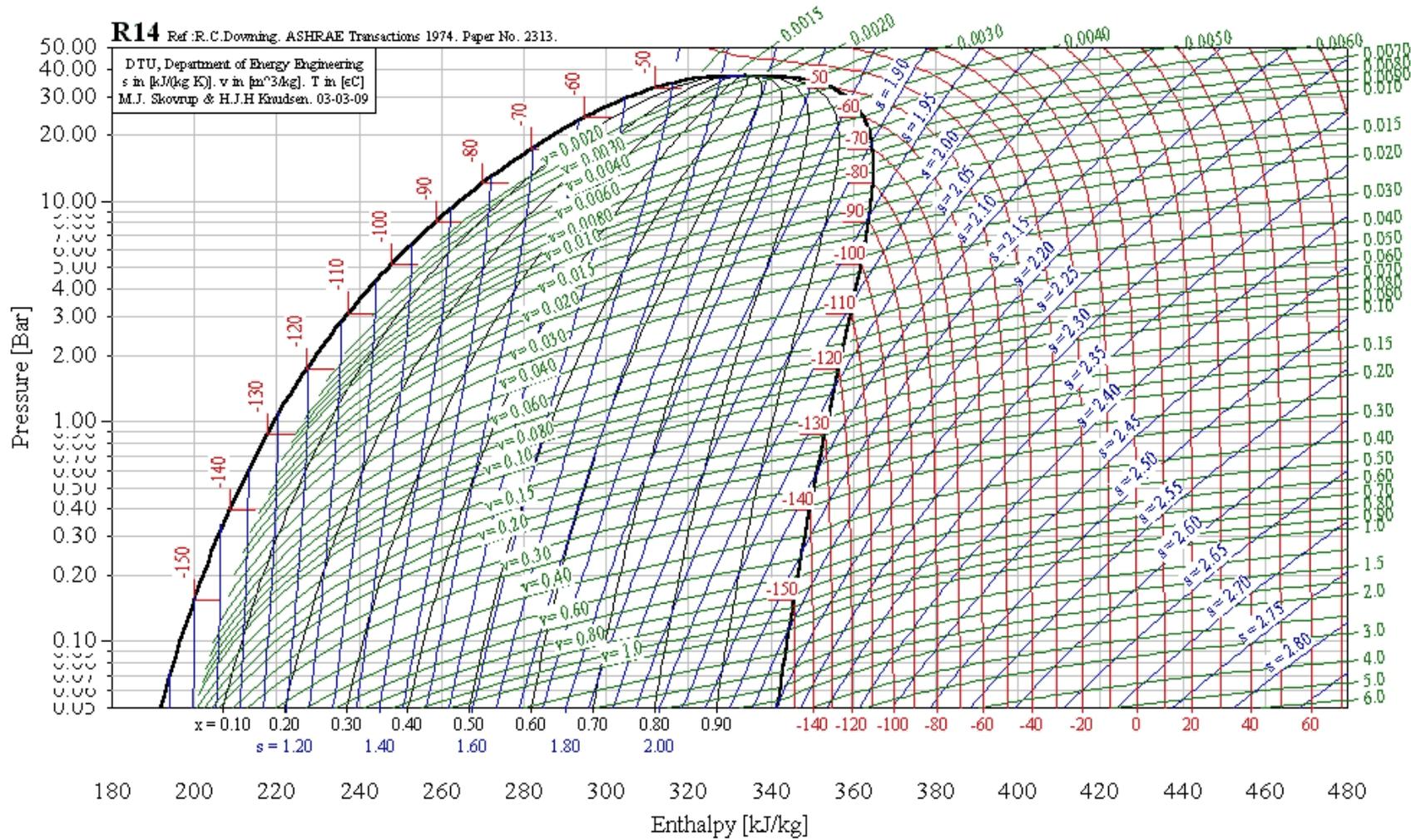
R13, CCIF₃, Chlorotrifluoromethane

T critical = 28.80 °C, p critical = 38.65000 Bar, v critical = 0.00173 m³/kg



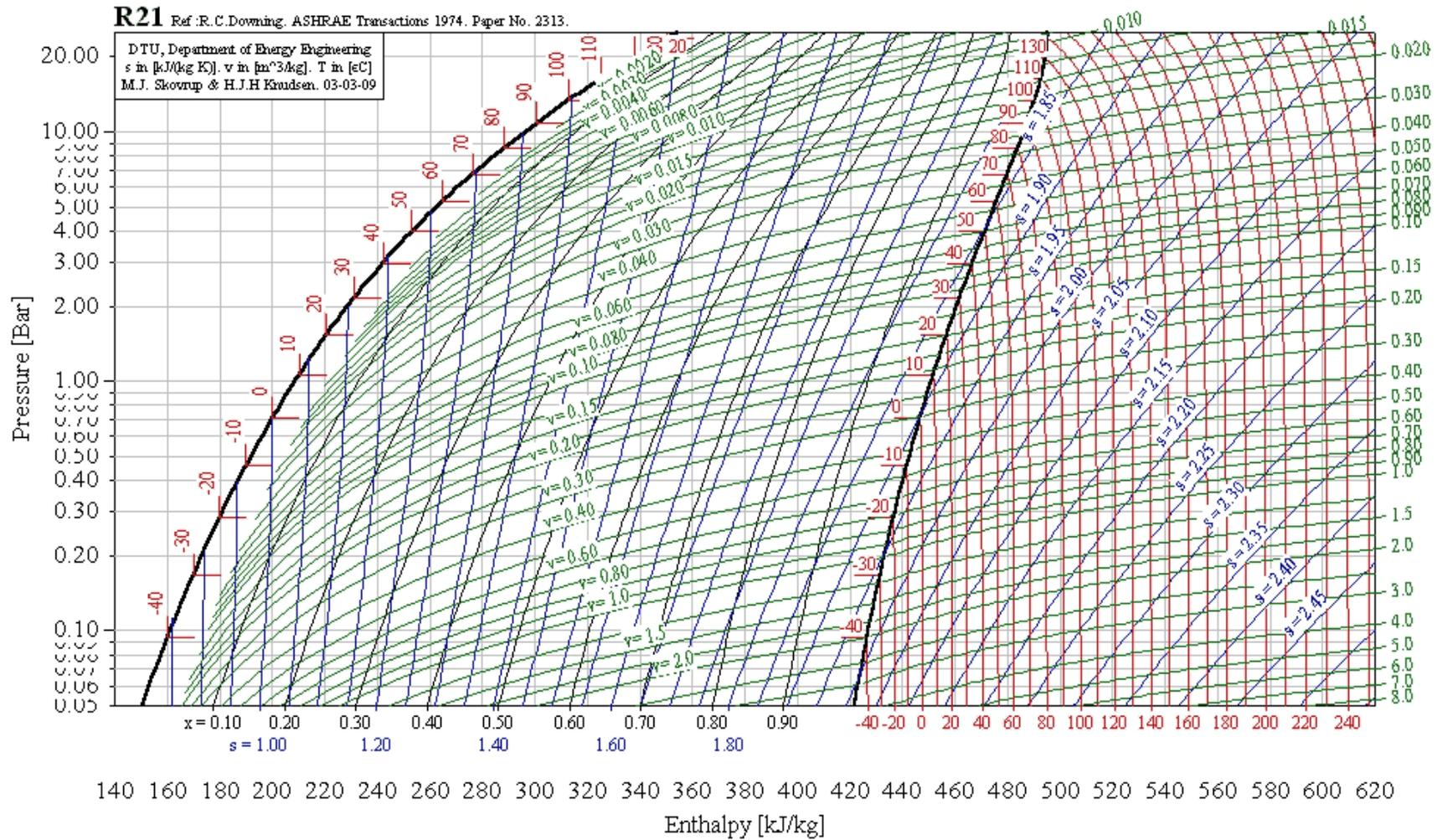
R14, CF₄, Tetrafluoromethane

T critical = -45.70 °C, p critical = 37.41000 Bar, v critical = 0.00160 m³/kg



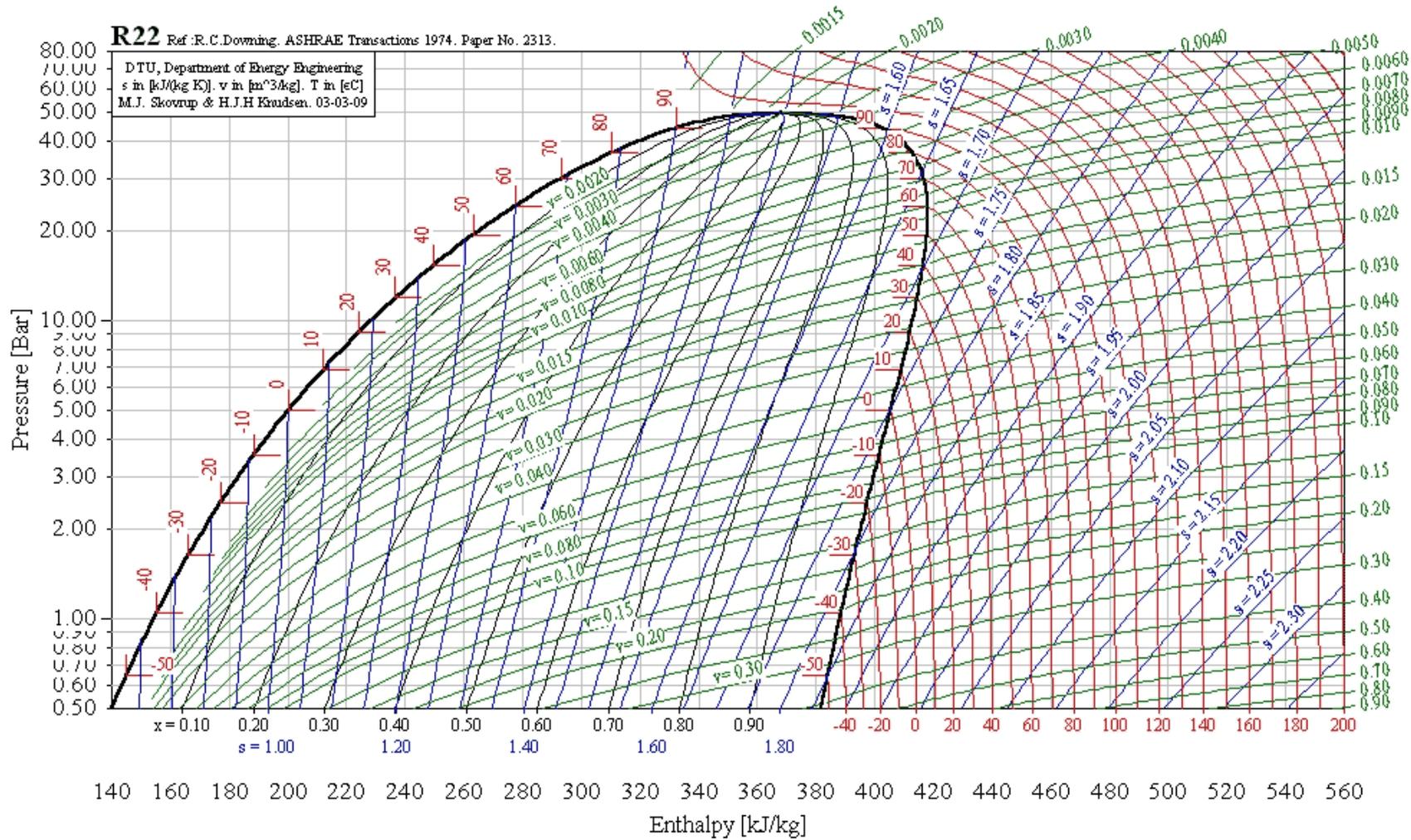
R21, CHCl₂F, Dichlorofluoromethane

T critical = 178.50 °C, p critical = 51.68000 Bar, v critical = 0.00192 m³/kg



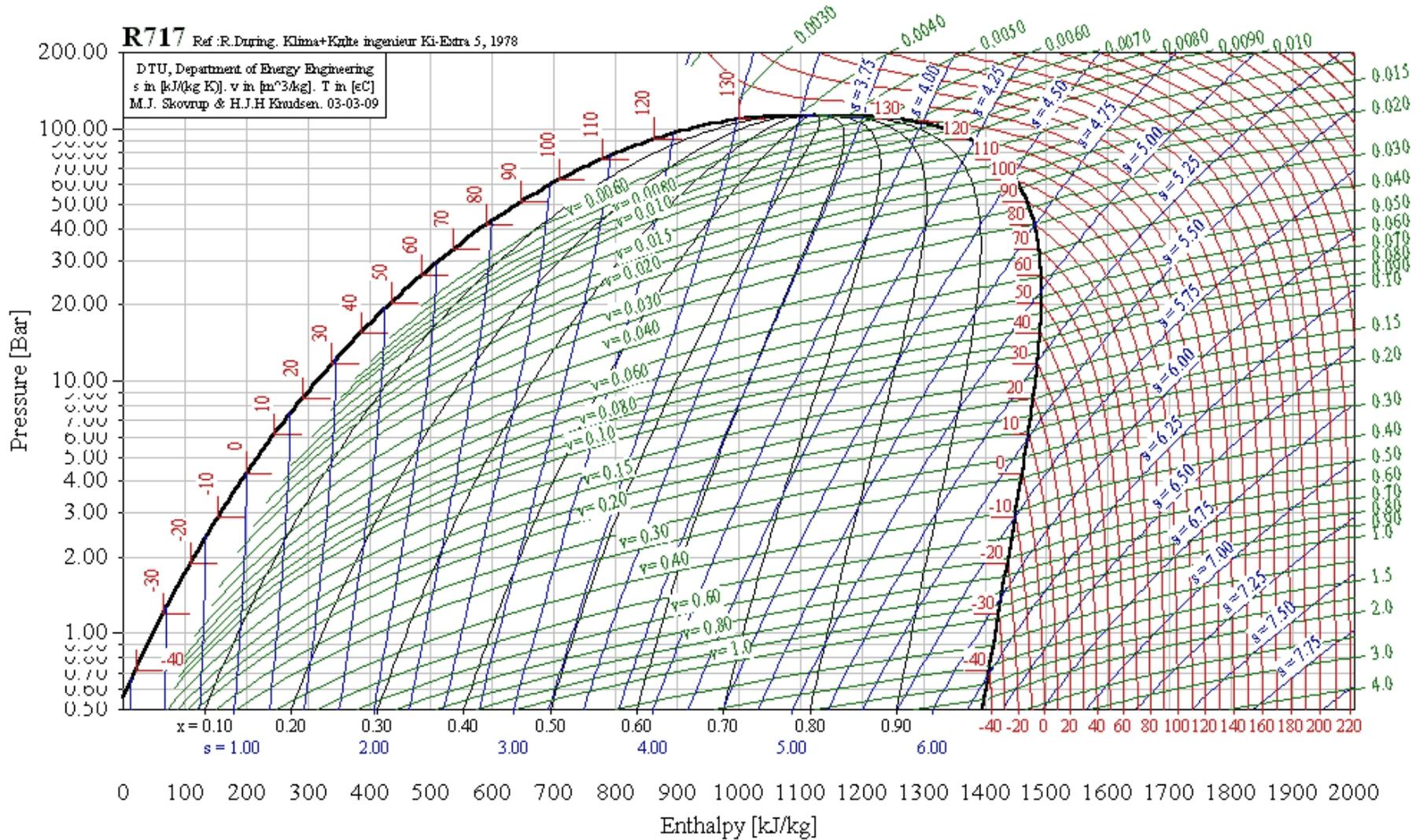
R22, CHClF₂, Chlorodifluoromethane

T critical = 96.00 °C, p critical = 49.77400 Bar, v critical = 0.00191 m³/kg



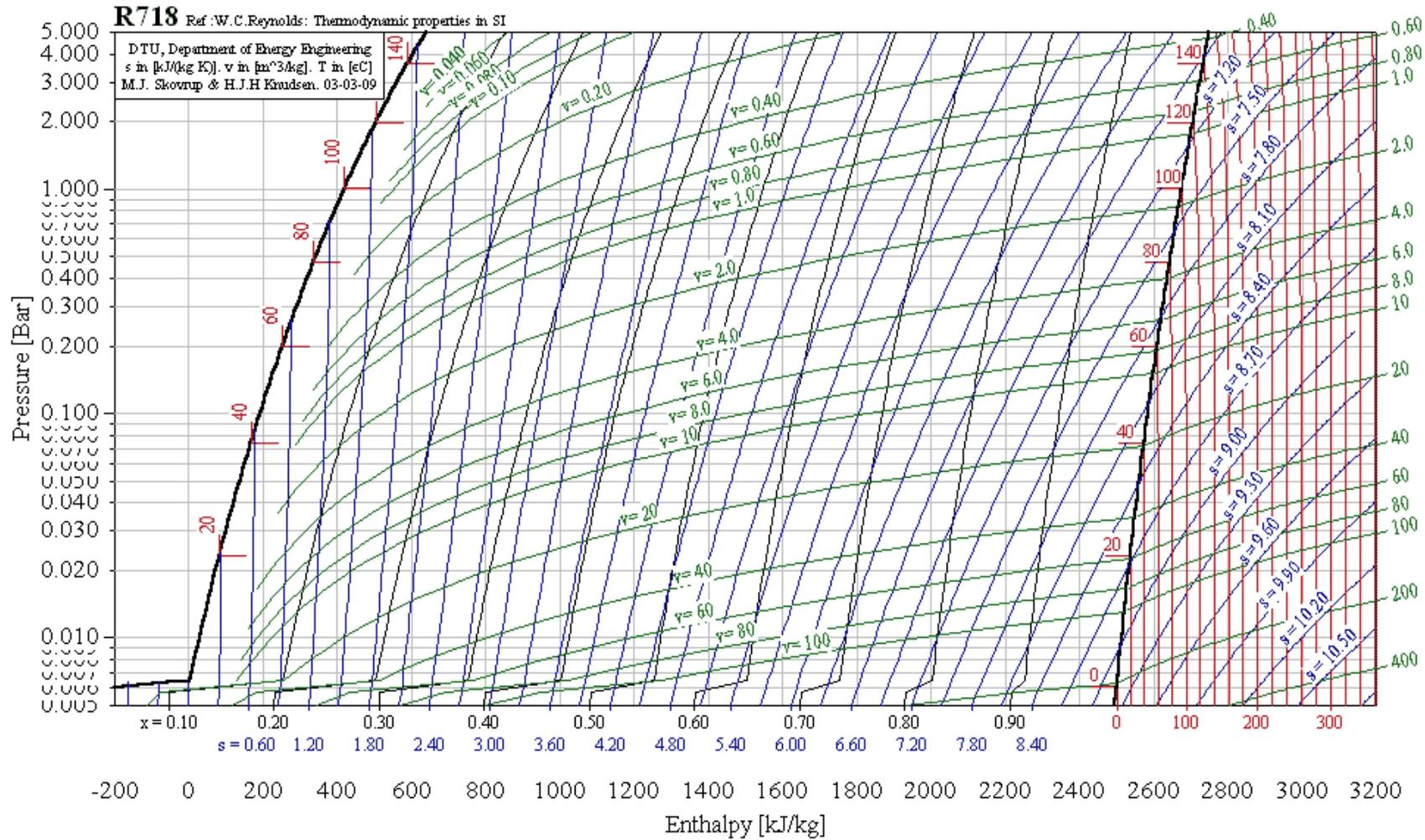
R717, NH₃, Ammonia

T critical = 132.35 °C, p critical = 113.53000 Bar, v critical = 0.00427 m³/kg



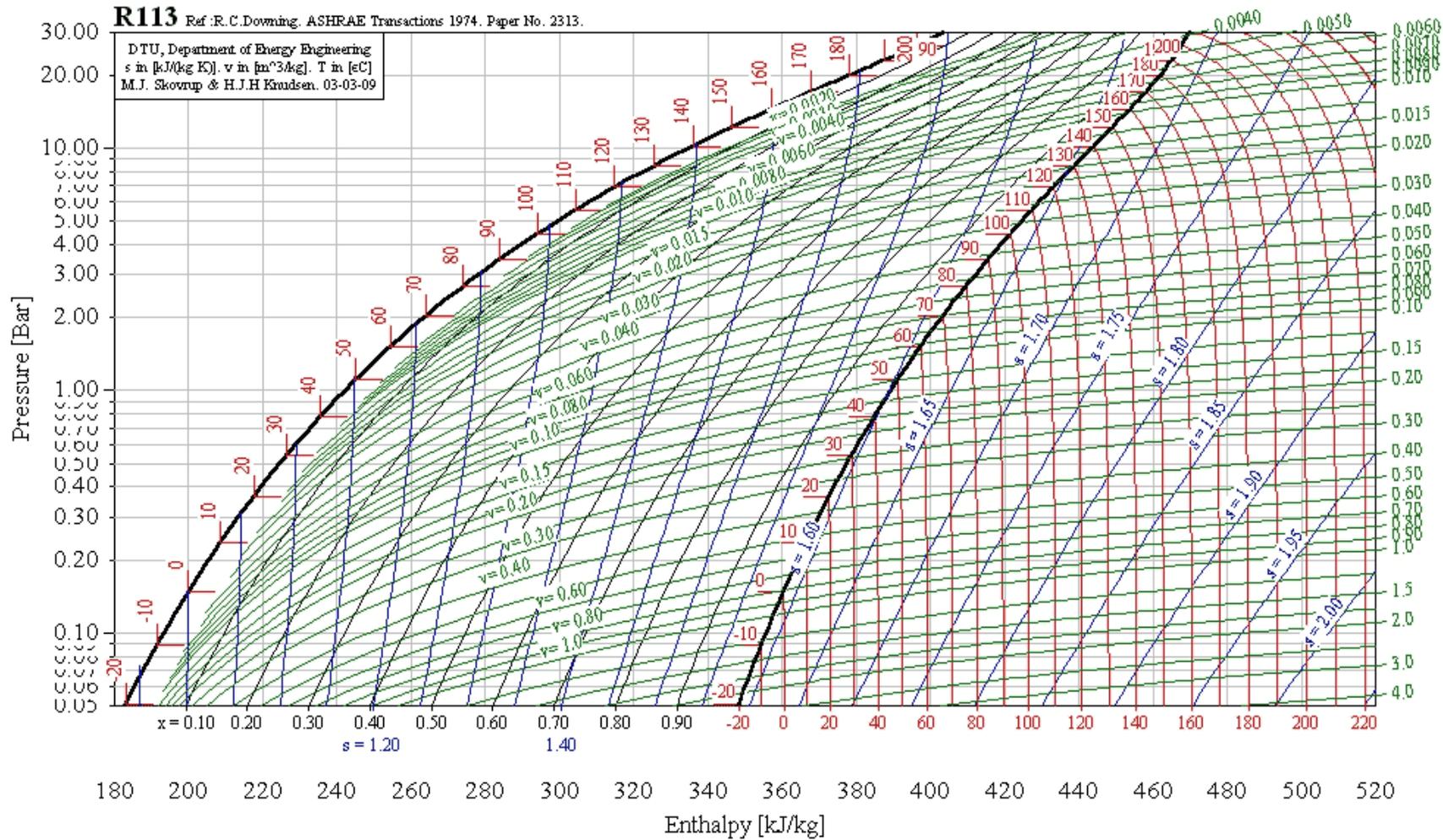
R718, H₂O, Water

T critical = 374.14 °C, p critical = 220.89000 Bar, v critical = 0.00315 m³/kg



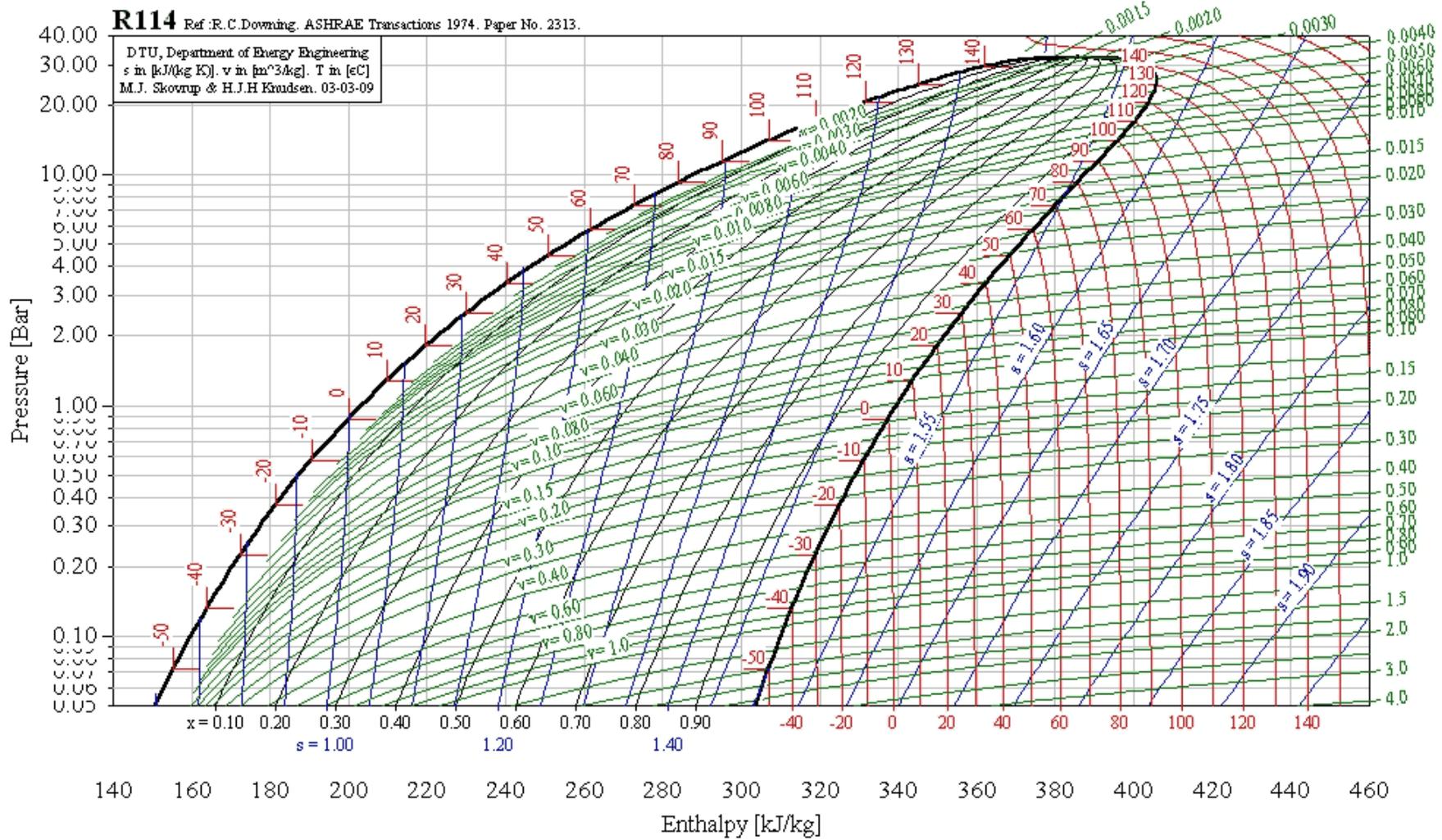
R113, CCl₂FCClF₂, Trichlorotrifluoroethane

T critical = 214.10 °C, p critical = 34.37000 Bar, v critical = 0.00174 m³/kg



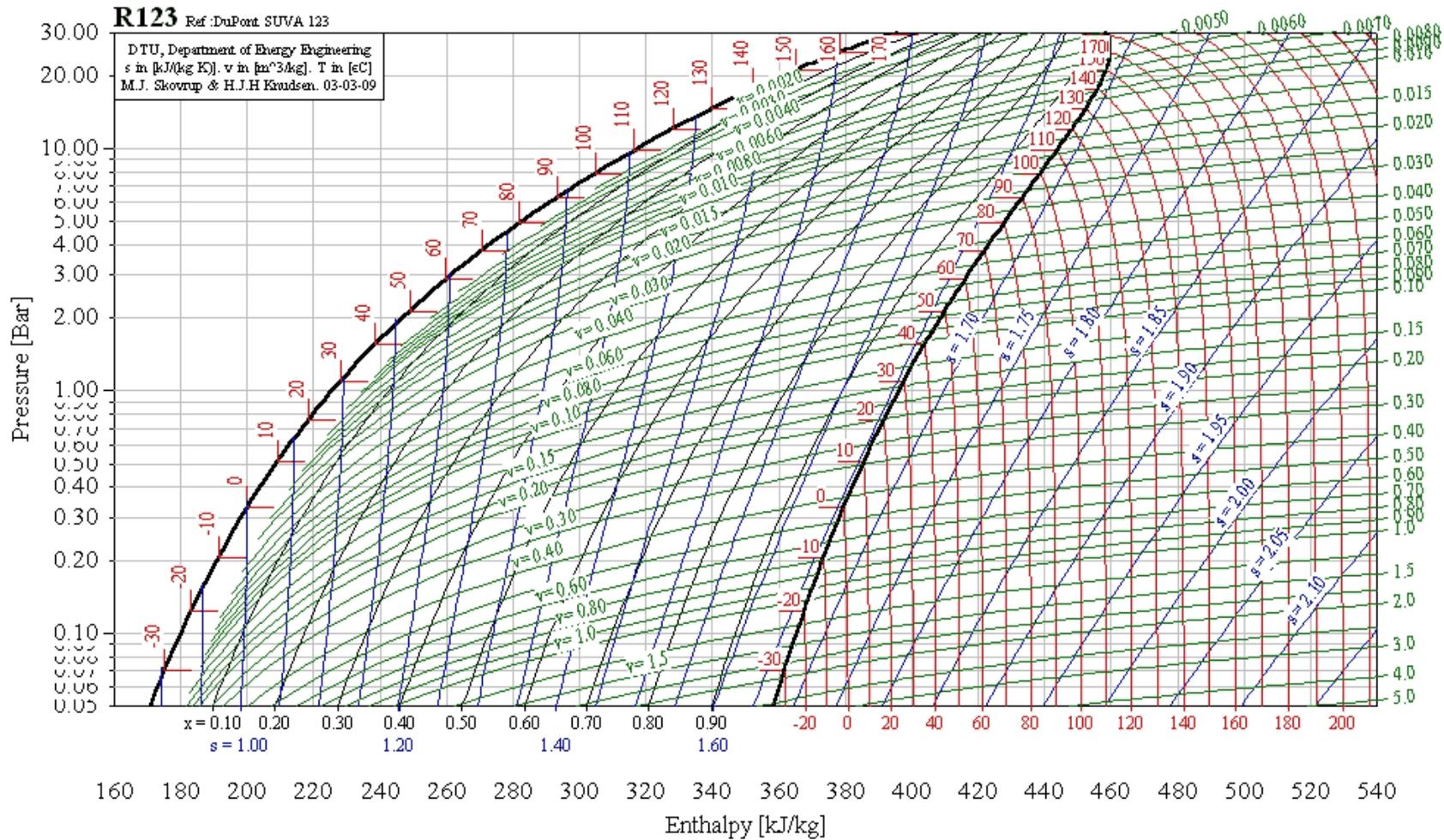
R114, CCIF₂CCIF₂, Dichlorotetrafluoroethane

T critical = 145.70 °C, p critical = 32.59000 Bar, v critical = 0.00172 m³/kg



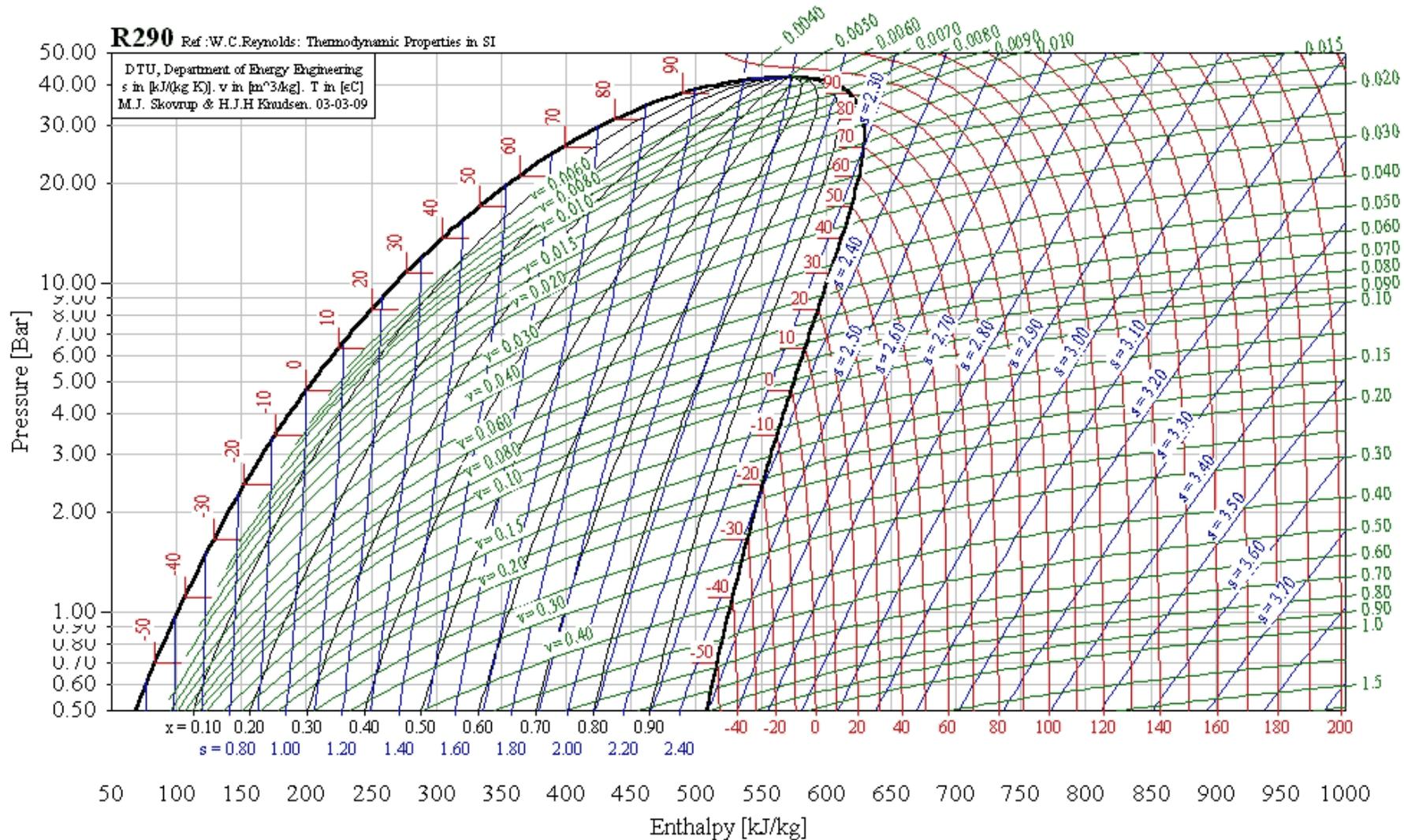
R123, CHCl₂CF₃, Dichlorotrifluoroethane

T critical = 183.68 °C, p critical = 36.68000 Bar, v critical = 0.00182 m³/kg



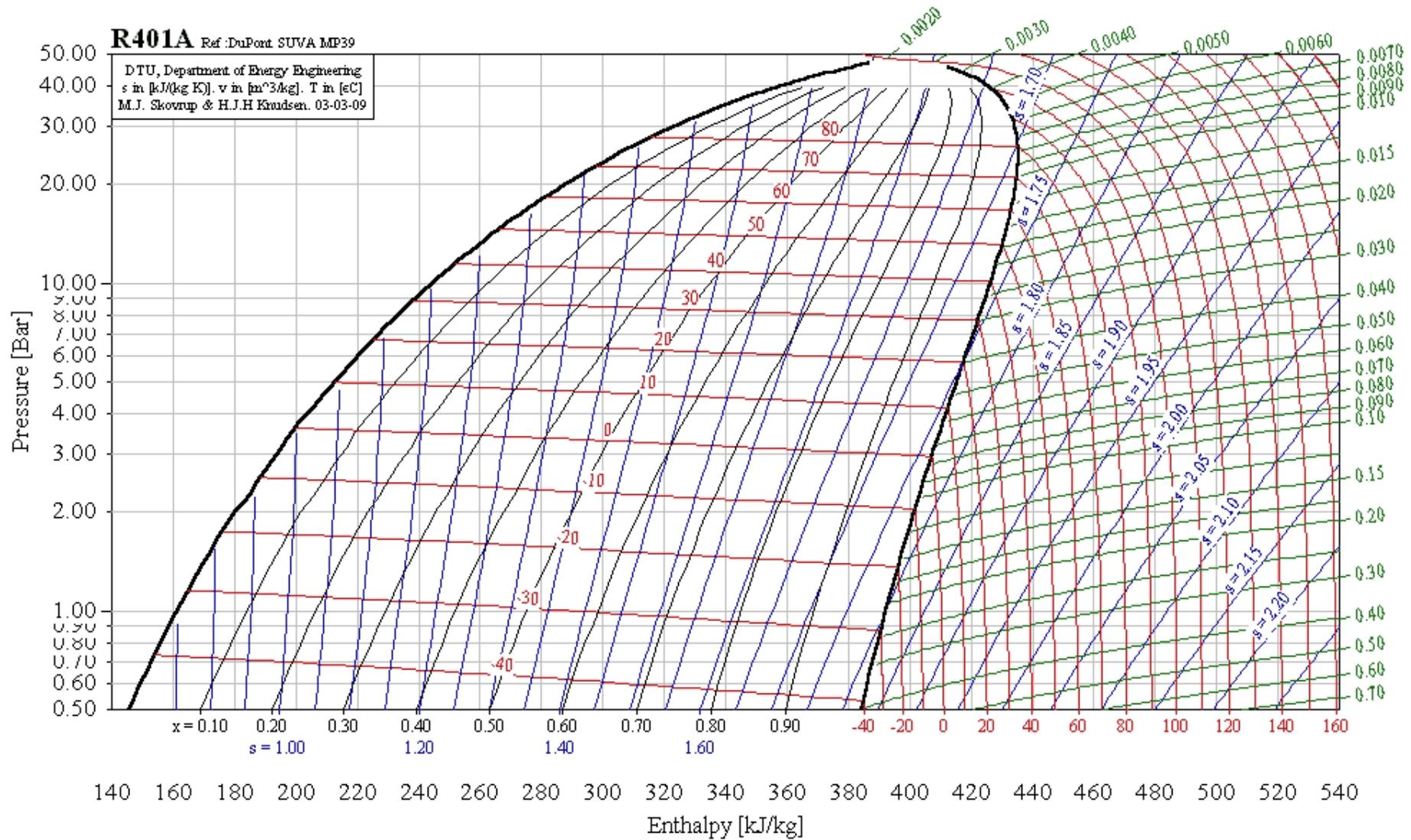
R290, CH₃CH₂CH₃, Propane

T critical = 96.67 °C, p critical = 42.35930 Bar, v critical = 0.00507 m³/kg



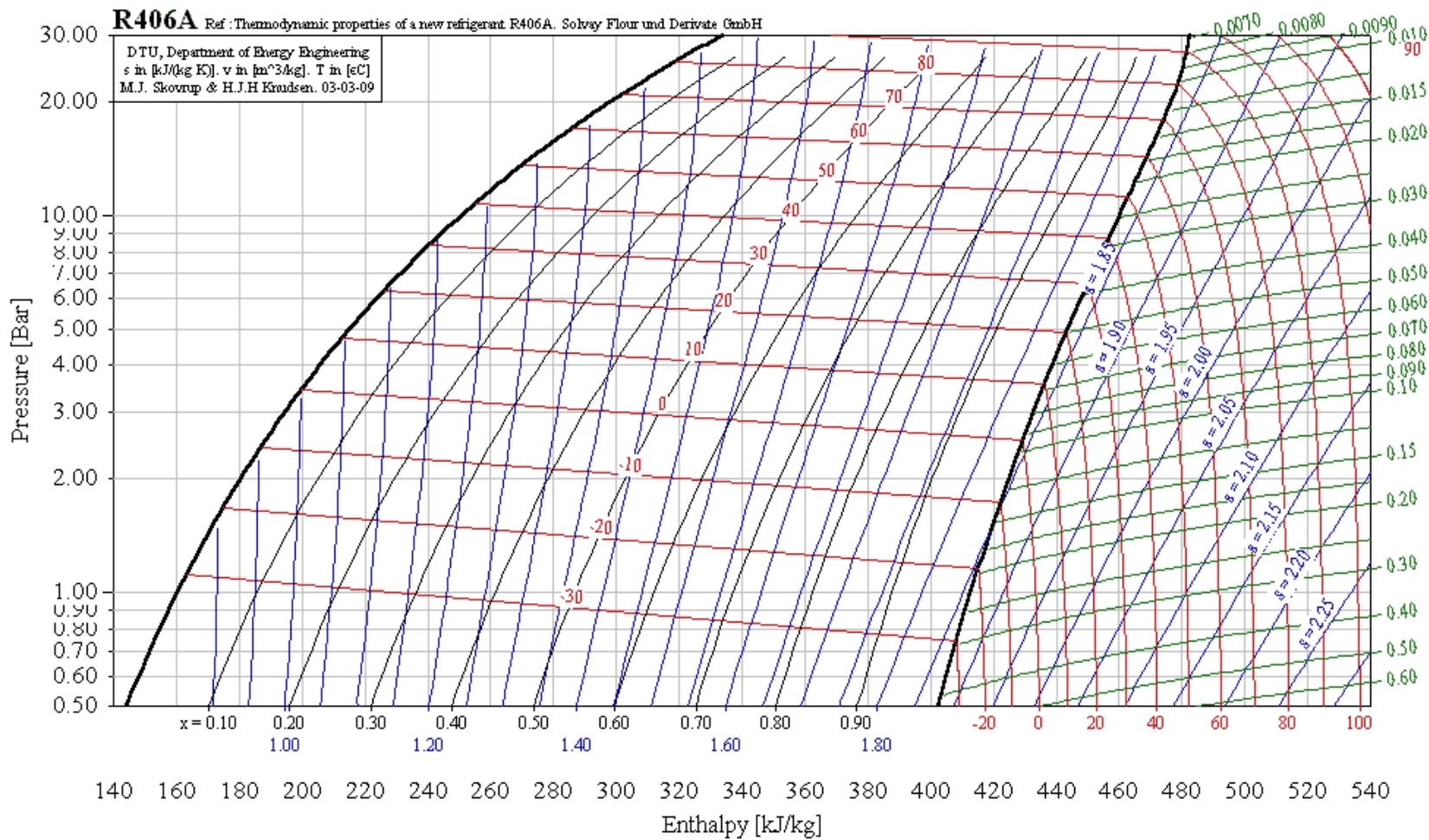
R401A, R22/152a/124 (53/13/34), R401A

T critical = 108.01 °C, p critical = 46.03800 Bar, v critical = 0.00196 m³/kg



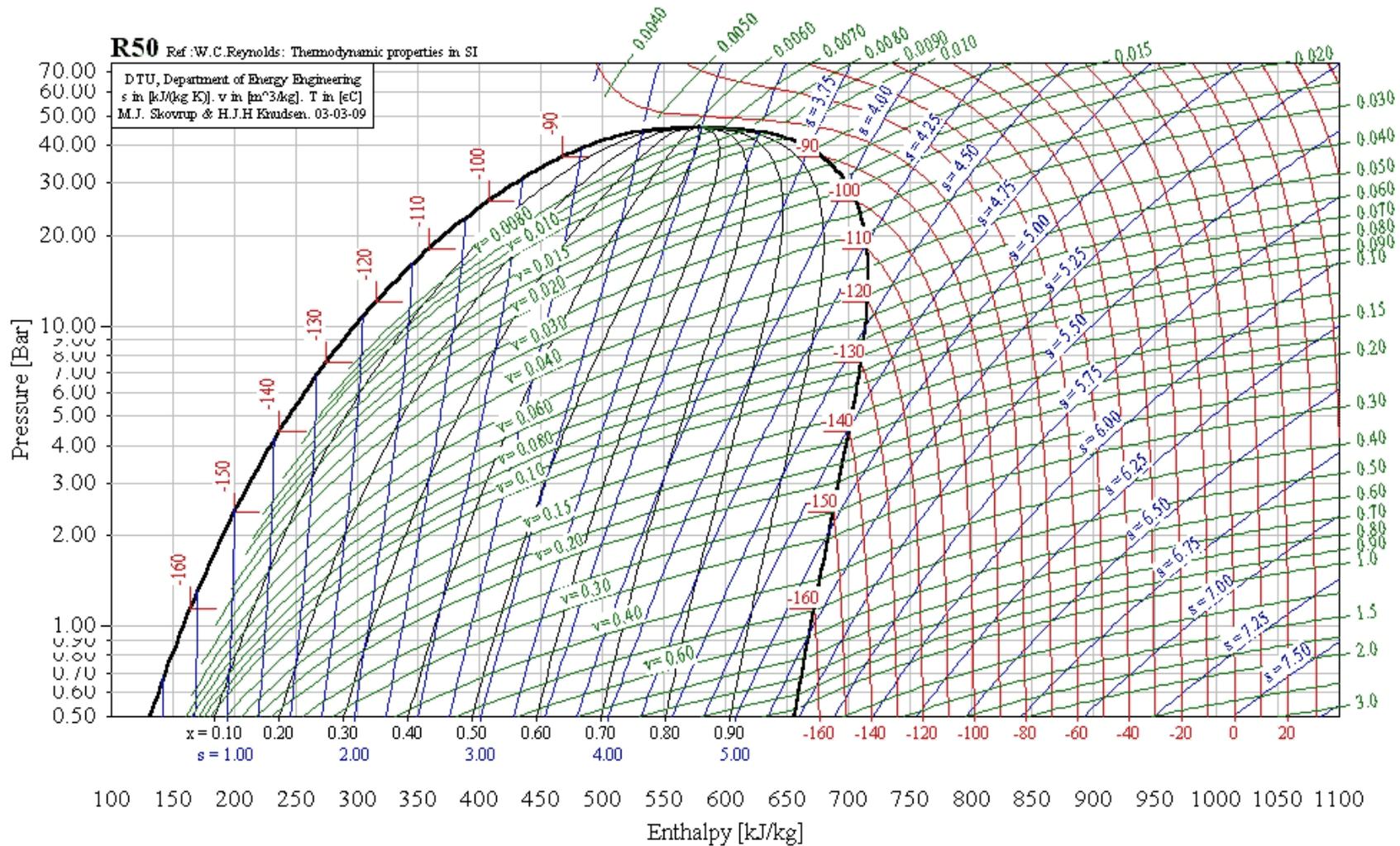
R406A, R22/142b/600a (55/41/4), R406A

T critical = 114.49 °C, p critical = 45.81000 Bar, v critical = 0.00219 m³/kg



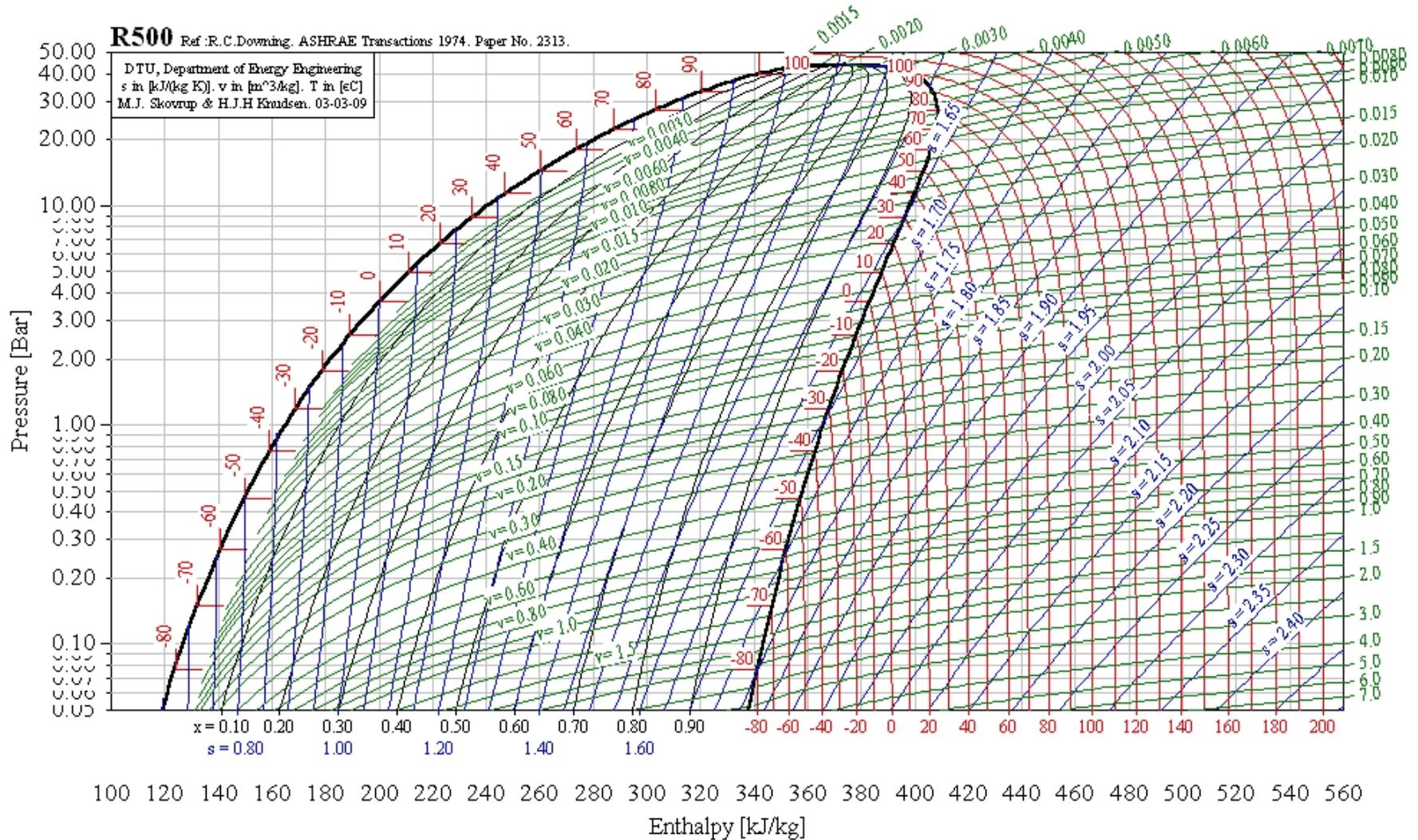
R50, CH₄, Methane

T critical = -82.59 °C, p critical = 45.98800 Bar, v critical = 0.00623 m³/kg

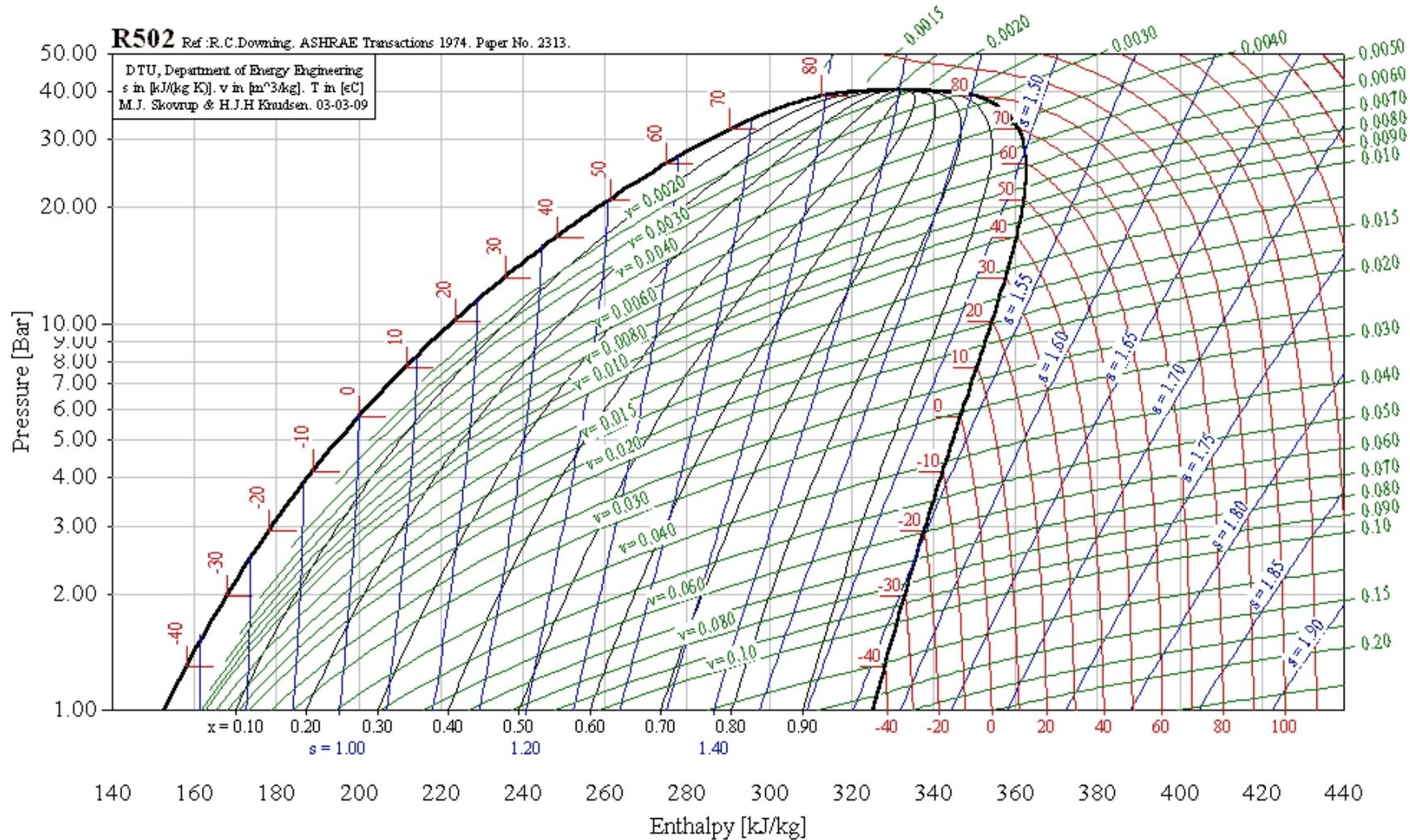


R500, R12/152a (73.8/26.2), R500

T critical = 105.50 °C, p critical = 44.23000 Bar, v critical = 0.00202 m³/kg

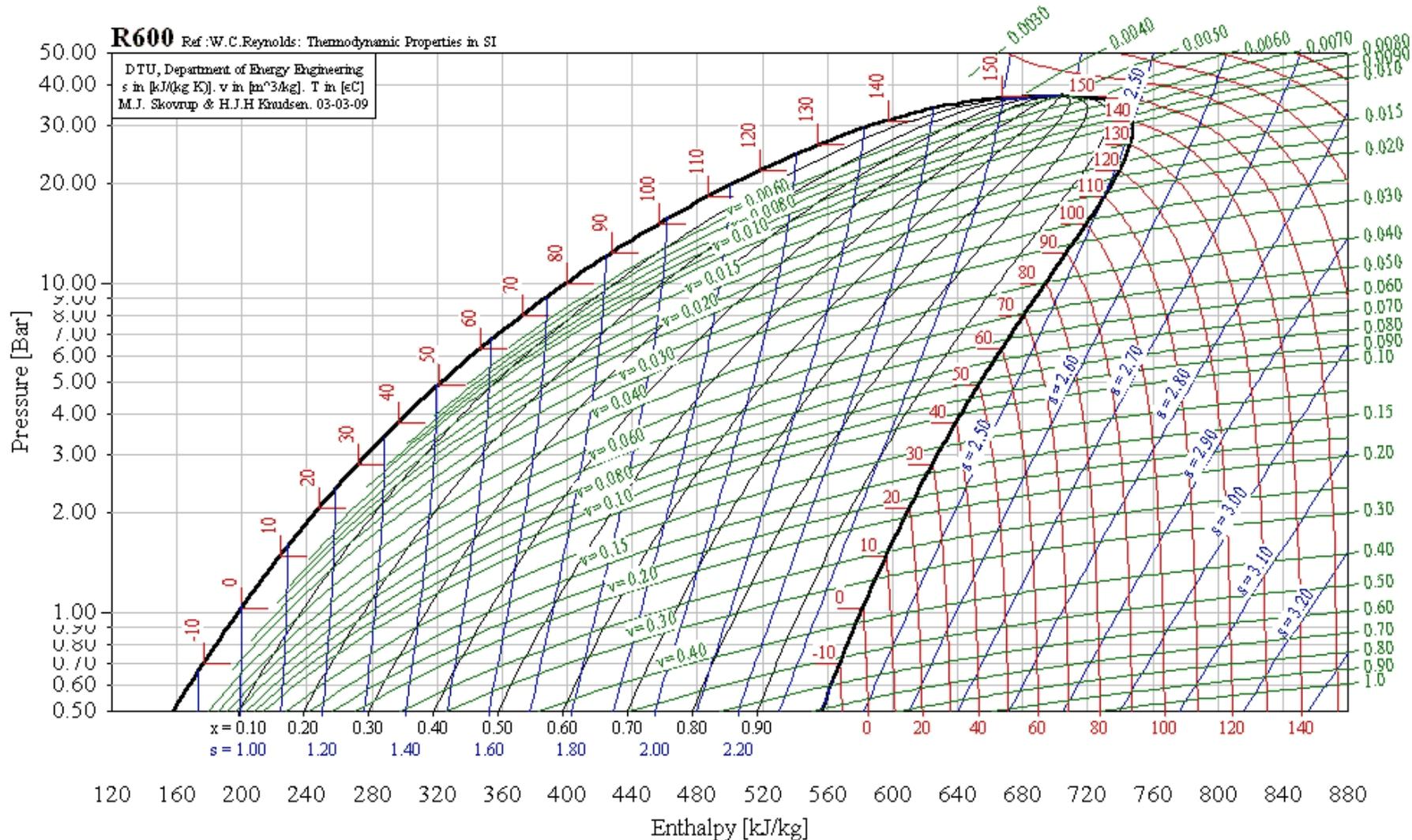


R502, R22/115 (48.8/51.2), R502
 T critical = 82.20 °C, p critical = 40.81800 Bar, v critical = 0.00178 m³/kg



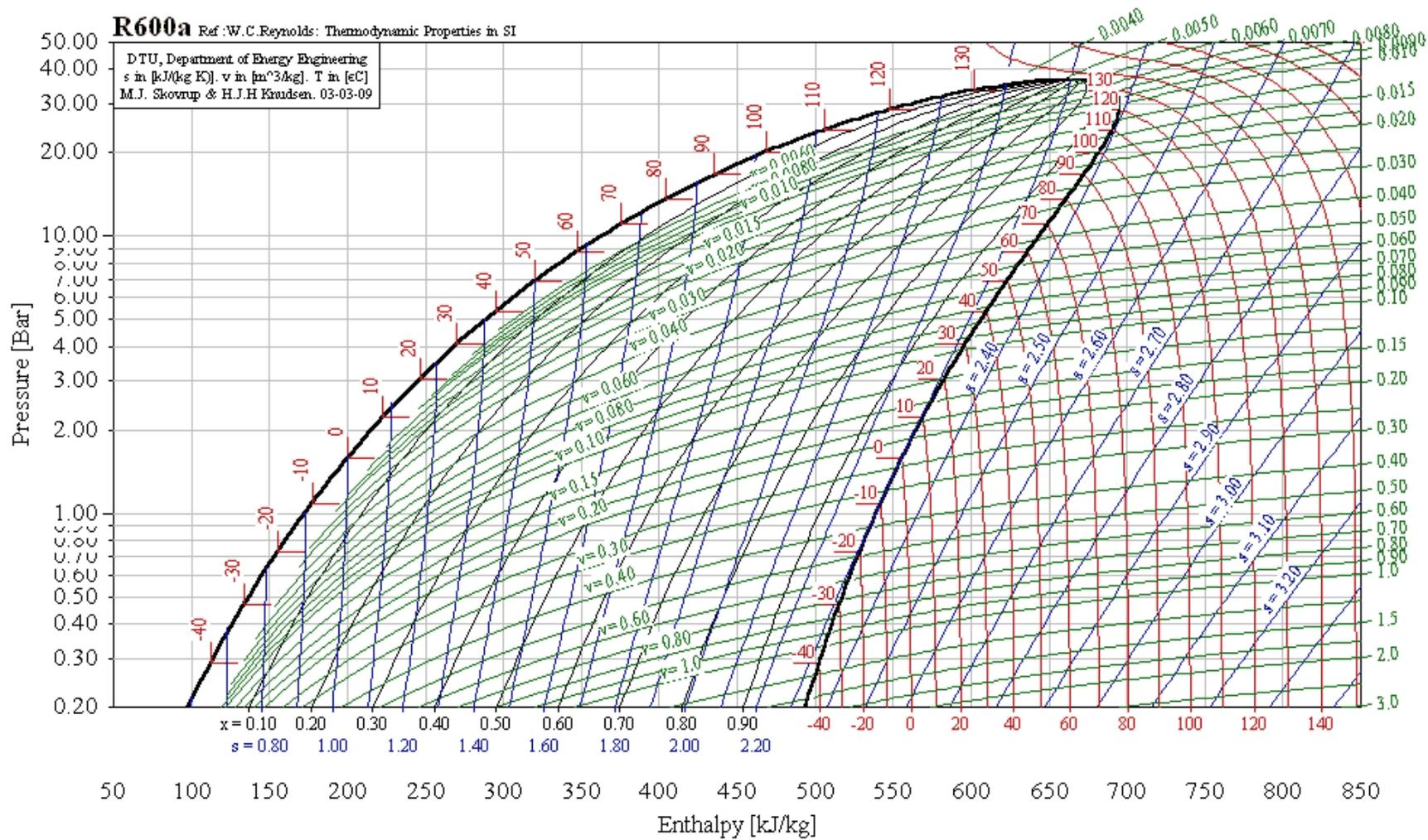
R600, CH₃CH₂CH₂CH₃, Butane

T critical = 150.80 °C, p critical = 37.18096 Bar, v critical = 0.00490 m³/kg



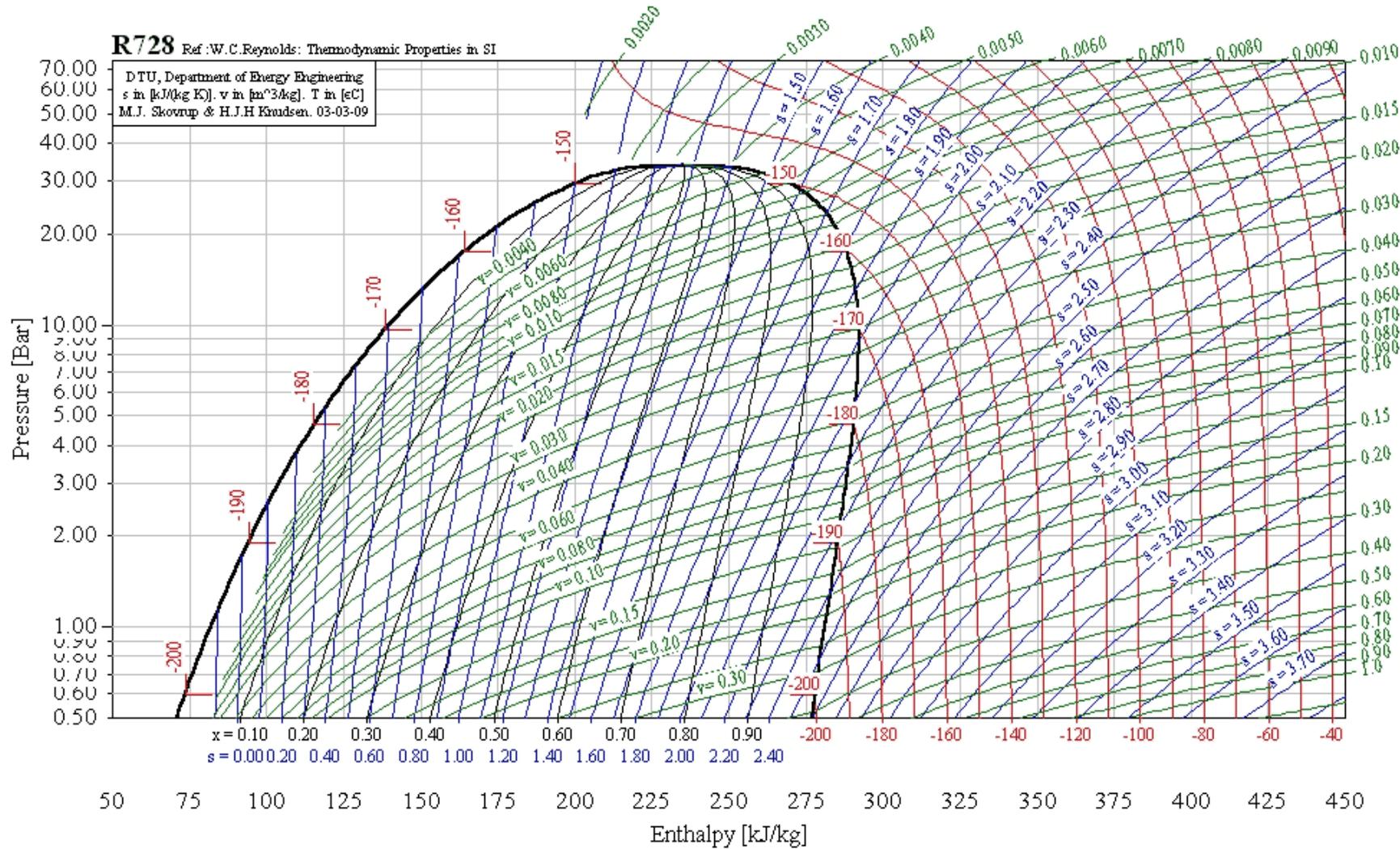
R600a, CH(CH₃)₃, 2-methyl propane (isobutane)

T critical = 135.92 °C, p critical = 36.84547 Bar, v critical = 0.00514 m³/kg



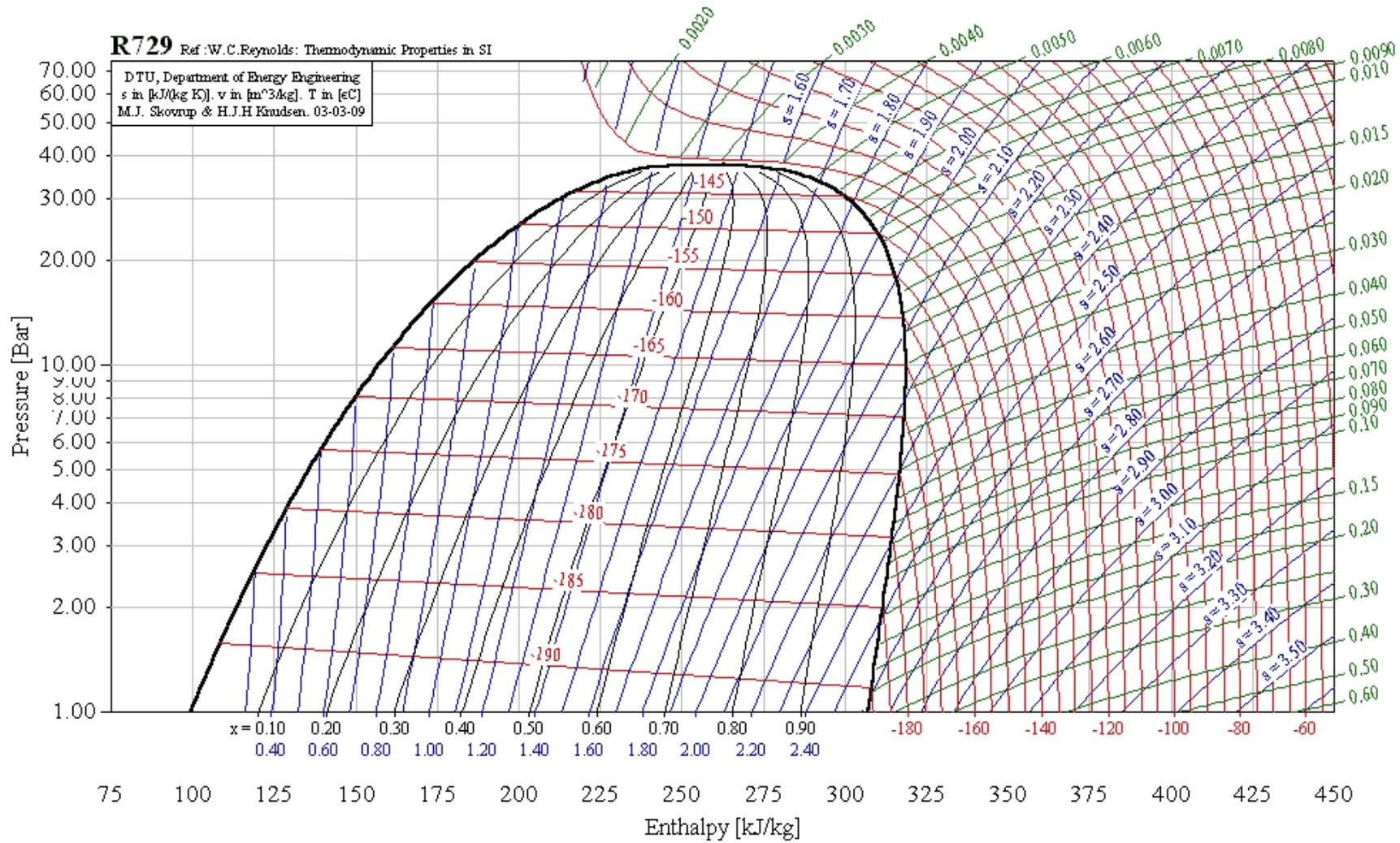
R728, N₂, Nitrogen

T critical = -146.95 °C, p critical = 34.00000 Bar, v critical = 0.00318 m³/kg



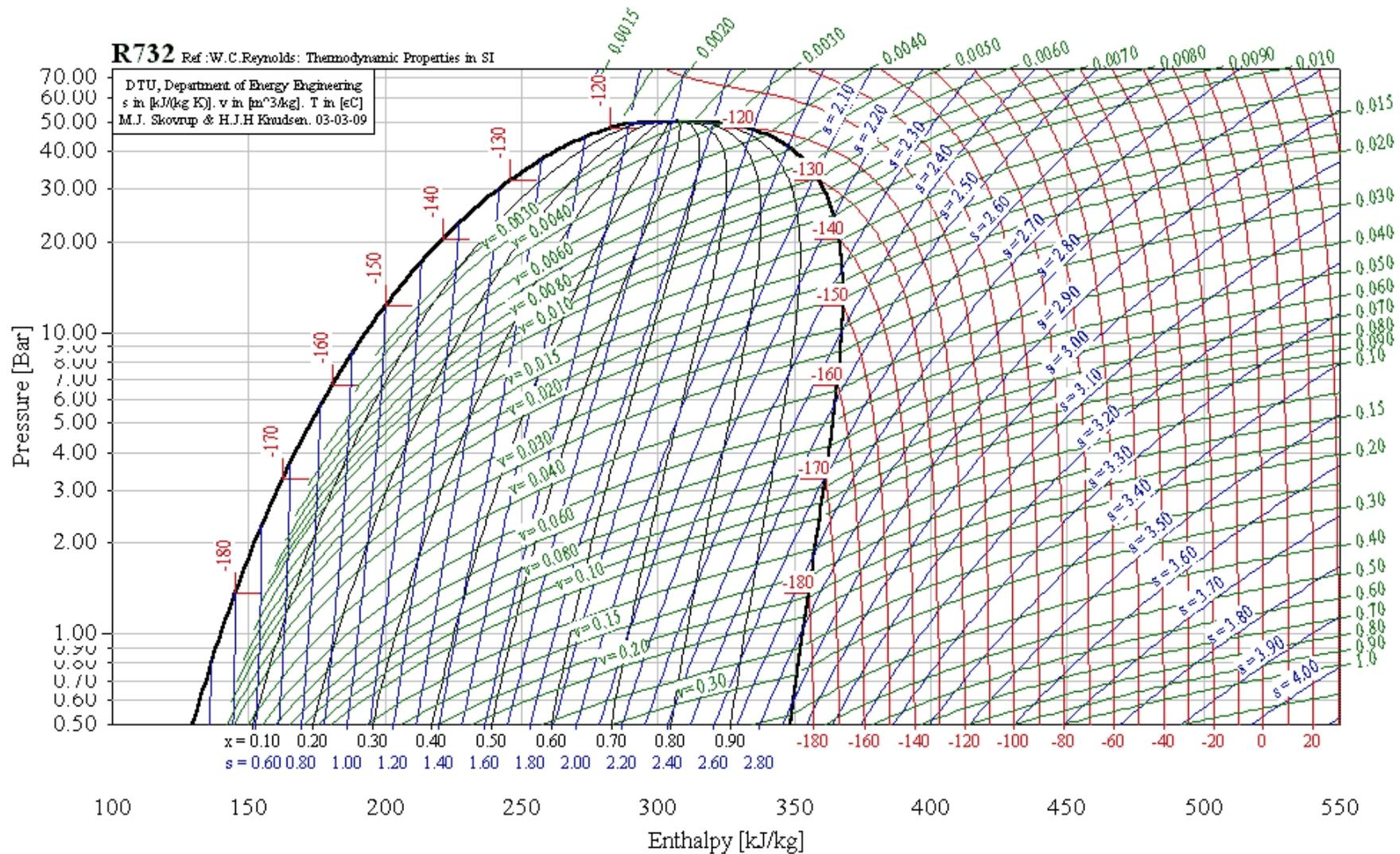
R729, N₂/O₂/A (76/23/1), Air

T critical = -140.65 °C, p critical = 37.74360 Bar, v critical = 0.00291 m³/kg



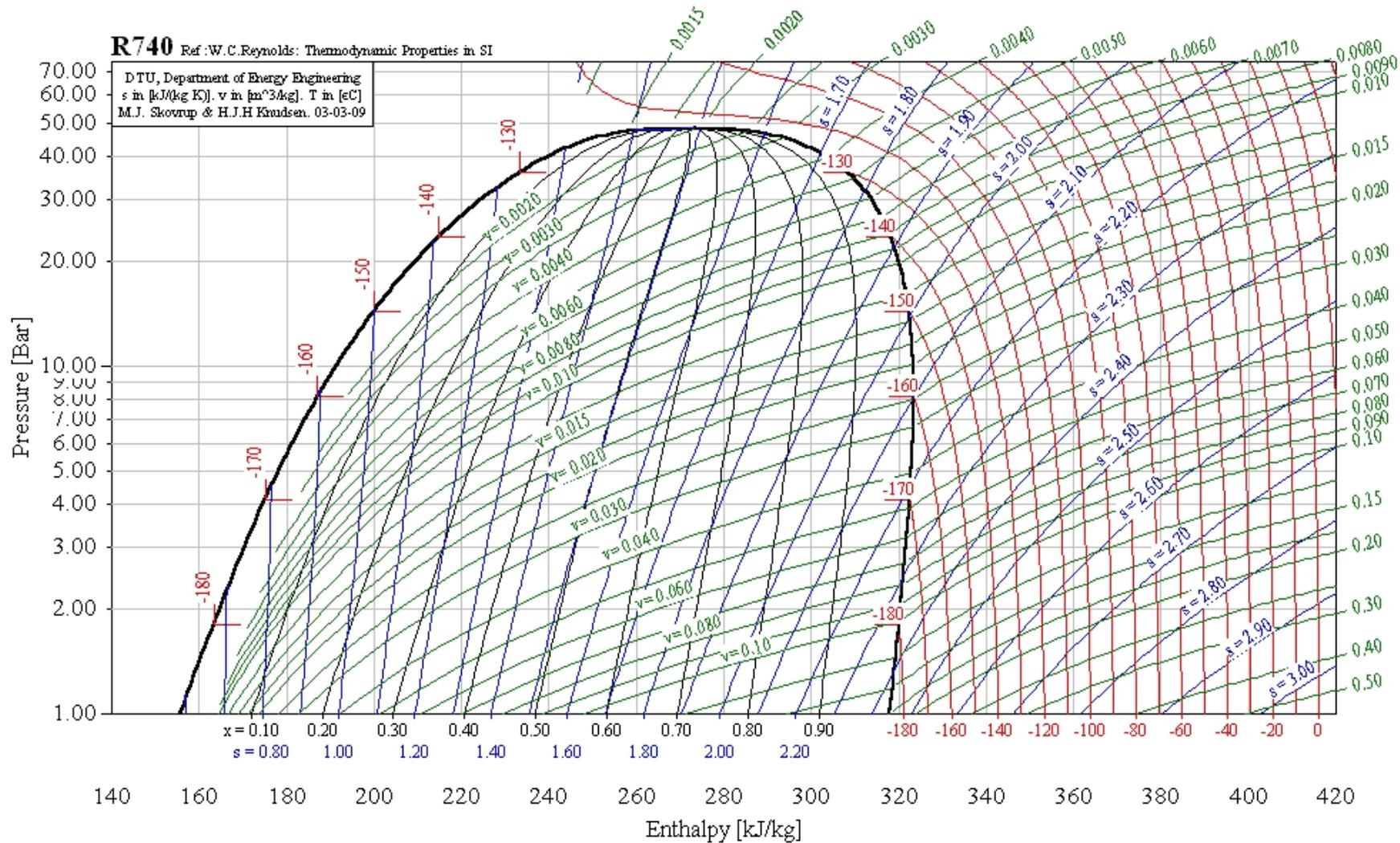
R732, O₂, Oxygen

T critical = -118.57 °C, p critical = 50.42900 Bar, v critical = 0.00229 m³/kg



R740, A, Argon

T critical = -122.45 °C, p critical = 48.64920 Bar, v critical = 0.00195 m³/kg

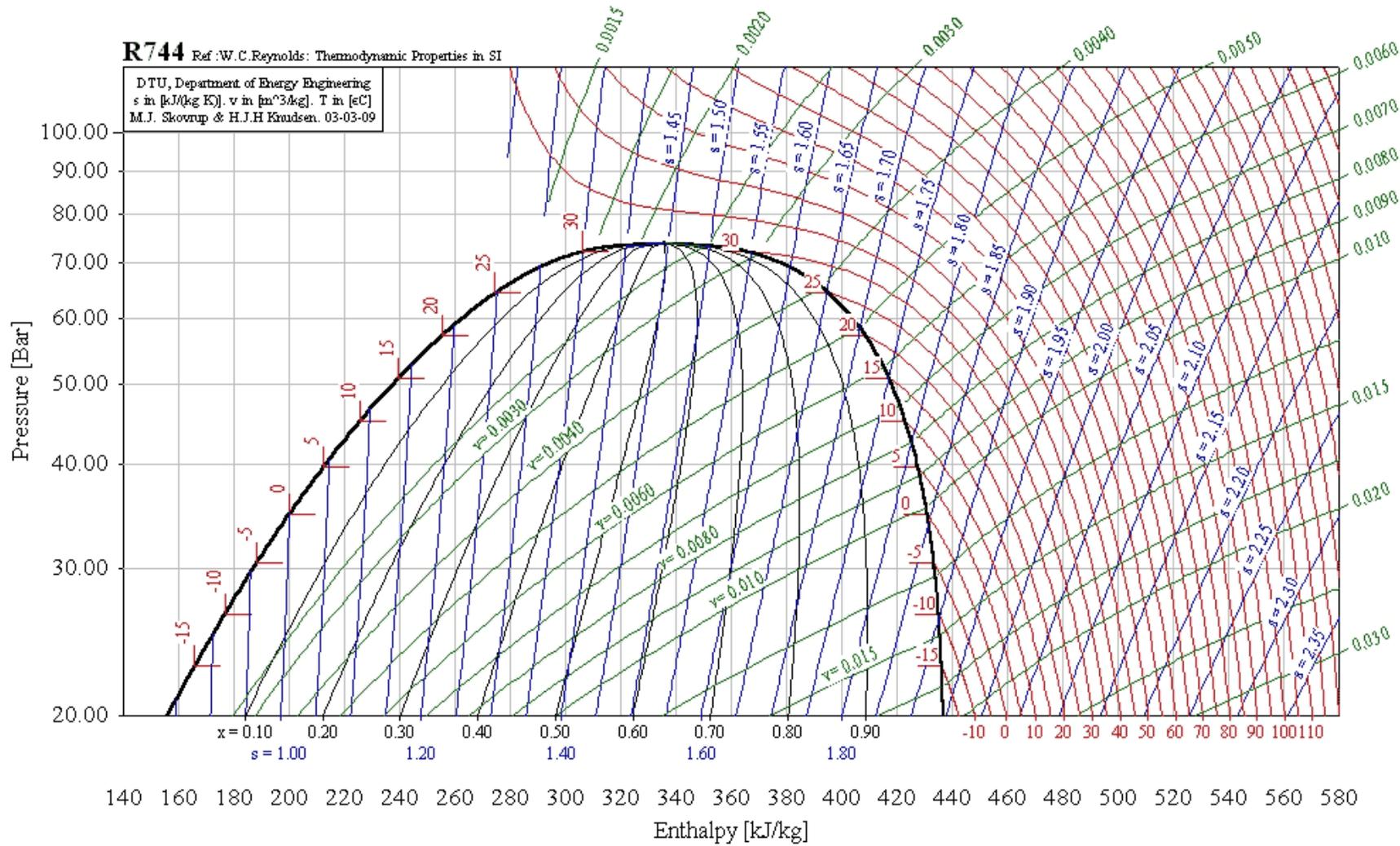


R744, CO₂, Carbon dioxide

T critical = 31.06 °C, p critical = 73.83400 Bar, v critical = 0.00216 m³/kg

R744 Ref: W.C.Reynolds: Thermodynamic Properties in SI

DTU, Department of Energy Engineering
 s in [kJ/kg K], v in [m³/kg], T in [°C]
 M.J. Skovrup & H.J.H. Knudsen, 03-03-09



Расчет коэффициента теплопередачи

Интенсивность теплообмена между стенкой трубы и рабочей средой при течении в гладких прямых трубах (прямотрубные теплообменники) с неизменным по длине круглым сечением зависит от режима течения.

Для полностью стабилизированного ламинарного течения ($Re \leq 2 \cdot 10^3$) при температуре стенки $T_{CT} = const$ критерий Нуссельта $Nu = 3,66$; при тепловом потоке $q_{CT} = const - Nu = 4,36$.

В реальных теплообменниках гидродинамическая стабилизация потока в трубах наступает не сразу, а на некотором расстоянии от входа. При равномерном распределении скорости и температуры во входном сечении трубы расчетное соотношение для средней теплоотдачи на термическом начальном участке стабилизации при $T_{CT} = const$ имеет вид:

$$Nu = 1,55 \left(\frac{1}{Pe} \frac{l}{d} \right)^{-\frac{1}{3}} (\eta_{CT} / \eta_{ж})^{-0,14} \varepsilon.$$

При $q_{CT} = const$

$$Nu = 1,31 \left(\frac{1}{Pe} \frac{l}{d} \right)^{-\frac{1}{3}} \left(1 + 2 \frac{1}{Pe} \frac{l}{d} \right) (\eta_{CT} / \eta_{ж})^{-\frac{1}{6}} \varepsilon,$$

где $Pe = \omega c_p / \lambda$ – критерий Пекле; η_{CT} , $\eta_{ж}$ – соответственно вязкость рабочей среды при температуре стенки и при средней температуре потока; $\varepsilon = 0,6 \chi^{-\frac{1}{7}} (1 + 2,5X)$ при $T_{CT} = const$; $\varepsilon = 0,35 \chi^{-\frac{1}{6}} (1 + 2,85 \chi^{0,42})$ при $q_{CT} = const$; $\chi = \frac{1}{Re} \cdot \frac{l}{d}$ – приведенная длина; $\varepsilon = 1$ для теплообменника типа «труба в трубе».

Если граничные условия строго не определены, то при равномерном профиле скорости и температуры на входе в трубу при $l/d < 0,067 Re Pr^{\frac{5}{6}}$:

$$Nu = 1,4 \left(Re \frac{d}{l} \right)^{0,4} Pr^{1,33} (Pr_{ж} / Pr_{CT})^{0,25},$$

где $Pr = c\mu / \lambda$ – критерий Прандтля; $Pr_{ж}$, Pr_{CT} – соответственно критерии Прандтля хладагента при средней температуре потока и стенки.

Для труб большей длины значение Nu становятся практически постоянными и описываются приближенной зависимостью

$$Nu = 4 (Pr_{ж} / Pr_{CT})^{0,25}.$$

При турбулентном режиме течения в трубах ($Re = 10^4 - 10^6$) происходит выравнивание температуры по сечению центральной части потока. Для определения значений Nu используется зависимость, полученная М. А. Михеевым

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_{CT})^{0,25}. \quad (Б1)$$

При движении газов и капельных жидкостей в кольцевых каналах (при $d_{нар} / d_{вн} = 1,2 - 1,4$; $l / d = 50 - 460$; $Pr = 0,7 - 100$):

$$Nu = 0,017 Re^{0,8} Pr^{0,4} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25} (d_{нар} / d_{вн})^{0,18}, \quad (Б2)$$

где $d_{вн}$, $d_{нар}$ – внутренний и наружный диаметр кольцевого канала. За определяющий размер в формулах (Б1) и (Б2) принимается эквивалентный диаметр.

При продольном омывании пучка труб в межтрубном пространстве (внешнее обтекание) расчет теплоотдачи выполняется по зависимости (Б1).

При этом эквивалентный диаметр $d_{ЭКВ}$:

$$d_{ЭКВ} = \frac{D_{вн}^2 - nd_{нар}^2}{D_{вн} + nd_{нар}}.$$

При поперечном обтекании пучка труб ($d_{ЭКВ} = d_{нар}$):

$Nu = 0,154 Re^{0,6} Pr^{0,33}$ – коридорное расположение труб;

$Nu = 0,195 Re^{0,6} Pr^{0,33}$ – шахматное расположение труб.

При поперечном обтекании пучка труб с оребрением рекомендуют зависимости, приведенные в [2].

При расчете теплопередачи в витых теплообменниках (турбулентный режим)

$$Nu = \left(1 + 1,77 \frac{d_{вн}}{R_{CP}} \right) 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25},$$

где $R_{CP} = (D_{вн} + D_{сл}) / 4$ – средний радиус навивки ($D_{вн}$, $D_{сл}$ – соответственно внутренний диаметр обечайки и средний – слоя намотки труб [2]).

Для расчета теплоотдачи в межтрубном пространстве витых теплообменников пользуются зависимостью вида $Nu = A Re^a$; $Eu = nB Re^{-6}$ – критерий Эйлера,

где A , a , B , n – коэффициенты, зависящие от вида и шага навивки, режима течения [2].

За характерный размер принимается наружный диаметр гладкой трубы (или оребренной трубы).

При расчете теплоотдачи в пластинчато-ребристых теплообменниках коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К), определяется по выражению

$$\alpha = j \rho \omega c_p Pr^{-0,667},$$

где j – фактор теплоотдачи Колберна, определяемый в зависимости от значения Re .

При этом коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К), определяют по следующим формулам:

$$\frac{1}{k_T} = \frac{1}{\alpha_T \eta_{OT}} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ} F_{СТ} / F_T} + \frac{1}{\alpha_X \eta_{OX} F_X / F_T};$$

$$\frac{1}{k_X} = \frac{1}{\alpha_T \eta_{OT} F_T / F_X} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ} F_{СТ} / F_X} + \frac{1}{\alpha_X \eta_{OX}};$$

$$\frac{1}{k_x} = \frac{1}{\alpha_T \eta_{OT} F_T / F_{CT}} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_X \eta_{OX} F_X / F_{CT}},$$

где k_T , k_x , k_{CT} – коэффициенты теплопередачи для стенки, омываемой теплым, холодным потоками и отнесенные к сечению теплопередающей стенки F_{CT} ; F_T / F_{CT} , F_X / F_{CT} – коэффициенты оребрения соответственно с теплой и холодной сторон теплопередающей поверхности; δ_{CT} , λ_{CT} – толщина стенки и коэффициент теплопроводности материала стенки; η_{OT} , η_{OX} – эффективность оребрения с теплой и холодной сторон теплопередающей поверхности (КПД оребренных поверхностей).

Условия теплоотдачи в сетчатых теплообменниках определяются, главным образом, геометрическими характеристиками насадки [2]

$$Nu = 0,107 Re^n (H / d_{ЭКВ})^{-0,43} (d_{ЭКВ} / d_n)^{2,41},$$

где $n = 4,4(d_{ЭКВ} / d_n)^{-1,73}$; $Re = \omega d_{ЭКВ} / \varepsilon \nu$; $\varepsilon = 1 - n^l \frac{\pi d_n^2}{2(l_y + d_n) \cos \alpha} -$

пористость сетчатой насадки; l_y – размер ячейки в свету (соответствует номеру стандартной сетки), м; $n^l = 1 / (2d_n + \delta)$ – число сеток, которое приходится на единицу длины пакета, 1/м; $\alpha = \arctg[d_n / (l_y + d_n)]$ – угол наклона проволоки к плоскости сетки; d_n – диаметр проволоки, м; δ – эффективная толщина прокладки, м; $d_{ЭКВ} = \varepsilon d_n / (1 - \varepsilon)$ – эквивалентный диаметр, м.

При тепловом расчете регенераторов пользуются величинами, отнесенными к единице объема:

Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м³·К)

$$\alpha_V = S_T \alpha;$$

приведенная длина

$$\Lambda = V \alpha_V / G c_p;$$

приведенное время

$$\Pi = \alpha_V V \tau / M_H c_H;$$

критерий Нуссельта

$$Nu_V = \alpha_V d_{ЭКВ}^2 / \lambda,$$

где M_H – удельная масса насадки, кг/м; c_H – теплоемкость насадки, Дж/(кг·К); τ – продолжительность периода переключения, с.

В регенераторах параметры потока (давление, скорость, температура), теплофизические свойства газа и насадки резко изменяются во времени и по длине регенератора в течение одного периода τ .

Средний за период τ коэффициент теплоотдачи α_V для насадок из гофрированной ленты определяется из выражения

$$Nu = 2,36 Re^{0,76} \left(\frac{\nu}{d_{ЭКВ}} \right)^{-m} \left(\frac{\delta}{\delta_o} \right)^{-0,392} \left(1 + \frac{d_{ЭКВ} \cos \beta}{t} \right) \frac{t}{t_o}, \quad (B3)$$

где ϵ – высота диска из гофрированной ленты, β – угол рифления, t – шаг рифления, $t_0=3,14$ мм – эталонный шаг рифления; δ – толщина ленты; $\delta_0=0,4$ мм – эталонная толщина ленты; t_0 эквивалентный диаметр; $\epsilon = 1 - S_T \delta / 2$ – пористость; $S_T = 0,83 \frac{4(h - \epsilon)}{ht \sin \varphi}$ – компактность; h – высота гофра; φ – угол, определяемый формулой $tg \varphi = 2(h - \delta) / t$; $m = 0,759 + 7,05 / \epsilon$.

Для регенераторов с насыпной насадкой

$$Nu_V = 0,3 Re^{0,8} \epsilon^{0,75}. \quad (Б4)$$

В формулах (Б3 и Б4) критерий Re вычисляется по скорости фильтрации (ω_ϕ)

$$\omega_\phi = \omega / \epsilon.$$

Для сетчатых насадок при отношении высоты насадки H к эквивалентному диаметру $d_{эKB} \leq 200$

$$Nu_V = 1,21 Re^{0,47} (H / d_{эKB})^{-0,8 / Re^{0,25}}. \quad (Б5)$$

При $H / d_{эKB} > 200$

$$Nu_V = 0,05 Re^{0,85}. \quad (Б6)$$

Формулы (Б5 и Б6) справедливы при $10 \leq Re \leq 500$.

Коэффициент теплопередачи k_V для регенераторов рассчитывается по формуле

$$k_V = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_{Vmn}} + \frac{1}{\alpha_{Voo6}} \right),$$

где α_{Vmn} , α_{Voo6} – коэффициенты теплоотдачи прямого и обратного потока.

В общем случае коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К) для рекуперативных теплообменников рассчитывается по следующим формулам: плоская теплопередающая (однослойная) стенка

$$k = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_T} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_X} \right);$$

многослойная стенка

$$k = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_T} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_X} + R_{3AG} \right);$$

цилиндрическая теплопередающая стенка

$$k = 1 / \left\{ d_{CP} \left[\frac{1}{\alpha_{вн} d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda_{CT} \ln(d_{нар} / d_{вн})} + \frac{1}{\alpha_{нар} d_{нар}} \right] + R_{3AG} \right\},$$

где R_{3AG} – термическое сопротивление, учитывающее загрязнения с обеих сторон теплопередающей поверхности, (м²·К)/Вт; $\alpha_{вн}$, $\alpha_{нар}$ – коэффициенты теплоотдачи с внутренней и наружной сторон трубы, Вт/(м²·К); $d_{вн}$, $d_{нар}$ – внутренний и наружный диаметр цилиндрической стенки, м.

При вычислении d_{cp} (среднего диаметра) необходимо учитывать следующее:

при $\alpha_{вн} \geq \alpha_{нар}$ $d_{cp} = d_{нар}$;

при $\alpha_{вн} \sim \alpha_{нар}$ $d_{cp} = 0,5(d_{вн} + d_{нар})$;

при $\alpha_{вн} \ll \alpha_{нар}$ $d_{cp} = d_{вн}$.

Рис. Б1. Диаграмма $T-S$ для воздуха

Таблица Б1

Плотность ρ (кг/м³) газообразного воздуха

T, К	Давление P, МПа								
	0,1	0,2	0,4	0,6	1,0	2,0	4,0	10,0	20,0
85	4,237	-	-	-	-	-	856,8	869,9	889,8
90	3,984	8,217	-	-	-	-	833,1	848,6	870,7
100	3,556	7,273	15,27	-	-	-	782,04	803,3	831,7
120	2,938	5,949	12,21	18,85	33,52	86,26	652,5	702,7	752,1
140	2,506	5,053	10,27	15,66	27,03	59,99	169,9	573,4	668,0
160	2,188	4,396	8,889	13,47	22,94	48,64	111,6	396,7	573,7
180	1,942	3,897	7,849	11,85	20,04	41,56	86,76	273,2	484,7
200	1,746	3,500	7,032	10,60	17,83	36,52	76,57	213,9	407,5
220	1,586	3,177	6,373	9,597	16,09	32,70	67,43	179,8	348,4
240	1,453	2,909	5,831	8,768	14,68	29,66	60,50	157,0	304,6
260	1,341	2,684	5,376	8,076	13,50	27,18	55,04	140,3	271,4
280	1,245	2,491	4,985	7,485	12,50	25,11	50,58	127,4	245,6
300	1,161	2,323	4,646	6,978	11,64	23,34	46,84	116,9	224,9

Таблица Б2

Теплоемкость газообразного воздуха c_p [кДж/(кг·К)] при различных давлениях P и температурах T

T, К	Давление P, МПа															
	0,1	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	10,0	12,5	15,0	17,5	20,0	25,0	30,0
90	1,044	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
100	1,032	1,212	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
110	1,025	1,145	1,422	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
120	1,020	1,107	1,270	2,237	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
130	1,016	1,082	1,193	1,604	3,197	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
140	1,014	1,055	1,146	1,390	1,875	3,193	3,694	4,808	2,992	2,506	2,219	2,052	1,938	1,853	-	-
150	1,012	1,053	1,115	1,281	1,538	1,966	2,721	3,837	3,622	2,832	2,403	2,183	2,047	1,951	1,853	1,737
160	1,10	1,045	1,093	1,215	1,381	1,610	1,927	1,338	3,029	2,874	2,485	2,243	2,091	1,988	1,854	1,770
180	1,008	1,033	1,065	1,141	1,230	1,335	1,457	1,594	1,887	2114	2,1	2,130	2,037	1,953	1,851	1,751
200	1,007	1,025	1,049	1,101	1,158	1,221	1,288	1,361	1,520	1,650	1,715	1,832	1,837	1,814	1,748	1,689
220	1,006	1,020	1,038	1,076	1,117	1,159	1,204	1,249	1,342	1,431	1,524	1,591	1,628	1,643	1,635	1,607
240	1,006	1,017	1,031	1,061	1,091	1,122	1,154	1,186	1,250	1,311	1,380	1,435	1,475	1,501	1,522	1,518
260	1,006	1,015	1,026	1,050	1,073	1,097	1,122	1,146	1,194	1,239	1,290	1,335	1,370	1,396	1,427	1,438
280	1,006	1,013	1,023	1,042	1,061	1,081	1,100	1,119	1,156	1,191	1,232	1,267	1,297	1,321	1,353	1,370
300	1,007	1,013	1,021	1,037	1,053	1,068	1,084	1,100	1,130	1,158	1,191	1,220	1,245	1,266	1,297	1,316
320	1,007	1,013	1,020	1,033	1,046	1,060	1,073	1,086	1,111	1,135	1,162	1,186	1,208	1,226	1,254	1,273
350	1,009	1,014	1,019	1,030	1,041	1,051	1,061	1,072	1,091	1,110	1,132	1,151	1,168	1,184	1,208	1,226
400	1,014	1,017	1,021	1,029	1,037	1,044	1,052	1,059	1,073	1,087	1,102	1,117	1,130	1,141	1,161	1,176

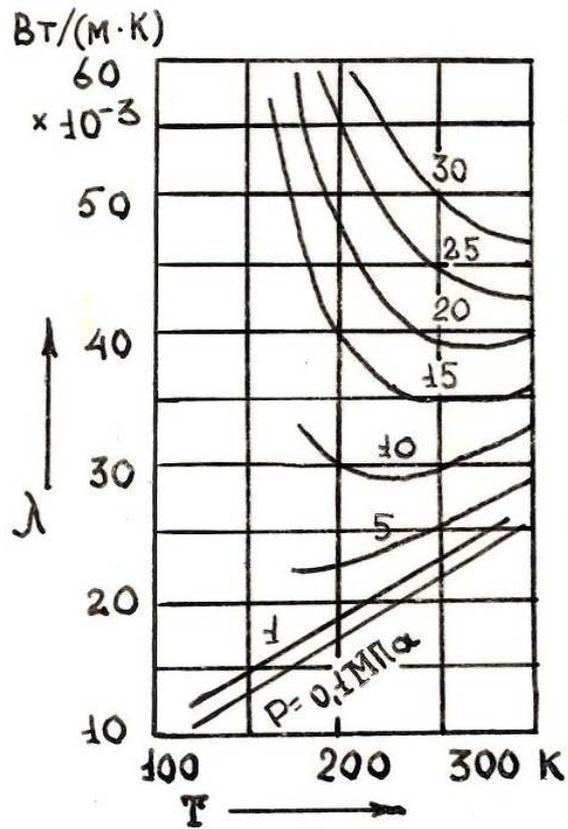


Рис. Б2. Зависимость теплопроводности газообразного воздуха λ от температуры T и давления P

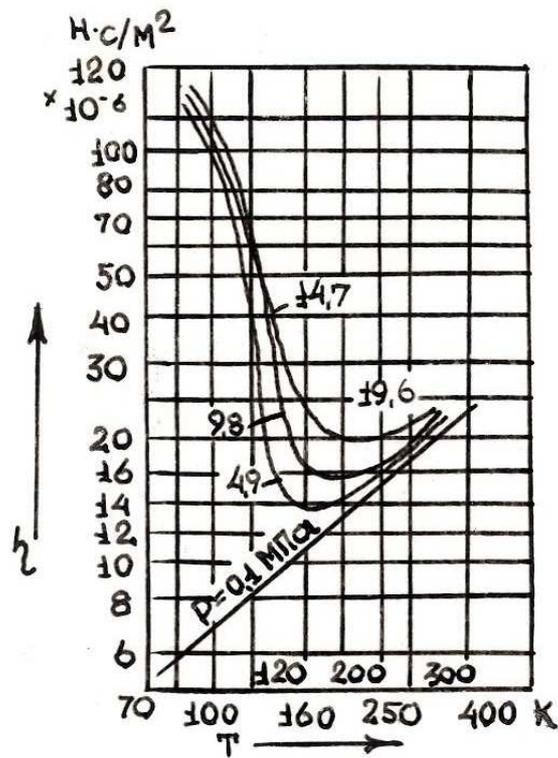


Рис. Б3. Зависимость вязкости η газообразного воздуха от давления P и температуры T

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

К информационному обеспечению можно отнести следующие ресурсы:

1. Система автоматизации библиотек «IRBIS». Данная система, предназначенная для обеспечения возможности поиска информации о книжном фонде библиотеки ВУЗа. Система позволяет искать информацию о библиотечном издании по следующим критериям: ключевые слова, автор, заглавие, год издания и др.;

2. Всемирная сеть InterNet. Данная сеть позволяет иметь доступ к информационным ресурсам всего мира и университета в частности. Адрес сайта Амурского государственного университета www.amusru.ru. В частности на данном сайте можно своевременно узнать о событиях в ВУЗе, получить доступ к информационным ресурсам университета, в том числе к информации об аттестации, лицензировании.

3. Локальная библиотека кафедры Энергетики «Студент». Данный ресурс представляет собой электронные варианты книжного фонда, необходимого для учебного процесса.