

# Электронный учебно-методический комплекс



## Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования



Минск  
2016

## СОДЕРЖАНИЕ

Глава I. УЧЕБНАЯ ПРОГРАММА ДИСЦИПЛИНЫ.....	6
ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА.....	8
ГЛАВА II. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	2
ВВЕДЕНИЕ.....	2
Тема 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ.....	3
1.1 Рекомендации по выбору схемы взаимного тока и скоростей теплоносителей.....	5
1.2 Проектирование рекуперативных теплообменных аппаратов.....	7
1.2.1 Общая схема теплотехнического расчета рекуперативных теплообменных аппаратов.....	7
1.2.2 Конструирование рекуперативных теплообменных аппаратов.....	15
1.2.3 Способы крепления и методы разбивки труб в трубной решетке.....	17
1.2.4 Варианты установки перегородок в крышках теплообменных аппаратов.....	20
1.2.5 Конструкции крышек теплообменных аппаратов.....	20
1.2.6 Определение диаметров штуцеров.....	21
1.2.7 Принятие окончательного решения при конструировании теплообменного аппарата.....	22
1.3 Гидравлический расчет теплообменного аппарата.....	23
1.4 Выбор оптимального нормализованного теплообменного аппарата.....	25
1.5 Влияние конструктивных параметров теплообменного аппарата на величину приведенных затрат.....	27
Тема 2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ И УСТАНОВОК..	29
2.1 Выбор схемы выпарной установки.....	29
2.1.1 Выбор схемы подогрева раствора.....	29
2.1.2 Схемы питания аппаратов раствором.....	32
2.1.3 Оптимальное число ступеней выпарной установки.....	34
2.1.4 Использование вторичной теплоты выпарной установки.....	37
2.2 Выбор конструкции выпарного аппарата.....	39
2.3 Элементы выпарных аппаратов.....	41
2.4 Арматура и гарнитура выпарных аппаратов.....	45
Тема 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВОК.....	47
3.1 Материальный баланс процесса ректификации.....	48
3.2 Тепловой баланс ректификационной колонны.....	49
3.3 Расчет ректификационных колонн.....	51
3.3.1 Определение числа тарелок в ректификационной колонне.....	52
3.3.2 Анализ режимов работы ректификационной колонны.....	56
3.3.3 Определение основных геометрических размеров ректификационной колонны.....	57
3.3.4 Особенности конструктивного исполнения и расчета элементов ректификационных колонн.....	61
3.4 Выбор оптимального варианта ректификационной установки.....	64
Тема 4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК.....	66
4.1 Рекомендации по выбору рационального способа сушки и сушильных установок.....	66
4.2 Основные этапы проектирования конвективной сушильной установки.....	67
4.3 Проектирование сушилки с кипящим слоем.....	69
4.3.1 Параметры кипящего слоя.....	71

Тема 5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК.....	76
5.1 Компрессионные холодильные установки .....	76
5.2 Методы повышения эффективности компрессионной холодильной установки .....	78
5.3 Характеристики отдельных элементов компрессионной холодильной установки.....	79
5.3.1 Холодильные агенты .....	79
5.3.2 Хладоносители .....	80
5.3.3 Компрессоры холодильных машин.....	80
5.3.4 Испарители холодильных машин.....	84
5.3.5 Определение коэффициента теплопередачи горизонтального кожухотрубного испарителя.....	86
5.3.6 Конденсаторы холодильных машин .....	89
5.3.7 Определение коэффициента теплопередачи горизонтального кожухотрубного конденсатора.....	91
5.4 Абсорбционные холодильные установки.....	94
5.5 Экономическое сравнение компрессионных и абсорбционных холодильных установок .....	101
5.6 Пароэжекторные холодильные установки .....	104
Тема 6. КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ .....	105
6.1 Стали.....	105
6.2 Чугун .....	107
6.3 Цветные металлы .....	107
6.4 Неметаллические материалы .....	108
6.5 Теплоизоляционные материалы .....	108
6.6 Расчет тепловой изоляции .....	111
Тема 7. МЕХАНИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ТЕПЛОМАССОБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	113
7.1 Понятия и определения, используемые в механических расчетах теплообменного оборудования.....	113
7.2 Расчет на прочность элементов кожухотрубного теплообменного аппарата .....	117
7.2.1 Расчет толщины обечаек .....	118
7.2.2 Расчет толщины днищ и крышек .....	118
7.2.3 Определение возможности применения жесткой конструкции кожуха теплообменника .....	120
7.3 Расчет на прочность барабанов .....	121
7.3.1 Определение толщины стенки барабана.....	121
7.4 Расчет барабанов на прогиб .....	123
Тема 8. ИЗГОТОВЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ И ИСПЫТАНИЕ НА ПРОЧНОСТЬ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ АППАРАТОВ.....	124
8.1 Изготовление деталей теплообменного оборудования .....	124
8.2 Сборка и сварка деталей аппаратов .....	127
8.3 Испытание аппаратов .....	128
Тема 9. ЗДАНИЯ И СООРУЖЕНИЯ ДЛЯ ТЕПЛОБМЕННЫХ УСТАНОВОК .....	130

Тема 10. МОНТАЖ ОБОРУДОВАНИЯ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ УСТАНОВОК .....	132
Тема 11. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ УСТАНОВОК... 135	
11.1 Особенности эксплуатации отдельных тепломассообменных установок .....	135
Тема 12. ОРГАНИЗАЦИЯ КОНТРОЛЯ ПАРАМЕТРОВ, УЧЕТА РАСХОДОВ И АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССАМИ .....	138
Тема 13. РЕМОНТ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ УСТАНОВОК .....	145
13.1 Система планово-предупредительного ремонта оборудования.....	145
13.2 Виды ремонтов оборудования .....	146
13.3 Нормативы на ремонт оборудования.....	148
13.4 Планирование трудоемкости ремонтных работ.....	150
Тема 14. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ В ЭНЕРГОСИСТЕМЕ ПРЕДПРИЯТИЯ.....	152
14.1 Рациональное использование пара и конденсата в тепломассообменных установках .....	152
14.2 Причины возникновения дебалансов производственного пара и способы решения этой проблемы на промышленном предприятии .....	156
14.2.1 Целесообразность использования ТЭЦ в качестве звена, замыкающего баланс производственного пара по заводу.....	156
14.2.2 Пути сведения балансов производственного пара (аккумулирование пара, пиковые парогенерирующие мощности) .....	159
14.2.3 Выравнивание паропроизводительности утилизационной установки методом подтопки .....	161
14.3 Использование вторичных тепловых ресурсов на промышленном предприятии .....	165
14.3.1 Использование вторичного пара и конденсата выпарной установки.....	166
14.3.2 Компрессия вторичного пара выпарной установки .....	166
14.3.3 Использование теплоты нагретой воды охлаждающих устройств производственных агрегатов .....	173
14.3.4 Энергетическая эффективность использования низкотемпературных вторичных тепловых ресурсов .....	174
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	176
Глава III. ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ .....	178
Раздел I. ТЕМЫ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ .....	178
Раздел II. КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ .....	180
ВВЕДЕНИЕ .....	180
РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА.....	180
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОСНОВНЫМ ТЕМАМ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ .....	182
1. Методические указания по расчету схемы установки концентрирования водных растворов веществ .....	182
1.1 Расчет схемы двухкорпусной выпарной установки .....	182
1.2 Определение оптимального числа ступеней многокорпусной выпарной установки .....	190
2. Методические указания по расчету схемы установки для разделения бинарной смеси взаимно растворимых компонентов .....	200
2.1 Расчет схемы ректификационной установки .....	200
3. Методические указания по расчету конвективных сушильных установок.....	213

4. Методические указания по расчету компрессионной холодильной установки.....	223
5. Методические указания по расчету абсорбционной холодильной установки.....	232
6. Методические указания по расчету компрессионной теплонасосной установки для утилизации тепла низкопотенциального источника энергии.....	232
7. Требования по оформлению курсового проекта .....	236
Приложение А.....	240
Образец оформления обложки курсового проекта .....	240
Приложение Б.....	241
Образец оформления титульного листа курсового проекта.....	241
Приложение В.....	242
Образец заполнения основной надписи на графической части курсового проекта .....	242
<b>Глава IV. КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ .....</b>	<b>243</b>
1. Перечень вопросов, выносимых на экзамен по учебной дисциплине «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования» I часть .....	243
2. Тематика задач, выносимых на экзамен по учебной дисциплине «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования» I часть .....	245
3. Перечень вопросов, выносимых на экзамен по учебной дисциплине «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования» II часть.....	247
4. Тематика задач, выносимых на экзамен по учебной дисциплине «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования» II часть.....	250

## Глава I. УЧЕБНАЯ ПРОГРАММА ДИСЦИПЛИНЫ

Белорусский национальный технический университет

**УТВЕРЖДАЮ**

Проректор по учебной работе,  
социальным вопросам и спорту  
д.т.н., профессор

 О.К. Гусев

07.04.2015

Регистрационный № УД-ЭФ43-69/р.

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Учебная программа учреждения высшего образования  
по учебной дисциплине для специальности  
1-43 01 05 Промышленная теплоэнергетика

Факультет энергетический

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника»

Курс IV, V

Семестры 8, 9

Лекции – 90 часов

Экзамен – 8 и 9 семестры

Практические  
занятия – 60 часов

Курсовой проект – 9 семестр

Аудиторных часов по  
учебной дисциплине – 150

Форма получения высшего  
образования – дневная, заоч-  
ная

Всего часов по  
учебной дисциплине – 323

Составила Э.М. Космачева

2015 г.

Учебная программа составлена на основе учебной программы учреждения высшего образования «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования», утв. «05» июля 2011г., рег. № УД-ЭФ43-17/баз.

Рассмотрена и рекомендована к утверждению кафедрой «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника» Белорусского национального технического университета

(протокол № 12 от «24» февраля 2015 г.)

Заведующий кафедрой



В.А. Седнин

Одобрена и рекомендована к утверждению методической комиссией энергетического факультета Белорусского национального технического университета

(протокол № 4 от 26.03. 2015 г.)

Председатель методической комиссии



Е.Г. Пономаренко

Ответственный за редакцию Э.М. Космачева

Ответственный за выпуск В.А. Седнин

## ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Учебная программа «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования» разработана для специальности 1-43 01 05 Промышленная теплоэнергетика высших учебных заведений. Предметом изучения являются: назначение, методы проектирования, расчета, монтажа и эксплуатации тепломассообменных процессов и установок, применяемых в теплотехнологических системах.

Целью изучения дисциплины является получение знаний и приобретение навыков по выбору рациональных источников энергии и экономного их использования, оптимизации тепловых схем, теплотехнологического и холодильного оборудования и процессов в нем, проведения тепловых и гидравлических расчетов, организации монтажа, испытаний и ремонта оборудования, закрепление знаний правил охраны труда, техники безопасности, охраны природы.

Задачи изучения дисциплины – приобретение навыков и умения выбора прогрессивных принципов организации теплотехнологических процессов в области средних и низких температур и влажностных режимов обработки веществ и материалов.

Дисциплина базируется на материалах следующих основных дисциплин: «Промышленные тепломассообменные процессы и установки», «Охрана труда», «Экономика энергетики», «Организация производства и управление предприятием».

Дисциплина является базовой для курсового и дипломного проектирования, для активного участия в научных исследованиях и практической работе по специальности.

На производственной практике студент должен закрепить знания по эксплуатации и ремонту тепломассообменного и холодильного оборудования; изучить взаимосвязь теплотехнологического оборудования с источниками энергоснабжения и потребителями продукции; изучить систему управления объектом и другие организационные вопросы.

В результате освоения курса «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования» студент должен:

**знать:**

- последовательность проектирования и методы расчета теплообменных аппаратов, выпарных, ректификационных, сушильных и холодильных установок;
- методы изготовления и монтажа теплоиспользующего оборудования;
- требования по эксплуатации и ремонту теплотехнологического оборудования;

**уметь:**



- выбирать прогрессивные принципы организации теплотехнологических процессов в области средних и низких температур и влажностных режимов обработки веществ и материалов;
- проводить тепловые и гидравлические расчеты теплотехнологического и холодильного оборудования;
- выбирать средства организации его монтажа, испытаний и ремонта;

***владеть:***

- принципами организации теплотехнологических процессов в области средних и низких температур и влажностных режимов обработки веществ и материалов;
- методами проведения тепловых и гидравлических расчетов теплотехнологического и холодильного оборудования;
- основами выбора средств организации монтажа теплотехнологического и холодильного оборудования, его испытаний и ремонта.

Согласно учебному плану учреждения высшего образования на изучение дисциплины отведено всего 323 ч., в том числе 150 ч. аудиторных занятий, из них лекции — 90 ч., практические занятия — 60 ч.

Распределение аудиторных часов по семестрам приведено в таблице 1.

Таблица 1

Семестр	Лекции	Практические занятия	Итоговый контроль знаний
1	42	28	экзамен
2	48	32	экзамен

## **СОДЕРЖАНИЕ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ**

### **Раздел I. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

#### **Тема 1.1. Основы проектирования теплообменных установок**

Классификация теплоносителей и рабочих тел; хладоносители и хладагенты. Классификация и свойства теплоносителей, рабочих тел, хладоносителей и хладагентов. Простые и многокомпонентные теплоносители. Оптимальные свойства и условия для применения теплоносителей.

Основные стадии проектирования теплообменных установок. Разработка проектного задания. Виды проектов. Технический проект теплотехнологической установки. Основы моделирования и оптимизации теплообменных установок. Математические методы проектирования теплооб-

свообменных установок. Основы системы автоматического проектирования (САПР).

### **Тема 1.2. Проектирование рекуперативных теплообменных аппаратов**

Основные типы теплообменников. Факторы, определяющие выбор теплообменников. Влияние свойств теплоносителей на схему включения и работу теплообменников. Методы интенсификации теплообмена в аппаратах. Конструктивный и поверочный методы расчета аппаратов. Общая схема технологического расчета теплообменных аппаратов (ТА). Использование ЭВМ при проектировании ТА.

Способы крепления и методы разбивки труб в трубной решетке. Конструкции крышек ТА и варианты установки перегородок в крышках многоходовых ТА.

Гидравлический расчет ТА. Выбор оптимального нормализованного ТА.

### **Тема 1.3. Проектирование выпарных аппаратов и установок**

Схемы многоступенчатых выпарных установок (МВУ). Выбор схемы МВУ: схемы подогрева раствора, схемы питания аппаратов раствором, оптимального числа ступеней установки, рациональной системы использования вторичной энергии.

Типовые конструкции выпарных аппаратов и их элементов. Расчет элементов выпарных аппаратов: греющей камеры, растворного и парового пространства.

Арматура и гарнитура выпарных аппаратов. Функциональная схема контроля и автоматического регулирования параметров работы выпарных установок.

### **Тема 1.4. Проектирование перегонных и ректификационных установок**

Расчет перегонных и ректификационных колонн непрерывного действия. Тепловой баланс ректификационной установки. Особенности конструктивного исполнения и расчет элементов и узлов ректификационных колонн. Гидродинамика барботажных колонн. Расчет ректификационных колонн и оптимизация их с помощью ЭВМ. Использование вторичных энергоресурсов. Выбор оптимального варианта ректификационной установки.

### **Тема 1.5. Проектирование сушильных установок**

Классификация материалов, подвергаемых сушке, сушильных установок, сушильных агентов. Выбор и технико-экономическое обоснование оптимального способа и режима сушки.

Общая схема расчета конвективных сушилок. Установки для сушки твердых дисперсных материалов. Сушилка с кипящим слоем: схема, досто-

инства, недостатки, параметры кипящего слоя, расчет геометрических размеров сушильной камеры.

### **Тема 1.6. Проектирование холодильных установок**

Классификация холодильных установок по способу получения холода. Техничко-экономическое обоснование способа получения холода.

Характеристика, расчет и выбор основного оборудования холодильных установок.

## **Раздел II. МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

### **Тема 2.1. Конструирование, изготовление и расчеты на прочность деталей тепломассообменных аппаратов**

Конструкционные материалы. Основные требования к материалам, применяемым для изготовления аппаратуры. Неметаллические материалы в аппаратостроении. Основы конструирования тепломассообменных аппаратов. Нормы и методы расчета на прочность деталей аппаратуры. Способы соединения деталей аппаратов. Испытания аппаратов.

### **Тема 2.2. Монтаж, организация авторского надзора, пусконаладочные работы, приемно-сдаточные испытания оборудования тепломассообменных установок**

Здания и сооружения для тепломассообменных установок. Основные требования к зданиям и строительным сооружениям. Строительные элементы промышленных зданий и сооружений. Организация строительно-монтажных работ. Монтажные механизмы и инструменты. Монтаж теплотехнологического оборудования. Испытание установок и подготовка их к эксплуатации.

### **Тема 2.3. Организация эксплуатации, характеристика и организация ремонтов, межремонтное обслуживание тепломассообменных аппаратов. Анализ вторичных ресурсов**

Эксплуатация тепломассообменных установок. Система планово-предупредительного ремонта оборудования. Виды ремонтов оборудования. Планирование трудоемких ремонтных работ. Организация обслуживания и ремонта оборудования.

Анализ вторичных ресурсов теплотехнологического процесса. Оценка производственных выбросов. Пути и способы организации безотходного производства. Борьба с вредными выбросами.

## ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

Целью курсового проекта по данной учебной дисциплине является приобретение навыков в проектировании эффективных схем теплотехнологических процессов, имеющих место в промышленности, выбора основного теплообменного оборудования и его расчет. Студент должен обосновать выбор схемы и предложить возможные мероприятия по повышению ее энергоэффективности.

В соответствии с учебным планом на выполнение курсового проекта отводится 45 часов.

Объем курсового проекта: расчетно-пояснительная записка 25...30 стр. и графическая часть проекта 2 листа.

Примерный перечень тем курсовых проектов:

1. Энерготехнологическая установка для сушки мелкодисперсного материала в барабанной сушилке.
2. Энерготехнологическая установка для сушки мелкодисперсного материала во взвешенном слое.
3. Энерготехнологическая установка для сушки мелкодисперсного материала в пневматической трубе-сушилке.
4. Установка для сушки распылением керамического шликера в производстве строительных материалов.
5. Установка для сушки распылением в производстве пищевых концентратов.
6. Противоточная туннельная сушилка для кирпича с рециркуляцией сушильного агента.
7. Установка для концентрирования водного раствора вещества.
8. Перегонная установка непрерывного действия для разделения бинарной смеси взаимно растворимых компонентов.
9. Промышленная холодильная установка (парожидкостная компрессионная или абсорбционная).
10. Теплонасосная установка для утилизации тепла низкопотенциального источника энергии.

## УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА

Номер раздела, темы, занятия	Название раздела, темы, занятия; перечень изучаемых вопросов	Количество аудиторных часов				Самостоятельная работа студента	Методические пособия, средства обучения (оборудование, учебно-наглядные пособия и др.)	Литература	Форма контроля знаний
		лекции	практические занятия	лабораторные занятия	управляемая самостоятельная работа студента				
<b>Семестр 1</b>									
<b>I.</b>	<b>ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ (70 ч.)</b>	<b>42</b>	<b>28</b>			<b>44</b>			
1.1	<b>Основы проектирования тепломассообменных установок (10 ч.)</b>	<b>6</b>	<b>4</b>			<b>6</b>			
1.1.1	Классификация теплоносителей и рабочих тел; хладоносители и хладагенты. Классификация и свойства теплоносителей, рабочих тел, хладоносителей и хладагентов. Простые и многокомпонентные теплоносители. Оптимальные свойства и условия для применения теплоносителей	2						[1-2]	
1.1.2	Основные стадии проектирования тепломассообменных установок. Разработка проектного задания. Виды проектов. Технический проект теплотехнологической установки.	2				2		[1-2]	
1.1.3	Выбор теплоносителей, их параметров, тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата.		2			2	НП**, СМ***	[1-2, 4]	ТКО*
1.1.4	Основы моделирования и оптимизации тепломассообменных установок. Математические методы проектирования тепломассообменных установок. Основы системы автоматического проектирования	2				2		[1-2]	

Номер раздела, темы, занятия	Название раздела, темы, занятия; перечень изучаемых вопросов	Количество аудиторных часов				Самостоятельная работа студента	Методические пособия, средства обучения (оборудование, учебно-наглядные пособия и др.)	Литература	Форма контроля знаний
		лекции	практические занятия	лабораторные занятия	управляемая самостоятельная работа студента				
	(САПР).								
1.1.5	Расчет нормализованного теплообменного аппарата		2			2		[1-2]	
1.2	<b>Проектирование рекуперативных теплообменных аппаратов (20 ч.)</b>	<b>12</b>	<b>8</b>			<b>12</b>			
1.2.1	Основные типы теплообменников. Факторы, определяющие выбор теплообменников. Влияние свойств теплоносителей на схему включения и работу теплообменников. Методы интенсификации теплообмена в аппаратах.	2						[1-2]	
1.2.2	Выбор схемы взаимного тока и скоростей теплоносителей в рекуперативном теплообменном аппарате. Рекомендуемые скорости теплоносителей.	2						[1-2]	
1.2.3	Конструктивный и поверочный методы расчета аппаратов. Общая схема технологического расчета теплообменных аппаратов (ТА). Использование ЭВМ при проектировании ТА.	2				2		[1-2]	
1.2.4	Конструкторский расчет трубчатого теплообменного аппарата.		2			2	НП, СМ	[1-2, 4]	ТКО
1.2.5	Способы крепления и методы разбивки труб в трубной решетке. Конструкции крышек ТА и варианты установки перегородок в крышках многоходовых ТА.	2						[1-2]	
1.2.6	Гидравлический расчет ТА.	2				2		[1-2]	
1.2.7	Расчет и выбор оптимального варианта нормализо-	2				2		[1-2]	

Номер раздела, темы, занятия	Название раздела, темы, занятия; перечень изучаемых вопросов	Количество аудиторных часов				Самостоятельная работа студента	Методические пособия, средства обучения (оборудование, учебно-наглядные пособия и др.)	Литература	Форма контроля знаний
		лекции	практические занятия	лабораторные занятия	управляемая самостоятельная работа студента				
	ванного теплообменного аппарата								
1.2.8	Решение задачи выбора оптимального варианта нормализованного теплообменного аппарата на ЭВМ с помощью электронных таблиц Excel		2			2	НП, НД****, ПК*****	[1-2, 4]	ТКО
1.2.9	Определение оптимальной скорости движения теплоносителя в трубах спроектированного теплообменного аппарата с помощью ЭВМ.		4			2	НП, ПК	[1-2, 4]	ТКО
1.3	<b>Проектирование выпарных аппаратов и установок (20 ч.)</b>	<b>12</b>	<b>8</b>			<b>12</b>			
1.3.1	Схемы многоступенчатых выпарных установок (МВУ). Выбор схемы подогрева раствора.	2						[1-2]	
1.3.2	Выбор схемы питания аппаратов раствором многоступенчатых выпарных установок.	2						[1-2]	
1.3.3	Выбор схемы подогрева раствора. Расчет и выбор подогревателя раствора свежим паром.		2			2	НП, СМ, НД	[1-2, 4]	ТКО
1.3.4	Выбор оптимального числа ступеней многоступенчатых выпарных установок.	2				2		[1-2]	
1.3.5	Выбор параметров многокорпусной выпарной установки. Определение рационального числа ступеней выпаривания при условии одинаковой и минимальной поверхности теплообмена корпусов.		2			2	НП, СМ	[1-2, 4]	ТКО
1.3.6	Выбор рациональной системы использования вторичной энергии выпарной установки.	2						[1-2]	
1.3.7	Типовые конструкции выпарных аппаратов и их	2				2			

Номер раздела, темы, занятия	Название раздела, темы, занятия; перечень изучаемых вопросов	Количество аудиторных часов				Самостоятельная работа студента	Методические пособия, средства обучения (оборудование, учебно-наглядные пособия и др.)	Литература	Форма контроля знаний
		лекции	практические занятия	лабораторные занятия	управляемая самостоятельная работа студента				
	элементов. Расчет элементов выпарных аппаратов: греющей камеры, растворного и парового пространства.								
1.3.8	Выбор конденсатоотводящего устройства за греющей камерой однокорпусной выпарной установки.		2			2	НП, СМ, НД	[1-2, 4]	ТКО
1.3.9	Арматура и гарнитура выпарных аппаратов. Функциональная схема контроля и автоматического регулирования параметров работы выпарных установок.	2						[1-2]	
1.3.10	Расчет геометрических размеров и выбор барометрического конденсатора выпарной установки.		2			2	НП, СМ, НД	[1-2, 4]	ТКО
1.4	<b>Проектирование перегонных и ректификационных установок (20 ч.)</b>	<b>12</b>	<b>8</b>			<b>14</b>			
1.4.1	Основные схемы и принципы перегонки. Схема ректификационной установки непрерывного действия.	2						[1-2]	
1.4.2	Типы контактных устройств. Важнейшие показатели процесса, учитываемые при выборе контактных устройств. Расчет ректификационных колонн непрерывного действия (метод теоретических тарелок, метод числа единиц переноса).	2				2		[1-2]	
1.4.3	Определение числа контактных устройств ректификационной колонны.		2			2	НП, СМ	[1-2, 4]	ТКО
1.4.4	Минимальное и оптимальное флегмовое число. Тепловой баланс ректификационной колонны.	2				2		[1-2]	
1.4.5	Определение оптимального флегмового числа про-		2			2	НП, СМ	[1-2, 4]	ТКО



Номер раздела, темы, занятия	Название раздела, темы, занятия; перечень изучаемых вопросов	Количество аудиторных часов				Самостоятельная работа студента	Методические пособия, средства обучения (оборудование, учебно-наглядные пособия и др.)	Литература	Форма контроля знаний
		лекции	практические занятия	лабораторные занятия	управляемая самостоятельная работа студента				
	цесса перегонки.								
1.4.6	Особенности конструктивного исполнения и определение основных размеров ректификационных колонн.	2						[1-2]	
1.4.7	Материальный баланс ректификационной установки. Тепловой баланс колонны. Определение расхода пара на колонну.		2			2	СМ	[1-2, 4]	ТКО
1.4.8	Гидродинамика барботажных колонн. Расчет ректификационных колонн и оптимизация их с помощью ЭВМ.	2				2		[1-2]	
1.4.9	Расчет и выбор основных теплообменных устройств ректификационной установки.		2			2	НП, СМ, НД	[1-2, 4]	ТКО
1.4.10	Использование вторичных энергоресурсов ректификационных установок. Выбор оптимального варианта ректификационной установки.	2						[1-2]	
						<b>36</b>			<b>экзамен</b>
	<b>Итого за I семестр</b>	<b>42</b>	<b>28</b>			<b>80</b>			

Номер раздела, темы, занятия	Название раздела, темы, занятия; перечень изучаемых вопросов	Количество аудиторных часов				Самостоятельная работа студента	Методические пособия, средства обучения (оборудование, учебно-наглядные пособия и др.)	Литература	Форма контроля знаний
		лекции	практические занятия	лабораторные занятия	управляемая самостоятельная работа студента				
<b>Семестр 2</b>									
<b>I.</b>	<b>ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ (30 ч.)</b>	<b>16</b>	<b>14</b>			<b>20</b>			
1.5	<b>Проектирование сушильных установок (18 ч.)</b>	<b>10</b>	<b>8</b>			<b>10</b>			
1.5.1	Классификация материалов, подвергаемых сушке, сушильных установок, сушильных агентов. Выбор и технико-экономическое обоснование оптимального способа и режима сушки.	2						[1-2]	
1.5.2	Общая схема расчета конвективных сушилок.	2						[1-2]	
1.5.3	Определение расхода сушильного агента в конвективной сушилке.		2			2	НП, СМ	[1-2, 4]	ТКО
1.5.4	Установки для сушки твердых дисперсных материалов. Сушилка с кипящим слоем: схема, достоинства, недостатки.	2						[1-2]	
1.5.5	Тепловой баланс сушильной установки. Определение расхода первичного энергоносителя.		2			2	НП, СМ	[1-2, 4]	ТКО
1.5.6	Параметры кипящего слоя. Аэродинамика кипящего слоя. Распределение температуры в кипящем слое.	2						[1-2]	

Номер раздела, темы, занятия	Название раздела, темы, занятия; перечень изучаемых вопросов	Количество аудиторных часов				Самостоятельная работа студента	Методические пособия, средства обучения (оборудование, учебно-наглядные пособия и др.)	Литература	Форма контроля знаний
		лекции	практические занятия	лабораторные занятия	управляемая самостоятельная работа студента				
1.5.7	Расчет геометрических размеров сушильной камеры для сушки мелкодисперсных материалов во взвешенном состоянии.	2				2		[1-2]	
1.5.8	Определение геометрических размеров сушильной камеры для сушки твердого мелкодисперсного материала в кипящем слое.		2			2	НП, СМ	[1-2, 4]	ТКО
1.5.9	Исследование поведения частиц мелкодисперсного материала с широким диапазоном фракционного состава в камере конвективной сушилки кипящего слоя с заданными геометрическими характеристиками.		2			2	НП, СМ	[1-2, 4]	ТКО
1.6	<b>Проектирование холодильных установок (12 ч.)</b>	<b>6</b>	<b>6</b>			<b>10</b>			
1.6.1	Классификация холодильных установок по способу получения холода. Техничко-экономическое обоснование способа получения холода.	2						[1-3]	
1.6.2	Выбор хладагента. Расчет цикла одноступенчатой КХУ.		2			2	НП, СМ	[1-3, 5]	ТКО
1.6.3	Энергетическое сравнение абсорбционных и компрессионных холодильных установок.	2				2		[1-3]	
1.6.4	Расчет температурного режима цикла компрессионной холодильной установки (КХУ). Внедрение мероприятий по повышению эффективности КХУ.		2			2	НП, СМ, ПК	[1-3, 5]	ТКО

Номер раздела, темы, занятия	Название раздела, темы, занятия; перечень изучаемых вопросов	Количество аудиторных часов				Самостоятельная работа студента	Методические пособия, средства обучения (оборудование, учебно-наглядные пособия и др.)	Литература	Форма контроля знаний
		лекции	практические занятия	лабораторные занятия	управляемая самостоятельная работа студента				
1.6.5	Характеристика, расчет и выбор основного оборудования холодильных установок.	2				2		[1-3]	
1.6.6	Определение области преимущественной экономической эффективности использования компрессионной и абсорбционной холодильных установок для различных вариантов источников первичного энергоресурса.		2			2	НП, СМ, ПК	[1-3, 5]	ТКО
<b>II.</b>	<b>МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ (50 ч.)</b>	<b>32</b>	<b>18</b>			<b>19</b>			
2.1	<b>Конструирование, изготовление и расчеты на прочность деталей теплообменных аппаратов (16 ч.)</b>	<b>10</b>	<b>6</b>			<b>8</b>			
2.1.1	Конструкционные материалы. Основные требования к материалам, применяемым для изготовления аппаратуры. Неметаллические материалы в аппарато-строении.	2						[1-2]	
2.1.2	Основы конструирования теплообменных аппаратов. Нормы и методы расчета на прочность деталей аппаратуры.	2						[1-2]	
2.1.3	Конструирование рекуперативного теплообменного аппарата и его гидравлический расчет.		2			2	НП, СМ, НД	[1-2, 4]	ТКО

Номер раздела, темы, занятия	Название раздела, темы, занятия; перечень изучаемых вопросов	Количество аудиторных часов				Самостоятельная работа студента	Методические пособия, средства обучения (оборудование, учебно-наглядные пособия и др.)	Литература	Форма контроля знаний
		лекции	практические занятия	лабораторные занятия	управляемая самостоятельная работа студента				
2.1.4	Методика расчета на прочность элементов трубчатого теплообменного аппарата.	2						[1-2]	
2.1.5	Расчет на прочность корпуса, днища и крышки трубчатого теплообменного аппарата.		2			2	НП, СМ, НД	[1-2, 4]	ТКО
2.1.6	Определение возможности применения жесткой конструкции кожуха теплообменного аппарата. Механические расчеты вращающихся барабанов.	2						[1-2]	
2.1.7	Расчет фланцевых соединений и трубных решеток теплообменного аппарата.		2			2	НП, СМ, НД	[1-2, 4]	ТКО
2.1.8	Изготовление деталей тепломассообменных аппаратов. Способы соединения деталей аппаратов. Испытания аппаратов.	2				2		[1-2]	
2.2	<b>Монтаж, организация авторского надзора, пусконаладочные работы, приемно-сдаточные испытания оборудования тепломассообменных установок (16 ч.)</b>	<b>10</b>	<b>6</b>			<b>6</b>			
2.2.1	Здания и сооружения для тепломассообменных установок. Основные требования к зданиям и строительным сооружениям. Строительные элементы промышленных зданий и сооружений.	2						[1-2]	
2.2.2	Организация строительно-монтажных работ. Монтажные механизмы и инструменты. Монтаж тепло-	2						[1-2]	

Номер раздела, темы, занятия	Название раздела, темы, занятия; перечень изучаемых вопросов	Количество аудиторных часов				Самостоятельная работа студента	Методические пособия, средства обучения (оборудование, учебно-наглядные пособия и др.)	Литература	Форма контроля знаний
		лекции	практические занятия	лабораторные занятия	управляемая самостоятельная работа студента				
	технологического оборудования. Монтаж теплообменников. Монтаж арматуры и трубопроводов в пределах теплоиспользующей установки.								
2.2.3	Испытание установок и подготовка их к эксплуатации. Испытание сосудов на прочность и плотность.	2					[1-2]		
2.2.4	Расчет температурных напряжений в корпусе и трубах аппарата.		2			2	НП, СМ	[1-2] ТКО	
2.2.5	Тепловая изоляция теплоиспользующих установок. Значение тепловой изоляции. Свойства теплоизоляционных материалов. Монтаж теплоизоляционных конструкций.	2					[1-2]		
2.2.6	Проектирование тепловой изоляции теплообменных аппаратов и трубопроводов тепломассообменных установок.		2			2	НП, СМ	[1-2] ТКО	
2.2.7	Регистрация и освидетельствование аппаратов и сосудов. Приемка в эксплуатацию теплоиспользующих установок.	2					[1-2]		
2.2.8	Выбор конструкции аппарата с большим температурным напором, работающего при переменных нагрузках.		2			2	НП, СМ, НД	[1-2] ТКО	
2.3	<b>Организация эксплуатации, характеристика и организация ремонтов, межремонтное обслужи-</b>	<b>12</b>	<b>6</b>			<b>5</b>			

Номер раздела, темы, занятия	Название раздела, темы, занятия; перечень изучаемых вопросов	Количество аудиторных часов				Самостоятельная работа студента	Методические пособия, средства обучения (оборудование, учебно-наглядные пособия и др.)	Литература	Форма контроля знаний
		лекции	практические занятия	лабораторные занятия	управляемая самостоятельная работа студента				
	<b>вание теплообменных аппаратов. Анализ вторичных ресурсов (18 ч.)</b>								
2.3.1	Эксплуатация теплообменных установок (техническое руководство, обслуживание, инструкции по эксплуатации).	2						[1-2]	
2.3.2	Особенности эксплуатации отдельных теплообменных установок (теплообменные, выпарные, ректификационные, сушильные, холодильные установки).	2						[1-2]	
2.3.3	Организация контроля параметров, учета расходов и автоматического управления процессами в теплообменных установках.	2						[1-2]	
2.3.4	Составление функциональных схем контроля параметров, учета расходов и автоматического управления процессами в теплообменных установках.		2			2	НП, СМ, НД	[1-2]	ТКО
2.3.5	Система планово-предупредительного ремонта оборудования. Виды ремонтов оборудования. Нормативы на ремонт оборудования.	2						[1-2]	
2.3.6	Планирование трудоемких ремонтных работ. Организация обслуживания и ремонта оборудования.	2						[1-2]	
2.3.7	Анализ вторичных ресурсов теплотехнологического процесса. Оценка производственных выбросов. Мероприятия по рациональному использованию вторичных ресурсов теплообменных установок.	2						[1-2]	

Номер раздела, темы, занятия	Название раздела, темы, занятия; перечень изучаемых вопросов	Количество аудиторных часов				Самостоятельная работа студента	Методические пособия, средства обучения (оборудование, учебно-наглядные пособия и др.)	Литература	Форма контроля знаний
		лекции	практические занятия	лабораторные занятия	управляемая самостоятельная работа студента				
2.3.8	Исследование параметров пароструйного инжектора, используемого для повышения давления вторичного пара выпарной установки.		2			2	НП, СМ, ПК	[1-2]	ТКО
2.3.9	Определение экономии топлива в энергосистеме от утилизации теплоты воды в системе оборотного водоснабжения теплообменной установки с помощью теплового насоса.		2			1	НП, СМ	[1-2]	ТКО
	<b>Курсовое проектирование</b> (по тематике за оба семестра)					<b>45</b>			<b>защита КП</b>
						<b>36</b>			<b>экзамен</b>
	<b>Итого за II семестр</b>	<b>48</b>	<b>32</b>			<b>120</b>			
	<b>В С Е Г О</b>					<b>350</b>			

Примечание:

\* ТКО – текущий контрольный опрос по теме;

\*\*НП – наглядное пособие (принципиальные схемы установок и чертежи теплообменных аппаратов, диаграммы);

\*\*\* СМ – справочные материалы;

\*\*\*\* НД – нормативная документация (ГОСТы, СНИПы);

\*\*\*\*\* ПК – персональный компьютер



## ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

#### Основная литература

1. Промышленные тепломассообменные процессы и установки / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, П.Г. Удыма; под ред. А.М. Бакластова. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 336 с.
2. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию / Г.С. Борисов [и др]; под общ. ред. Ю.И. Дытнерского. – 2-е изд. – М.: Химия, 1991. – 496 с.
3. Холодильные машины: учебник для вузов / Н.Н. Кошкин [и др.]; под общ. ред. И.А. Сакуна. - Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.

#### Дополнительная литература

1. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи): учебное пособие для вузов / П.Г. Романков [и др.]; под общ. Ред. П.Г. Романкова. - СПб.: Химия, 1993. – 576 с.
2. Мартынов, А.В. Установки для трансформации тепла и охлаждения: учеб. пособие для вузов / А.В. Мартынов - М.: Энергоатомиздат, 1989. – 200 с.
3. Лебедев, П.Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий: учебное пособие для энергетических вузов и факультетов / П.Д. Лебедев, А.А. Щукин. - М.: Энергия, 1970. – 408 с.
4. Дытнерский, Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов / Ю.И. Дытнерский. – 2-е изд. – М.: Химия, 1995. – 400 с.
5. Гинзбург, А.С. Расчет и проектирование сушильных установок пищевой промышленности / А.С. Гинзбург. – М.: Агропромиздат, 1985. – 389 с.
6. Ривкин, С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справочник / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. - М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.
7. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. - М.: Энергия, 1977. – 344 с.

## ГЛАВА II. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

### ВВЕДЕНИЕ

Процесс проектирования теплотехнологических установок проходит три стадии: составление проектного задания; разработка технического проекта; выполнение рабочих чертежей.

Проектное задание включает исходный материал для проектирования, а также требования к проекту: технологические, экономические и экологические. По технологическим требованиям объект должен полностью соответствовать технологии процесса; по экономическим требованиям сооружение объекта должно вестись с малыми затратами труда и с минимальными издержками производства. Кроме того сооружаемая установка не должна иметь вредных выбросов (газообразных, жидких и твердых).

В техническом проекте осуществляется решение вопросов, поставленных в проектном задании, а именно:

- принципиальные схемы технологического процесса, основные исходные технологические и энергетические параметры, схемы КИП и А;
- чертежи общих видов основных технологических агрегатов и нестандартного вспомогательного оборудования;
- чертежи и схемы оборудования для очистки выбросов производства и использования ВЭР;
- компоновочные и строительные чертежи;
- схемы энерго-, водо-, воздухо- и газоснабжения;
- спецификация на серийное и стандартное вспомогательное оборудование, КИП и А;
- перечень особых требований по технике безопасности, противопожарной, грозовой, паводковой и других видов защиты объекта;
- сметы на оборудование, монтаж, наладку;

– пояснительная записка.

На основании технического проекта заказывается основное и вспомогательное оборудование, приборы контроля и автоматического регулирования.

После рассмотрения специалистами и утверждения технического проекта приступают к выполнению рабочих чертежей.

Комплект рабочих чертежей состоит из следующих частей:

- чертежей транспортных, энергетических и канализационных коммуникаций;
- строительных и монтажных чертежей;
- чертежей основного оборудования в сборе со всеми коммуникационными трубопроводами, лестницами и площадками обслуживания и стационарными подъемно-транспортными устройствами;
- чертежей узлов и отдельных элементов оборудования;
- чертежей монтажно-коммуникационных систем щитов, пультов управления и установки приборов КИП и А;
- чертежей очистных сооружений.

## **Тема 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ**

Теплообменный аппарат является одним из наиболее распространенных и важных элементов энергетических, технологических и коммунально-бытовых установок. Расчет, проектирование, конструирование и эксплуатация теплообменных аппаратов должны производиться с учетом большой сложности происходящих в них процессов, а также значительного влияния параметров процесса теплообмена на технико-экономические показатели соответствующих установок. Существует три типа задач, связанных с расчетом и проектированием теплообменных аппаратов.

1. Выбор теплообменного аппарата из серии типовых (нормализованных) по каталогам (ГОСТам).

2. Конструирование нового теплообменного аппарата, не связанного ограничениями каталогов, либо создание новой серии аппаратов.
3. Поверочный расчет теплообменного аппарата в связи с изменением техноло-

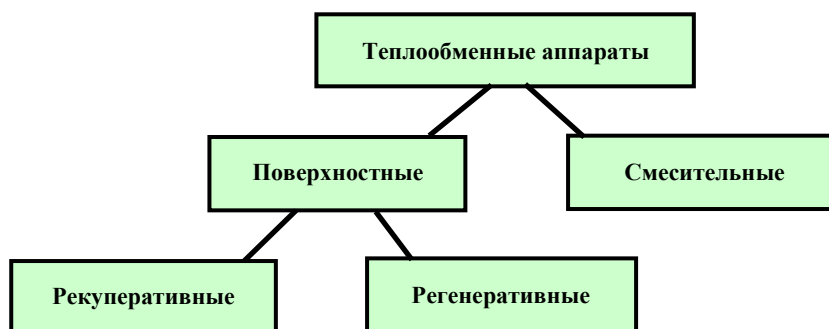


Рисунок 1.1 – Классификация теплообменных аппаратов

гических параметров процесса.

Теплообменные аппараты отличаются большим разнообразием конструкции и принципа действия (рисунок 1.1). Несмотря на это существует общий подход к их проектированию. Расчет и конструирование теплообменных аппаратов основывается на применении ряда нормативных положений, обязательных технических правил и указаний и на использовании стандартных (нормализованных) деталей, узлов и аппаратов в целом. Конструкция теплообменного аппарата разрабатывается исходя из следующих особенностей его работы:

- функционального назначения аппарата (охлаждение, нагревание, испарение, конденсация теплоносителей);
- вида и характеристик теплоносителей;
- тепловой нагрузки;
- температур и давлений теплоносителей;
- надежность и безопасность эксплуатации.

### **1.1 Рекомендации по выбору схемы взаимного тока и скоростей теплоносителей**

Для теплообменных аппаратов (теплообменники, холодильники) с поверхностью теплообмена, образованной пучками труб, необходимо, прежде всего, решить, какой теплоноситель пропускать по трубам, а какой в межтрубном пространстве.

В общем случае в межтрубном пространстве следует пропускать более вязкий теплоноситель, считая вязкость при рабочей температуре в теплообменном аппарате. В то же время, если среда может вызвать интенсивную коррозию поверхности теплообмена, то её следует пропускать в трубном пространстве, несмотря на повышенную вязкость.

Поток, имеющий повышенное рабочее давление, целесообразно также пропускать через трубное пространство из соображений прочности и экономичности конструкции, т.к. в этом случае удовлетворяется общее правило конструирования: нагружать более высоким давлением детали меньшего размера.

На схему тока и конструктивный тип аппарата существенное влияние оказывают особенности его эксплуатации. Так, среды, дающие загрязнение поверхности нагрева, следует пропускать в трубное пространство, которое легче может подвергаться периодической чистке. Применение трубной системы из U-образных или витых (змеевиковых) труб в этом случае недопустимо.

Выбор схемы тока непосредственно связан также с возможностью обеспечения скоростей потоков, которые необходимы для получения приемлемых коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$ . Практика показывает, что удовлетворительные значения  $\alpha$  можно получить при скоростях для жидкости 0,5...3,0 м/с и для газов 8...30 м/с (таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Рекомендуемые скорости теплоносителей в трубопроводах

<b>Виды теплоносителей</b>	<b>Условия движения</b>	<b>Скорость <math>w</math>, м/с</b>
Жидкости маловязкие (вода, бензин, керосин)	Нагнетательные линии	1,0...3,0
	Всасывающие линии	0,8...1,2
Жидкости вязкие (масла, растворы солей)	Нагнетательные линии	0,5...1,0

Виды теплоносителей	Условия движения	Скорость $w$ , м/с
	Всасывающие линии	0,2...0,8
Жидкости маловязкие и вязкие	Самотёк	0,1...0,5
Газы при большом напоре	Нагнетательные линии компрессоров	15,0...30,0
Газы при небольшом напоре	Нагнетательные линии вентиляторов, газоходы	5,0...15,0
Газы при естественной тяге	Газоходы	2,0...4,0
Пары насыщенные (углеводородные и др.)	Давление, МПа:	
	0,005...0,02	60...75
	0,02...0,05	40...60
	0,05...0,10	20...40
	> 0,1	10...25
Пар водяной		
- перегретый,	-	30...60
- сухой насыщенный	-	20...30

Пределы скоростей, приведенные в таблице 1.1, имеют ориентировочный характер и лимитируются гидравлическим сопротивлением. Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя в межтрубном пространстве пропорционален  $w^{0,6}$ , а гидравлическое сопротивление зависит от  $w^2$ .

Так как массовые расходы потоков определяются материальным и тепловым балансами теплообменного аппарата, то скорость теплоносителя можно изменить только подбором сечений.

Предварительные расчеты, выполненные по ориентировочным значениям  $\alpha$ , рекомендованным в литературе для различных теплоносителей и видов теплообмена, позволяют определить основные пропорции аппарата. Если при этом расчетная длина теплообменного аппарата с одним ходом по трубам превышает длину труб, выпускаемых промышленностью ( $\leq 9$  м), то следует рассмотреть вопрос о применении многоходового теплообменного аппарата.

В изотермических конденсаторах и испарителях скорость конденсирующегося и кипящего потоков не влияет на коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ .

## ***1.2 Проектирование рекуперативных теплообменных аппаратов***

Тепловой расчет теплообменного аппарата может быть **конструктивным и поверочным**.

В случае **конструктивного** расчета задано:

- тепловая нагрузка аппарата  $Q$ , кВт;
- температура горячего теплоносителя на входе  $t'_1$  и выходе  $t''_1$ ;
- температура холодного теплоносителя на входе  $t'_2$  и выходе  $t''_2$ .

Требуется найти:

- поверхность теплообмена  $F$  и все геометрические размеры.

В случае **поверочного** расчета задано:

- поверхность теплообмена  $F$  и все геометрические размеры;
- расходы горячего  $G_1$  и холодного теплоносителей  $G_2$ ;
- температура горячего теплоносителя на входе  $t'_1$ ;
- температура холодного теплоносителя на входе  $t'_2$ .

Требуется найти:

- тепловую нагрузку аппарата  $Q$ , кВт;
- температура горячего теплоносителя на выходе  $t''_1$ ;
- температура холодного теплоносителя на выходе  $t''_2$ .

### ***1.2.1 Общая схема теплотехнического расчета рекуперативных теплообменных аппаратов***

Выбирается тип теплообменного аппарата (теплообменник, холодильник, конденсатор, испаритель).

В основе расчета лежат два уравнения:

- уравнение теплового баланса;
- уравнение теплопередачи.

Уравнение теплового баланса формируется из двух частей, каждая из которых представляет выражение тепловой нагрузки  $Q$  для данного вида теплоносителя:

а) если агрегатное состояние теплоносителя не меняется:

$$Q = G_i \cdot c_{pi}(t_{in} - t_{ik}), \quad i = 1, 2, \quad (1.1)$$

где  $G_i$  - массовый расход теплоносителя;  $c_{pi}$  - средняя массовая изобарная теплоемкость теплоносителя;  $t_{in}$  и  $t_{ik}$  температура теплоносителя на входе в аппарат и выходе из него;

б) при конденсации насыщенных паров без охлаждения конденсата или при кипении:

$$Q = G_i \cdot r_i, \quad i = 1, 2, \quad (1.2)$$

где  $r_i$  - теплота фазового перехода теплоносителя (конденсации или парообразования);

в) при конденсации перегретых паров и охлаждении конденсата:

$$Q = G_1 (i_{nn} - c_K \cdot t_K), \quad (1.3)$$

где  $i_{nn}$  - удельная энтальпия перегретого пара;  $c_K$  и  $t_K$  - массовая теплоемкость и температура конденсата на выходе из теплообменника.

Тепловые потери теплообменником в окружающую среду при наличии теплоизоляции незначительны, поэтому в уравнениях (1.1) – (1.3) они не учитывались.

Один какой-либо технологический параметр, не указанный в исходном задании (расход одного из теплоносителей или одна из температур), можно найти с помощью уравнения теплового баланса для всего ТА в целом, приравнивая правые части уравнений (1.1) – (1.3) для горячего и холодного теплоносителей.

Уравнение теплопередачи для случая конструктивного расчета решается относительно поверхности теплопередачи  $F$

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (1.4)$$

где  $k$  - коэффициент теплопередачи;  $\Delta t_{cp}$  - средняя разность температур потоков теплоносителей.



В аппаратах с прямо- или противоточным движением теплоносителей средняя разность температур потоков определяется как среднелогарифмическая между большей  $\Delta t_{\delta}$  и меньшей  $\Delta t_{\mu}$  разностями температур теплоносителей на концах аппарата

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_{cp \text{ лог}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}}} \quad (1.5)$$

При сложном взаимном движении теплоносителей, например при смешанном или перекрестном токе,  $\Delta t_{cp}$  можно рассчитать, вводя поправку  $\varepsilon_{\Delta t}$  к среднелогарифмической разности температур для противотока  $\Delta t_{cp} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{cp \text{ лог}}$ . Эту поправку для наиболее распространенных схем взаимного направления движения теплоносителей можно рассчитать теоретически или определить по графикам [5].

Для определения поверхности теплопередачи и выбора варианта конструкции теплообменного аппарата необходимо определить коэффициент теплопередачи. Его можно рассчитать с помощью уравнения аддитивности термических сопротивлений на пути теплового потока:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + r_{31} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.6)$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи со стороны теплоносителей;  $\lambda_{cm}$  – теплопроводность материала стенки;  $\delta_{cm}$  – толщина стенки;  $r_{31}$  и  $r_{32}$  – термические сопротивления слоев загрязнений с обеих сторон стенки.

Однако на этой стадии расчета точное определение коэффициента теплопередачи невозможно, так как  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  зависят от параметров конструкции рассчитываемого теплообменного аппарата. Поэтому сначала на основании ориентировочной оценки коэффициента теплопередачи приходится приблизительно определить поверхность и выбрать конкретный вариант конструкции, а затем

провести уточненный расчет коэффициента теплопередачи и требуемой поверхности.

Сопоставление ее с поверхностью выбранного нормализованного теплообменника дает ответ на вопрос о пригодности выбранного варианта для данной технологической задачи. При значительном отклонении расчетной поверхности от выбранной следует перейти к другому варианту конструкции и вновь выполнить уточненный расчет. Число повторных расчетов зависит главным образом от степени отклонения ориентировочной оценки коэффициента теплопередачи от его уточненного значения. Многократное повторение однотипных расчетов предполагает использование ЭВМ.

Ориентировочные значения коэффициента теплопередачи и тепловая проводимость загрязнений стенок приведены в таблицах 1.2 и 1.3, соответственно.

Таблица 1.2 – Ориентировочные значения коэффициента теплопередачи

Вид теплообмена	$k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	
	для вынужденного движения	для свободного движения
От газа к газу	10-40	4-12
От газа к жидкости	10-60	6-20
От конденсирующегося пара к газу	10-60	6-12
От жидкости к жидкости: для воды	800-1700	140-430
для углеводородов и масел	120-270	30-60
От конденсирующегося водяного пара: к воде	800-3500	300-1200
к кипящей жидкости	-	300-2500
к органическим жидкостям	120-340	60-170
От конденсирующегося пара органической жидкости к воде	300-800	230-460

Таблица 1.3 – Тепловая проводимость загрязнений стенок

Теплоносители	$1/\tau$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
Вода: загрязненная	1400-1860
среднего качества	1860-2900
хорошего качества	2900-5800
дистиллированная	11600
Воздух	2800

Теплоносители	1/г, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
Нефтепродукты, масла, пары хладагентов	2900
Нефтепродукты сырые	1160
Органические жидкости, рассолы, жидкие хладагенты	5800
Водяной пар, содержащий масла	5800
Пары органических жидкостей	11600

Трудоемкость таких расчетов несколько снижается, если из опыта известна оптимальная область гидродинамических режимов движения теплоносителей вдоль поверхности для выбранного типа конструкции (при таком ограничении уменьшается число возможных вариантов решения задачи).

В любом случае, особенно при использовании ЭВМ, легко можно получить несколько конкурентоспособных вариантов решения технологической задачи. Дальнейший выбор должен быть сделан на основе технико-экономического анализа по тому или иному критерию оптимальности.

Схема расчета рекуперативных теплообменных аппаратов приведена на рисунке 1.2.

Основные геометрические характеристики некоторых конструкций теплообменных аппаратов, необходимые для уточненного определения требуемой поверхности и гидравлического сопротивления выбранного теплообменника, приведены в таблицах 1.4 – 1.7.

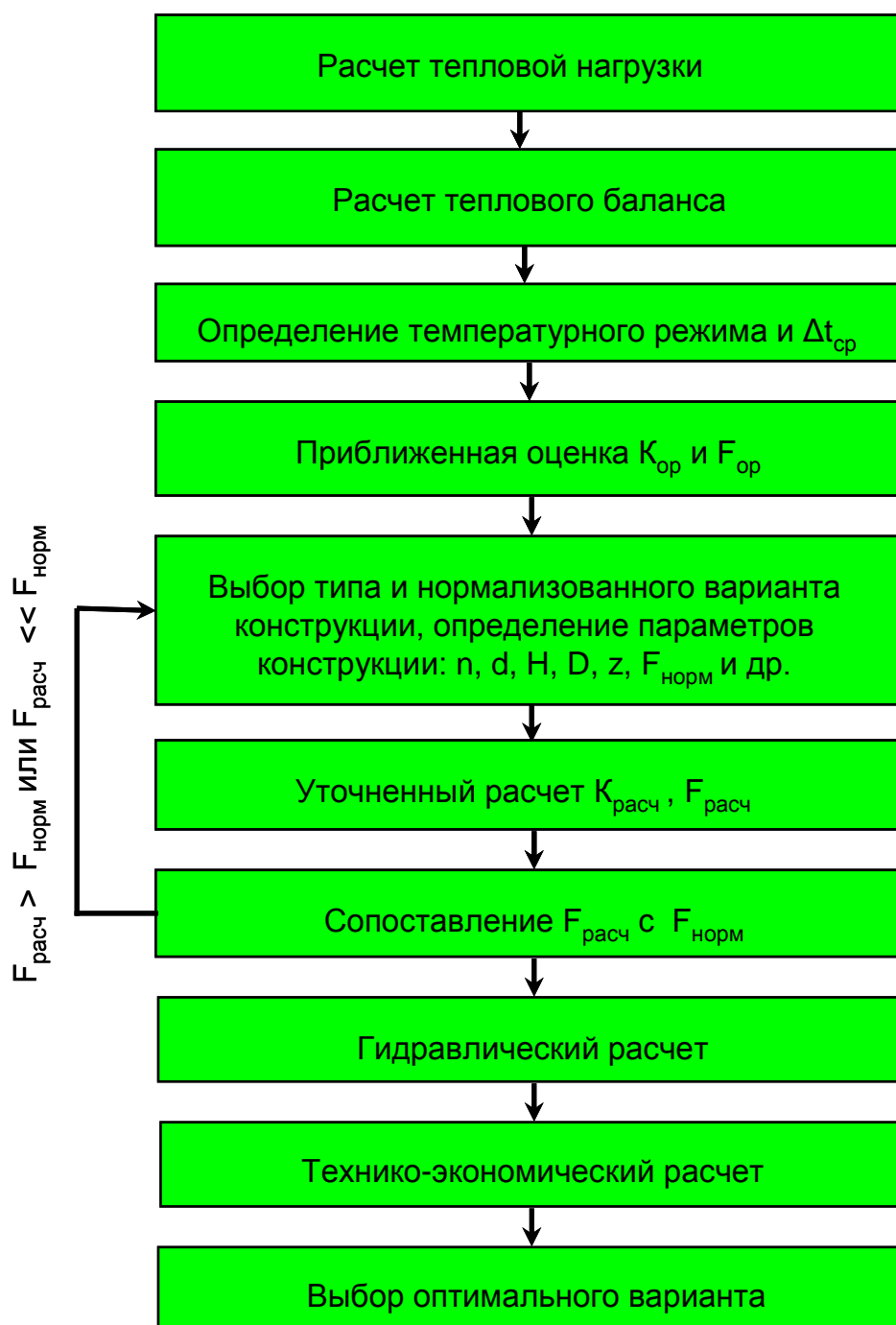


Рисунок 1.2 – Схема расчета рекуперативного теплообменного аппарата

Таблица 1.4 – Параметры кожухотрубчатых теплообменников и холодильников  
(по ГОСТ 15118-79, ГОСТ 15120-79 и ГОСТ 15122-79)

D кожуха, мм	d труб, мм	Число ходов *	Общее число труб, шт.	Поверхность теплообмена (в м <sup>2</sup> )** при длине труб, м							Площадь сечения потока, 10 <sup>2</sup> м <sup>2</sup>		Площадь сечения одного хода по трубам, 10 <sup>2</sup> м <sup>2</sup>
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	в вырезе перегородок	между перегородками	
159	20×2	1	19	1,0	2,0	2,5	3,5	—	—	—	0,3	0,5	0,4
	25×2	1	13	1,0	1,5	2,0	3,0	—	—	—	0,4	0,8	0,5
273	20×2	1	61	4,0	6,0	7,5	11,5	—	—	—	0,7	1,0	1,2
	25×2	1	37	3,0	4,5	6,0	9,0	—	—	—	0,9	1,1	1,3
325	20×2	1	100	—	9,5	12,5	19,0	25,0	—	—	1,1	2,0	2,0
		2	90	—	8,5	11,0	17,0	22,5	—	—	1,1	1,6	0,9
	25×2	1	62	—	7,5	10,0	14,5	19,5	—	—	1,3	2,9	2,1
		2	56	—	6,5	9,0	13,0	17,5	—	—	1,3	1,5	1,0
400	20×2	1	181	—	—	23,0	34,0	46,0	68,0	—	1,7	2,5	3,6
		2	166	—	—	21,0	31,0	42,0	63,0	—	1,7	3,0	1,7
	25×2	1	111	—	—	17,0	26,0	35,0	52,0	—	2,0	3,1	3,8
		2	100	—	—	16,0	24,0	31,0	47,0	—	2,0	2,5	1,7
600	20×2	1	389	—	—	49	73	98	147	—	4,1	6,6	7,8
		2	370	—	—	47	70	93	139	—	4,1	4,8	3,7
		4	334	—	—	42	63	84	126	—	4,1	4,8	1,6
		6	316	—	—	40	60	79	119	—	3,7	4,8	0,9
	25×2	1	257	—	—	40	61	81	121	—	4,0	5,3	8,9
		2	240	—	—	38	57	75	113	—	4,0	4,5	4,2
		4	206	—	—	32	49	65	97	—	4,0	4,5	1,8
		6	196	—	—	31	46	61	91	91	3,7	4,5	1,1
800	20×2	1	717	—	—	90	135	180	270	405	6,9	9,1	14,4
		2	690	—	—	87	130	173	260	390	6,9	7,0	6,9
		4	638	—	—	80	120	160	240	361	6,9	7,0	3,0
		6	618	—	—	78	116	155	233	349	6,5	7,0	2,0
	25×2	1	465	—	—	73	109	146	219	329	7,0	7,9	16,1
		2	442	—	—	69	104	139	208	312	7,0	7,0	7,7
		4	404	—	—	63	95	127	190	285	7,0	7,0	3,0
		6	384	—	—	60	90	121	181	271	6,5	7,0	2,2
1000	20×2	1	1173	—	—	—	221	295	442	663	10,1	15,6	23,6
		2	1138	—	—	—	214	286	429	643	10,1	14,6	11,4
		4	1072	—	—	—	202	269	404	606	10,1	14,6	5,1
		6	1044	—	—	—	197	262	393	590	9,6	14,6	3,4
	25×2	1	747	—	—	—	176	235	352	528	10,6	14,3	25,9
		2	718	—	—	—	169	226	338	507	10,6	13,0	12,4
		4	666	—	—	—	157	209	314	471	10,6	13,0	5,5
		6	642	—	—	—	151	202	302	454	10,2	13,0	3,6
1200	20×2	1	1701	—	—	—	—	427	641	961	14,5	18,7	34,2
		2	1658	—	—	—	—	417	625	937	14,5	17,6	16,5
		4	1580	—	—	—	—	397	595	893	14,5	17,6	7,9
		6	1544	—	—	—	—	388	582	873	13,1	17,6	4,9
	25×2	1	1083	—	—	—	—	340	510	765	16,4	17,9	37,5
		2	1048	—	—	—	—	329	494	740	16,4	16,5	17,9
		4	986	—	—	—	—	310	464	697	16,4	16,5	8,4
		6	958	—	—	—	—	301	451	677	14,2	16,5	5,2

\* Холодильники диаметром 325 мм и более могут быть только с числом ходов 2, 4 или 6.

\*\* Рассчитана по наружному диаметру труб.

Таблица 1.5 – Параметры кожухотрубчатых теплообменников и конденсаторов с плавающей головкой (по ГОСТ 14246-79 и ГОСТ 14247-79)

D кожуха, мм	d труб*, мм	Число ходов**	Площадь се- чения одного хода по тру- бам, м <sup>2</sup>		Поверхность теплообмена (м <sup>2</sup> ) при длине труб, м					Площадь самого узкого сечения в межтрубном простран- стве***, м <sup>2</sup>	
					3,0	6,0***	9,0***				
325	20×2	2	0,007	—	13	26	—	—	—	0,012	—
	25×2	2	0,007	—	10	20	—	—	—	0,012	—
400	20×2	2	0,012	—	23	46	—	—	—	0,020	—
	25×2	2	0,014	—	19	38	—	—	—	0,019	—
500	20×2	2	0,020	—	38	76	—	—	—	0,031	—
	25×2	2	0,023	—	31	62	—	—	—	0,030	—
600	20×2	2	0,030	0,034	—	117	131	176	196	0,048	0,042
		4	0,013	0,014	—	107	117	160	175	0,048	0,042
		6	—	0,008	—	—	113	—	—	0,048	0,042
	25×2	2	0,034	0,037	—	96	105	144	157	0,043	0,040
		4	0,015	0,016	—	86	94	129	141	0,043	0,040
		6	—	0,007	—	—	87	—	—	0,043	0,040
800	20×2	2	0,026	0,063	—	212	243	318	364	0,043	0,071
		4	0,025	0,025	—	197	225	295	337	0,078	0,071
		6	—	0,016	—	—	216	—	—	0,078	0,071
	25×2	2	0,060	0,069	—	170	181	255	286	0,074	0,068
		4	0,023	0,024	—	157	173	235	259	0,074	0,068
		6	—	0,018	—	—	164	—	—	0,074	0,068
1000	20×2	2	0,092	0,106	—	346	402	519	603	0,115	0,105
		4	0,043	0,049	—	330	378	495	567	0,115	0,105
		6	—	0,032	—	—	368	—	—	0,115	0,105
	25×2	2	0,103	0,119	—	284	325	426	488	0,117	0,112
		4	0,041	0,051	—	267	301	400	451	0,117	0,112
		6	—	0,034	—	—	290	—	—	0,117	0,112
1200	20×2	2	0,135	0,160	—	514	604	771	906	0,138	0,147
		4	0,064	0,076	—	494	576	741	864	0,138	0,147
		6	—	0,046	—	—	563	—	—	0,138	0,147
	25×2	2	0,155	0,179	—	423	489	635	733	0,126	0,113
		4	0,072	0,086	—	403	460	604	690	0,126	0,113
		6	—	0,054	—	—	447	—	—	0,126	0,113
1400	20×2	2	0,188	0,220	—	715	831	1072	1246	0,179	0,198
		4	0,084	0,102	—	693	798	1040	1197	0,179	0,198
		6	—	0,059	—	—	782	—	—	0,179	0,198
	25×2	2	0,214	0,247	—	584	675	876	1012	0,174	0,153
		4	0,099	0,110	—	561	642	841	963	0,174	0,153
		6	—	0,074	—	—	626	—	—	0,174	0,153

\* Трубы  $\varnothing 25 \times 2$  мм должны быть изготовлены из высоколегированных сталей; допускаются трубы из углеродистой стали, но  $\varnothing 25 \times 2,5$  мм.

\*\* Шесть ходов по трубам может быть только у конденсаторов.

\*\*\* Данные в правых столбцах относятся к расположению труб в трубных решетках по вершинам равносторонних треугольников, остальные — по вершинам квадратов (по ГОСТ 13202—77).

Таблица 1.6 – Параметры кожухотрубчатых конденсаторов и испарителей с неподвижной трубной системой и с линзовым компенсатором на корпусе (по ГОСТ 15119-79 и ГОСТ 15121-79)

D кожуха, мм	d труб, мм	Число ходов *	Общее число труб, шт.	Поверхность теплообмена ** (м <sup>2</sup> ) при длине труб, м				Площадь сечения одного хода по трубам, м <sup>2</sup>
				2,0	3,0	4,0	6,0	
600	20×2	2	370	—	70	93	139	0,037
		4	334	—	63	84	126	0,016
		6	316	—	60	79	119	0,009
	25×2	1	257	40	61	81	—	—
		2	240	—	57	75	113	0,042
		4	206	—	49	65	97	0,018
800	20×2	6	196	—	46	61	91	0,011
		2	690	—	130	173	260	0,069
		4	638	—	120	160	240	0,030
	25×2	6	618	—	116	155	233	0,020
		1	465	73	109	146	—	—
		2	442	—	104	139	208	0,077
1000	20×2	4	404	—	95	127	190	0,030
		6	384	—	90	121	181	0,022
		2	1138	—	214	286	429	0,114
	25×2	4	1072	—	202	269	404	0,051
		6	1044	—	197	262	393	0,034
		1	747	117	176	235	—	—
1200	20×2	2	718	—	169	226	338	0,124
		4	666	—	157	209	314	0,055
		6	642	—	151	202	302	0,036
	25×2	2	1658	—	—	417	625	0,165
		4	1580	—	—	397	595	0,079
		6	1544	—	—	388	582	0,049
1400	20×2	1	1083	—	256	340	—	—
		2	1048	—	—	329	494	0,179
		4	986	—	—	310	464	0,084
	25×2	6	958	—	—	301	451	0,052
		2	2298	—	—	—	865	0,230
		4	2204	—	—	—	831	0,110
1400	25×2	6	2162	—	—	—	816	0,072
		1	1545	—	372	486	—	—
		2	1504	—	—	—	708	0,260
		4	1430	—	—	—	673	0,118
		6	1396	—	—	—	657	0,080

\* Испарители могут быть только одноходовыми.

\*\* Рассчитана по наружному диаметру труб.

### 1.2.2 Конструирование рекуперативных теплообменных аппаратов

При проектировании теплообменного аппарата, не входящего в нормализованный типоразмерный ряд, необходимо придерживаться следующих рекомендаций. Сначала на основании ориентировочной оценки коэффициента теплопередачи (таблица 1.2) примерно определяют ориентировочную поверхность теплообмена аппарата, а затем приступают к конструированию.

Так как массовые расходы теплоносителей определяются тепловым балансом аппарата (уравнения (1.1)-(1.3)), то скорость теплоносителя можно обеспечить в рекомендуемом диапазоне (таблица (1.1)) только подбором сечения. При этом приходится выбирать ряд геометрических параметров.

Так для удобства чистки труб желательно, чтобы их внутренний диаметр был не менее 12 мм. Из условия более компактного пучка наружный диаметр принимается не более 38 мм для жидких сред и 57 мм для газообразных. Толщина стенки труб  $\delta = 0,5 \dots 3,0$  мм (в зависимости от давления теплоносителя).

В промышленных теплообменных аппаратах редко применяют трубы с  $d_{вн} < 16$  мм, чаще стандартные  $d_{н} = 20; 25; 32; 38$  мм. Для загрязненных жидкостей и газов  $d_{н} = 44,5; 51; 57; 76$  мм.

В теплообменниках применяются трубы, изготовленные из стали или из цветных металлов (в особо важных случаях).

Зная расход теплоносителя в трубах, и задавшись его скоростью (таблица (1.1)), можно ориентировочно определить число труб в одном ходу по формуле:

$$n' = \frac{n}{z} = \frac{4G}{\pi d_{вн}^2 \rho w}, \quad (1.7)$$

где  $n$  - общее число труб в теплообменнике;  $z$  - число ходов;  $d_{вн}$  - внутренний диаметр труб;  $G$  - расход теплоносителя, проходящего в трубах;  $\rho$  и  $w$  - плотность и скорость теплоносителя, соответственно.

Поверхность теплообмена

$$F = \pi d_{ср} \ell n = \pi d_{ср} \ell n' z, \quad (1.8)$$

где  $d_{ср}$  - средний диаметр труб,  $d_{ср} = \frac{d_{вн} + d_{н}}{2}$ .

Тогда

$$\ell = \frac{F}{\pi d_{ср} n' z} \quad (1.9)$$



Если по расчету при  $z=1$  получается длина труб  $\ell > 9$  м, то конструируют многоходовой теплообменный аппарат. Число ходов обычно выбирают четным (2, 4, 6, 8, 10), чтобы входной и выходной патрубки теплоносителя, проходящего в трубах, были расположены на одной крышке аппарата (рисунок 1.3).

Если рабочая длина труб даже при максимальном числе ходов ( $z = 10$ ) получается большой  $\ell > 9$  м, необходимо переиздать скорость теплоносителя, а при заданном расходе его уменьшить диаметр трубок.

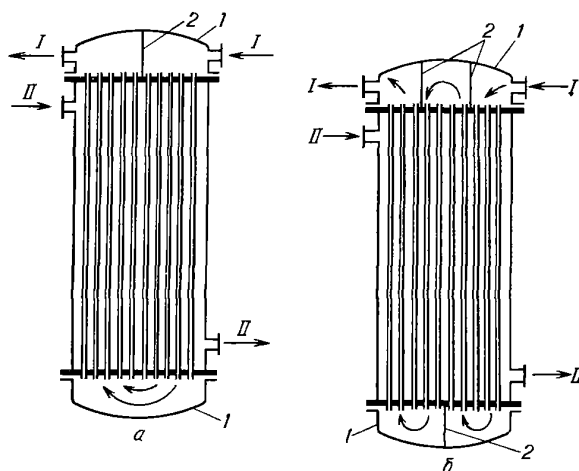


Рисунок 1.3 – Многоходовые (по трубному пространству) кожухотрубчатые теплообменники жесткой конструкции  
а – двухходовой; б – четырехходовой

### 1.2.3 Способы крепления и методы разбивки труб в трубной решетке

Для обеспечения хорошей герметизации ТА трубы крепятся в трубной доске одним из способов, представленных на рисунке 1.4. Наибольшее распространение получила **развальцовка** (а, б). Способ крепления с помощью саль-

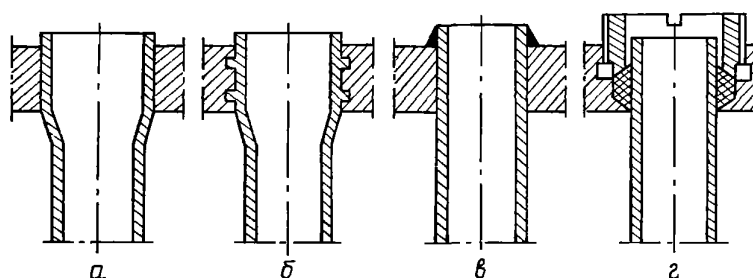


Рисунок 1.4 – Способы крепления труб в трубных решетках  
а – развальцовка; б – развальцовка в отверстиях с канавками; в – сварка; г – сальниковые уплотнения

никовых уплотнителей (г) сложен и дорог, поэтому широкого распространения не получил. Сваркой (в) трубы крепятся в том случае, если материал, из которого изготовлены трубы, не поддается развальцовке или при большом давлении теплоносителя в межтрубном пространстве ТА.

Толщина трубной решетки зависит от диаметра труб и может быть принята

$$h_{mp.p} = \frac{d_n}{8} + c, \quad (1.10)$$

где  $d_n$  - наружный диаметр трубы, мм;  $c = 10$  мм - для стальных решеток;  $c = 20$  мм - для решеток, выполненных из цветного металла.

Возможны два **вида расположения труб** (или метода разбивки труб на плоскости трубной решетки):

- а) **концентрический** (по концентрическим окружностям) (рисунок 1.5, б);
- б) **ромбический** (по вершинам равносторонних шестиугольников, треугольников, квадратов) (рисунок 1.5, а).

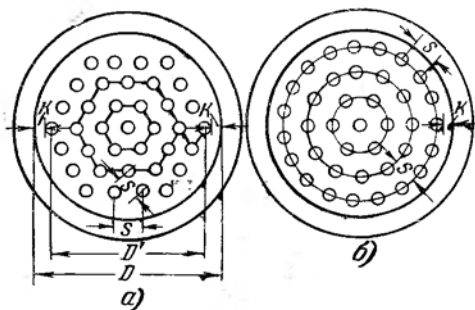


Рисунок 1.5 – Способы размещения труб в трубных решетках:  
а – по вершинам равносторонних шестиугольников; б – по концентрическим окружностям

Трубы в пучке должны располагаться равномерно с шагом  $s$  в любом направлении, который является расстоянием между центрами соседних труб. При проектировании теплообменника шаг можно принять равным  $s = (1,3...1,5) d_n$ , но не менее  $d_n + 6$  мм (из условий прочности).

При концентрическом расположении число труб на соответствующей концентрической окружности равно:

$$\begin{aligned}
 & \text{- на 1-ой} & n_1 &= \frac{2\pi s}{s} = 2\pi \approx 6; \\
 & \text{- на 2-ой} & n_2 &= \frac{2\pi 2s}{s} = 4\pi \approx 12; \\
 & \text{- на 3-ой} & n_3 &= \frac{2\pi 3s}{s} = 6\pi \approx 18; \\
 & \text{- на } i\text{-ой} & n_i &= \frac{2\pi i s}{s} = 2\pi i.
 \end{aligned} \tag{1.11}$$

Общее количество труб определяется суммой их на каждой концентрической окружности плюс осевая труба.

При ромбическом (по вершинам равносторонних шестиугольников) расположении труб общее их количество можно найти по приблизительной формуле

$$n \approx \varphi \frac{\pi D_{вн}^2}{3,47 s^2} \tag{1.12}$$

где  $\varphi = 0,7...1,0$  - коэффициент заполнения трубной решетки. При числе шестиугольников более шести сегменты между краем решетки и сторонами большего шестиугольника желательно также заполнить трубами согласно выбранной закономерности.

$D_{вн}$  - внутренний диаметр корпуса аппарата определяется по формуле (рисунок 1.5)

$$D_{вн} = D' + d_H + 2\kappa, \tag{1.13}$$

где  $D'$  - при ромбической разбивке - наибольшая диагональ шестиугольника, при концентрической – диаметр наибольшей окружности центров труб;  $d_H$  - наружный диаметр труб;  $\kappa$  - зазор между крайними трубами и внутренней стенкой корпуса аппарата, должен быть минимальным, но не менее 6 мм. Если теплообменный аппарат с подвижной камерой (плавающей головкой),  $\kappa$  зависит от размера фланца подвижной камеры.

### 1.2.4 Варианты установки перегородок в крышках теплообменных аппаратов

В многоходовых теплообменных аппаратах крышки снабжаются перегородками, а на трубной решетке должны быть предусмотрены свободные (без отверстий) участки под перегородки крышек. Для этого выполняется эскиз трубной решетки с учетом вышесказанного, уточняя число труб в каждом ходе, стремясь достичь их примерного равенства.

Существует несколько способов распределения труб по ходам (рисунок 1.6). В крышках двух- и четырехходовых теплообменников ходы могут разделяться параллельными перегородками (рисунок 1.6, а). На рисунке сплошными линиями показаны перегородки в передней крышке (со стороны входа теплоносителя в трубное пространство), а пунктиром – в задней крышке.

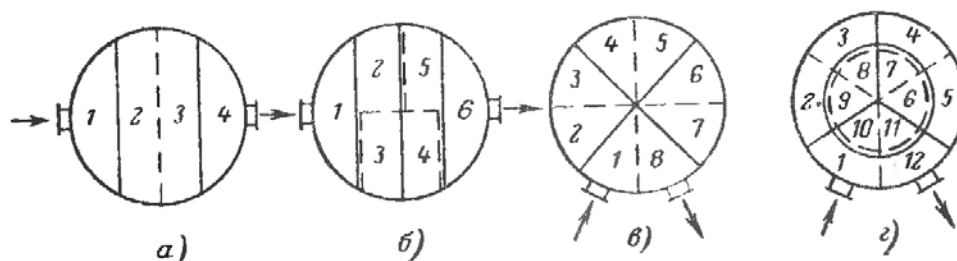


Рисунок 1.6 – Варианты установки перегородок в крышке теплообменного аппарата

Цифрами обозначена последовательность ходов. В аппаратах с четырьмя и более ходами применяют разбивку труб по секторам (рисунок 1.6, в) или более сложные, комбинированные методы установки перегородок (рисунок 1.6, б и г).

### 1.2.5 Конструкции крышек теплообменных аппаратов

Крышки теплообменных аппаратов могут быть различных конструктивных форм с различными местами установки патрубков. Крышка с патрубком, ось которого перпендикулярна плоскости разъема (рисунок 1.7, а), неудобна тем, что снятие ее с корпуса сопровождается демонтажем трубопровода. Крышка с боковым патрубком (рисунок 1.7, б) требует только отсоединения труб от

крышки. Съемное днище крышки-коллектора (рисунок 1.7, в) допускает осмотр и очистку аппарата без отделения его от трубопроводов, однако дополнительное фланцевое соединение усложняет конструкцию аппарата и его обслуживание. Если выполнить крышку с одним разъемным соединением выше патрубков (рисунок 1.7, г), то можно ограничиться одним этим разъемом. Однако изготовление такой конструкции значительно сложнее, она менее удобна при смене и развальцовке труб.

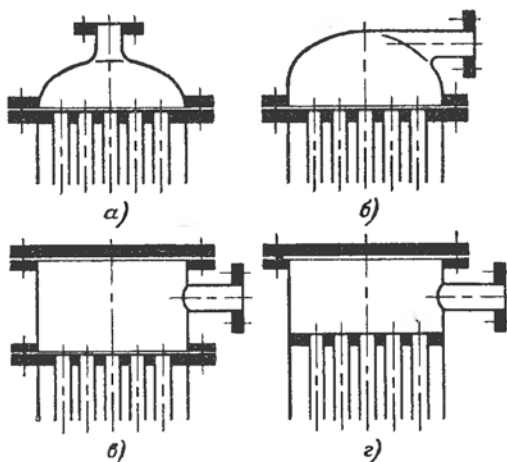


Рисунок 1.7 – Типы крышек теплообменных аппаратов, соединений их с корпусом и трубопроводами

### 1.2.6 Определение диаметров штуцеров

Одной из задач проектирования теплообменного аппарата является определение диаметров штуцеров (патрубков) для подвода и отвода теплоносителей.

Площадь сечения штуцера на основании уравнения неразрывности

$$f_{шт} = \frac{G}{\rho w}, \quad (1.14)$$

где  $G$  - массовый расход теплоносителя;  $\rho$  и  $w$  - его плотность и скорость, которая может быть принята примерно равной скорости теплоносителя в аппарате.

Тогда диаметр штуцера определяется по формуле

$$d_{шт} = \sqrt{\frac{4 f_{шт}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 G}{\pi \rho w}} \quad (1.15)$$

и выбирается из *стандартного ряда диаметров* условного прохода штуцера: 10, 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 150; 200; 250; 300; 350; 400; 500; 600; 800; 1000 и т.д. через 200 мм до 4000 мм.

### **1.2.7 Принятие окончательного решения при конструировании теплообменного аппарата**

На основании полученных в результате расчета основных геометрических размеров вычерчивается эскиз теплообменного аппарата, разрабатываются узлы аппарата и детали их сочленения. Исходя из окончательно принятых геометрических параметров аппарата, уточняются скорости теплоносителей. По методикам, известным из теории теплообмена, определяются коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи, а также расчетная поверхность теплообмена аппарата. Если расчетная поверхность теплообмена равна или менее (на 10...15 %) поверхности теплообмена аппарата, представленного на эскизе, расчет размеров можно считать окончанным. Если же расчетная поверхность оказывается больше поверхности теплообмена аппарата, изображенного на эскизе, то нужно увеличить поверхность на чертеже, например, удлинением пучка труб. В случае значительного превышения расчетной поверхности (> 15 %) необходимо изменять параметры конструкции теплообменного аппарата.

Далее *выполняются следующие этапы проектирования* теплообменного аппарата:

1. Выбираются конструкционные материалы для всех деталей теплообменника, а также производится расчет их на прочность. Он бывает конструкторский и поверочный. При конструкторском расчете определяются минимально необходимые размеры элементов, а при поверочном – проверка на прочность существующих элементов аппарата. (*Методику механического расчета – смотри в соответствующем разделе*).

2. Выполняют чертежи теплообменного аппарата, составляют спецификации, характеристики фланцев, определяют массу деталей и всего аппарата.
3. Разрабатывают конструкцию и выбирают материал тепловой изоляции теплообменного аппарата, производят тепловой и конструктивный расчеты изоляции.
4. Разрабатывают схему КИПиА процесса в теплообменном аппарате.
5. Выбирают контрольно-измерительные приборы и элементы автоматики, запорные и регулирующие устройства, предохранительные клапаны, конденсатоотводчики и другое вспомогательное оборудование.
6. Проектируют и подбирают лестницы и площадки для обслуживания, ограждения, подъемно-транспортные устройства, средства безопасного обслуживания и противопожарное оборудование.

### ***1.3 Гидравлический расчет теплообменного аппарата***

Целью гидравлического расчета рекуперативного теплообменного аппарата является определение полного гидравлического сопротивления и мощности, необходимой для перемещения соответствующего теплоносителя.

$$\Delta p = \sum \Delta p_m + \sum \Delta p_{\text{м}} + \sum \Delta p_{\text{дин}} \pm \sum \Delta p_{\text{самотяги}}, \quad (1.16)$$

где  $\sum \Delta p_m$ ,  $\sum \Delta p_{\text{м}}$ ,  $\sum \Delta p_{\text{дин}}$  и  $\sum \Delta p_{\text{самотяги}}$  - гидравлические потери за счет трения, местных сопротивлений по тракту движения теплоносителя, из-за ускорения потока и самотяги, соответственно. Последние два слагаемых чаще отсутствуют.

В **трубном пространстве** перепад давления определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{труб}} = \left( \lambda \frac{l z}{d_{\text{вн}}} + \sum \zeta \right) \frac{\rho_{\text{тр}} \varpi_{\text{тр}}^2}{2} \quad (1.17)$$

где  $l z$  - длина пути жидкости;  $\rho_{\text{тр}}$  и  $\varpi_{\text{тр}}$  - плотность и скорость теплоносителя в трубах;  $\lambda$  - коэффициент трения;  $\zeta$  - коэффициент местного сопротивления потоку, движущемуся в трубном пространстве.

При  $Re_{тр} > 2300$

$$\lambda = 0,25 \left\{ \lg \left[ \frac{e}{3,7} + \left( \frac{6,81}{Re_{тр}} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} \quad (1.18)$$

где  $e = \frac{\Delta}{d_{вн}}$  - относительная шероховатость труб;  $\Delta$  - высота выступов

шероховатости (в расчетах для стальных труб можно принять  $\Delta = 0,2$  мм).

Коэффициенты местных сопротивлений потоку, движущемуся в трубном пространстве: входная и выходная камеры  $\zeta_{тр1} = 1,5$ ; поворот между ходами  $\zeta_{тр2} = 2,5$ ; вход в трубы и выход из них  $\zeta_{тр3} = 1,0$ .

Местное сопротивление на входе в распределительную камеру и на выходе из нее следует рассчитывать по скорости жидкости в штуцерах. Диаметры штуцеров нормализованных кожухотрубчатых теплообменников приведены в таблице 1.7.

Таблица 1.7 - Диаметры условного прохода штуцеров кожухотрубчатых теплообменников

D <sub>кожуха</sub> , мм	Диаметры (в мм) условного прохода штуцеров для трубного пространства при числе ходов по трубам				Диаметры условного прохода штуцеров для межтрубного пространства, мм
	1	2	4	6	
159	80	-	-	-	80
273	100	-	-	-	100
325	150	100	-	-	100
400	150	150	-	-	150
600	200	200	150	100	200
800	250	250	200	150	250
1000	300	300	200	150	300
1200	350	350	250	200	350
1400	-	350	250	200	350

В *межтрубном пространстве* гидравлическое сопротивление можно рассчитать по формуле:

$$\Delta p_{м.тр} = \sum \zeta_{м.тр} \frac{\rho_{м.тр} w_{м.тр}^2}{2} \quad (1.19)$$

Скорость жидкости в межтрубном пространстве



$$\varpi_{м.тр} = \frac{G_{м.тр}}{\rho_{м.тр} S_{м.тр}} \quad (1.20)$$

где  $S_{м.тр}$  – наименьшее сечение потока в межтрубном пространстве.

Коэффициенты местных сопротивлений потоку, движущемуся в межтрубном пространстве: вход и выход жидкости  $\zeta_{м.тр1} = 1,5$ ; поворот через сегментную перегородку  $\zeta_{м.тр2} = 1,5$ .

Сопротивление пучка труб можно определить по формуле

$$\zeta_{м.тр3} = \frac{3m}{Re_{м.тр}^{0,2}}, \quad (1.21)$$

$$Re_{м.тр} = \frac{G_{м.тр} d_n}{S_{м.тр} \mu_{м.тр}}, \quad (1.22)$$

здесь  $m$  – число рядов труб, которое приближенно можно определить через общее число труб  $n$  по формуле

$$m \approx \sqrt{\frac{n}{3}} \quad (1.23)$$

Сопротивление входа и выхода следует также определять по скорости жидкости в штуцерах, диаметры условных проходов которых приведены в таблице 1.7.

Число сегментных перегородок зависит от длины и диаметра аппарата (таблица 2.7 [5]).

Мощность, необходимая для перемещения теплоносителя,

$$N = \frac{G \Delta p}{\rho \eta} \quad (1.24)$$

где  $\eta$  - КПД насоса (компрессора или вентилятора).

#### ***1.4 Выбор оптимального нормализованного теплообменного аппарата***

В зависимости от цели оптимизации в качестве критерия оптимальности могут быть приняты различные параметры: габариты, масса аппарата, удельные энергетические затраты и т.д.

Однако наиболее полным и надежным критерием оптимизации ( $KO$ ) при выборе теплообменного аппарата принято считать **приведенные затраты** ( $\Pi$ ):

$$\Pi = EK + \mathcal{E}, \text{ руб/год}, \quad (1.25)$$

где  $K$  – капитальные затраты;  $\mathcal{E}$  – эксплуатационные затраты;  $E$  – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений.

Наиболее эффективен тот из сравниваемых аппаратов, у которого приведенные затраты минимальны, т.е.

$$KO = \min \Pi = \min (EK + \mathcal{E}) \quad (1.26)$$

**Капитальные затраты** ( $K$ ) складываются из затрат на изготовление аппарата и его монтаж, причем затраты на монтаж намного меньше затрат на изготовление, и ими можно пренебречь.

Если по технологической схеме работа теплообменника неразрывно связана с работой обслуживающих его насосов или компрессоров, то в капитальные затраты нужно включить их полную стоимость или ее часть (пропорциональную доле мощности, затрачиваемой на преодоление гидравлического сопротивления теплообменника, от всей необходимой мощности на перемещение теплоносителя):

$$K = C_m + \beta_1 C_{n1} + \beta_2 C_{n2}. \quad (1.27)$$

**Эксплуатационные затраты** можно разделить на две группы:

1. Пропорциональные капитальным затратам, в том числе амортизационные отчисления (определяемые коэффициентом  $\kappa_a$ ) и расхода на текущий ремонт и содержание оборудования (определяемые коэффициентом  $\kappa_p$ ).
2. Расходы на энергию на привод нагнетателей и стоимость теплоносителей.

Тогда

$$\mathcal{E} = K(\kappa_a + \kappa_p) + C_{\mathcal{E}}(N_1 + N_2)\tau + G_1 C_1 \tau + G_2 C_2 \tau, \quad (1.28)$$

где  $\tau$  – число часов работы оборудования в году (при непрерывной работе можно принять  $\tau = 8000$  ч);  $C_{\mathcal{E}}$  – цена единицы электроэнергии;  $C_1$  и  $C_2$  – це-

ны на теплоносители;  $N_1$  и  $N_2$  - мощности нагнетателей, затрачиваемые на преодоление гидравлических сопротивлений теплообменника.

Так как при решении задачи оптимального выбора теплообменника расходы теплоносителей  $G_1$  и  $G_2$  заданы, затраты на них можно рассматривать как постоянные, а при поиске оптимального варианта конструкции их можно исключить. Тогда приведенные затраты ( $\Pi$ ) на теплообменник (руб/год) можно приблизительно рассчитать по формуле (подставив в (1.25) выражения (1.28) и (1.27)):

$$\begin{aligned} \Pi &= EK + K(\kappa_a + \kappa_p) + C_{\text{э}}(N_1 + N_2) \tau = \\ &= K(E + \kappa_a + \kappa_p) + C_{\text{э}}(N_1 + N_2) \tau \end{aligned}$$

$$\Pi = (E + \kappa_a + \kappa_p) (C_m + \beta_1 C_{n1} + \beta_2 C_{n2}) + (N_1 + N_2) C_{\text{э}} \tau. \quad (1.29)$$

Нормативный коэффициент эффективности капиталовложений в промышленной теплоэнергетике можно принять  $E = 0,15 \text{ год}^{-1}$ . Расчет годовых амортизационных отчислений на ремонт оборудования может быть произведен по средним нормам  $\kappa_a = 0,10$ ;  $\kappa_p = 0,05$ . Тогда можно принять

$$E + \kappa_a + \kappa_p = 0,15 + 0,10 + 0,05 = 0,3 \text{ год}^{-1}.$$

### **1.5 Влияние конструктивных параметров теплообменного аппарата на величину приведенных затрат**

На поверхность теплообмена и на относящуюся к ней долю капитальных затрат, а также на эксплуатационные затраты влияет *недорекуперация* теплоты. Чем меньше величина недорекуперации теплоты, т.е. чем меньше разность температур греющего теплоносителя на входе  $t'_1$  и нагреваемого на выходе  $t''_2$  при противотоке (рисунок 1.8), тем меньше средний температурный напор  $\Delta t_{cp}$ ,

тем больше поверхность теплообмена  $F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}}$ , тем выше стоимость аппарата, но тем меньше расход греющего теплоносителя, а значит эксплуатационные расходы.

Необходимо выявить оптимум увеличения капитальных и снижения эксплуатационных расходов, который можно определить, моделируя функции  $K = f(F)$  и  $\mathcal{E} = f(F)$  (рисунок 1.9).

Относительная стоимость  $1 \text{ м}^2$  поверхности теплообмена кожухотрубного теплообменного аппарата зависит как от величины поверхности, так и от диаметра труб, их длины и количества. С увеличением числа и длины труб в пучке и уменьшением их диаметра снижается относительная стоимость  $1 \text{ м}^2$  поверхности кожухотрубного теплообменного аппарата, т.к. при этом уменьшается общая затрата металла на аппарат в расчете на единицу поверхности теплообмена. Так, при увеличении поверхности теплообмена аппарата в 4 раза, относительная стоимость снижается в 3 раза; уменьшение диаметра труб в 1,7 раза приводит к снижению удельной стоимости в 1,4 раза, а увеличение длины труб в 3,7 раза, соответственно, в 1,7 раза.

Однако следует иметь в виду, что с увеличением числа труб увеличивается вероятность нарушения плотности их крепления в трубной решетке, а применение труб малого диаметра, как уже говорилось ранее, увеличивает их засоряемость и усложняет чистку.

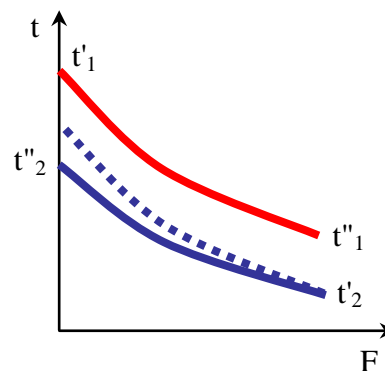


Рисунок 1.8 – Температурный график рекуперативного теплообменного аппарата

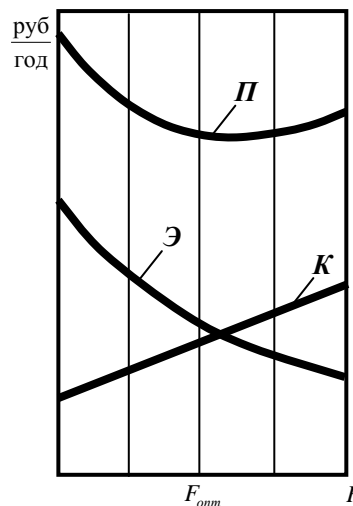


Рисунок 1.9 – Схема зависимости экономических показателей и выбора оптимального варианта поверхности теплообмена рекуперативного аппарата

## Тема 2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ И УСТАНОВОК

**Выпаривание** – термический процесс концентрирования растворов твердых нелетучих веществ при кипении и удалении жидкого летучего растворителя в виде паров. Жидкие смеси, концентрирование которых осуществляется выпариванием, отличаются большим разнообразием как физических параметров (вязкость, плотность, температура кипения и т.д.), так и других характеристик (кристаллизующиеся, пенящиеся растворы). Свойства смесей определяют основные требования к условиям проведения процесса (вакуум-выпаривание, прямо- и противоточные, одно- и многокорпусные выпарные установки), а также к конструкциям выпарных аппаратов.

Такое разнообразие требований вызывает определенные сложности при правильном выборе схемы выпарной установки, типа аппарата, числа ступеней в многокорпусной выпарной установке.

### **2.1 Выбор схемы выпарной установки**

Решение этой задачи состоит из выбора:

- схемы подогрева раствора;
- схемы питания аппаратов раствором;
- оптимального числа ступеней установки;
- рациональной системы использования вторичной энергии.

#### **2.1.1 Выбор схемы подогрева раствора**

Условие теплообмена между греющим паром и кипящим раствором требует соблюдения градиента температур между названными теплоносителями, т.е. греющий пар для первой ступени выпарной установки (рисунок 2.1) должен иметь такую температуру  $t_{zp}$ , чтобы выполнялось условие  $t_{zp} - t_{p1} \approx 8...10 \text{ } ^\circ\text{C}$  для выпарных аппаратов с естественной циркуляцией и  $t_{zp} - t_{p1} \geq 5 \text{ } ^\circ\text{C}$  для аппаратов

с принудительной циркуляцией раствора. В приведенных выражениях  $t_{p1}$  - температура кипения раствора в первом корпусе выпарной установки. Эта же зависимость распространяется на все последующие корпуса многоступенчатой  $n$ - корпусной установки, что приводит к выводу

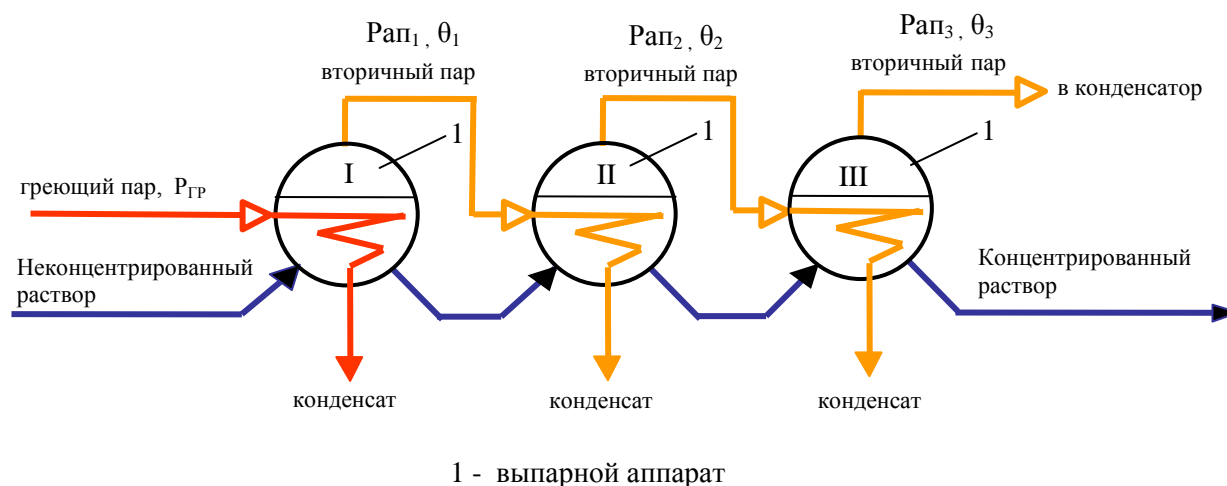


Рисунок 2.1 - Схема трехкорпусной прямоточной выпарной установки

$$P_{зр} > P_1 > P_2 > \dots > P_n. \quad (2.1)$$

Для многокорпусной выпарной установки полезная разность температур

$$\Delta t_{\text{полезн}} = (t_{зр} - \theta_n) - \sum_{i=1}^n (\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3)_i, \quad (2.2)$$

где  $t_{зр}$  - температура пара, поступающего в I корпус установки;  $\theta_n$  - температура вторичного пара из последнего ( $n$ -ого корпуса);  $\Delta_1$ ,  $\Delta_2$  и  $\Delta_3$  - физико-химическая, гидростатическая и гидравлическая температурная депрессия, соответственно, в каждом корпусе установки.

При проектировании многокорпусной выпарной установки  $\Delta t_{\text{полезн}}$  целесообразно распределять по корпусам так, чтобы поверхности всех корпусов были одинаковыми, что упрощает и удешевляет изготовление и обеспечивает унификацию деталей. Кроме того, предпочтительно, чтобы общая поверхность всех корпусов была минимальной.

Оба отмеченных фактора выполняются при условии распределения полезной разности температур  $\Delta t_{\text{полезн}}$  по корпусам поровну [7].

Многокорпусное выпаривание дает существенную экономию греющего пара, поступающего на первый корпус установки. Однако увеличение числа ступеней выпаривания согласно с условием (2.1) приведет к закономерному повышению давления греющего пара. В то же время теплота конденсации пара слабо зависит от давления и с его повышением она незначительно уменьшается. Но повышение давления свежего пара – это невыработка электроэнергии на ТЭЦ (если пар взят из отборов турбин) или повышение расхода топлива (если пар из котельной).

Раствор перед поступлением в I корпус желательно нагревать вплоть до температуры кипения. Для этой цели в первую очередь необходимо использовать вторичный пар последней ступени, а затем последовательно подогревать раствор в каскаде подогревателей экстра-паром из ступеней более высокого давления (регенеративный подогрев). И закончить подогрев свежим паром в специальном подогревателе, тем же паром, который подается в I корпус выпарной установки (рисунок 2.2).

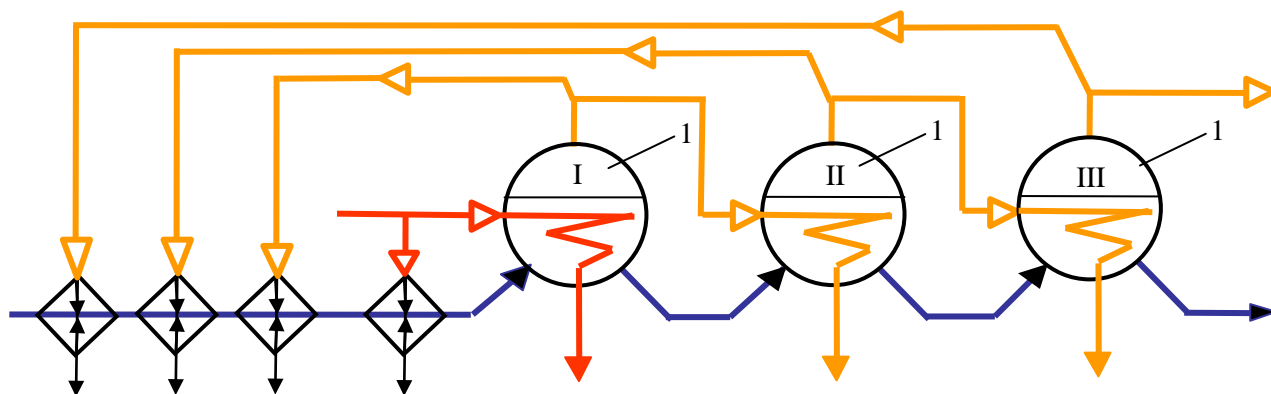


Рисунок 2.2 – Прямоточная схема многокорпусной выпарной установки с подогревом неконцентрированного раствора вторичным и свежим паром

В результате подогрева раствора свежим паром перед подачей его в выпарной аппарат не наблюдается экономия этого пара и это не уменьшает поверхность теплообмена выпарной установки в целом, но приводит к уменьше-

нию поверхности выпарных аппаратов. Но так как удельная стоимость ( $1 \text{ м}^2$  поверхности теплообмена) выпарного аппарата выше стоимости теплообменного аппарата (при прочих равных условиях) из-за большего расхода металла и сложности изготовления, то предварительный подогрев раствора выгоден.

Для противоточной схемы регенеративный подогрев не применяется, т.к. раствор поступает на выпаривание с того конца установки, где температура минимальна (т.е. с «холодного» конца).

### **2.1.2 Схемы питания аппаратов раствором**

Наиболее распространенными схемами многокорпусных выпарных установок являются:

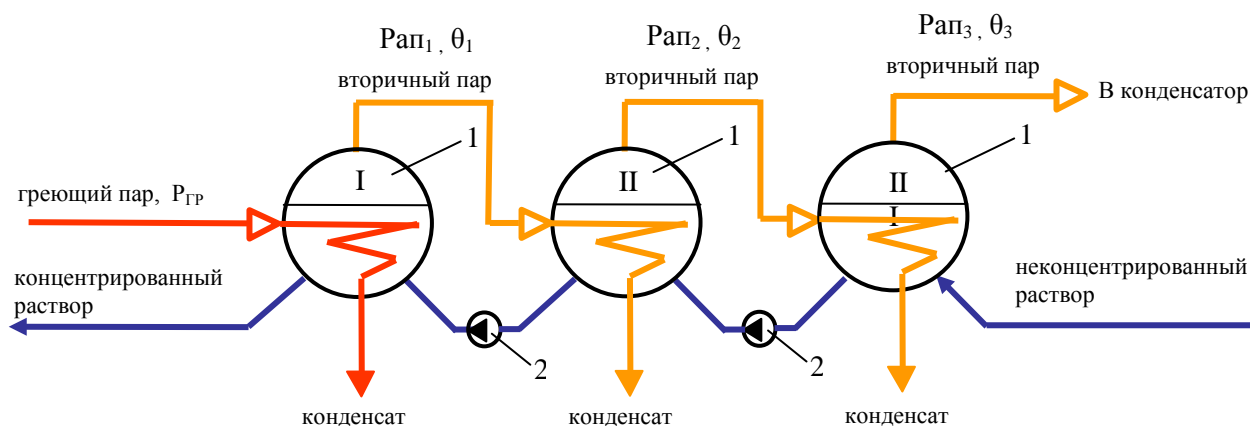
#### **а) прямоточная (рисунок 2.2)**

Практически в любой многокорпусной установке, в том числе и прямоточной, распределение давлений по корпусам подчиняется следующему неравенству  $p_{zp} > p_1 > p_2 > \dots > p_n$ . Обычно первый корпус работает при повышенном давлении, второй – при давлении близком или выше атмосферного, а последний под разрежением. В прямоточной схеме и пар и раствор движутся от первого корпуса к последнему, причем раствор движется от корпуса к корпусу самотёком, что снижает как капитальные (на установку насосов), так и эксплуатационные затраты (на их привод). Схема применяется для большинства растворов, кроме вязких и склонных к активному кристаллообразованию.

#### **б) противоточная (рисунок 2.3)**

Применяется для выпаривания вязких растворов. Вязкость зависит от вида раствора, концентрации и температуры его. При выпаривании концентрация раствора увеличивается, а значит, повышается его вязкость. В то же время, т.к. остается справедливым неравенство  $p_{zp} > p_1 > p_2 > \dots > p_n$ , а значит температура кипения раствора в корпусах  $t_1 > t_2 > \dots > t_n$ , вязкость раствора, подвергаемого выпариванию в прямоточной схеме, по всем факторам увеличивается, что делает проблематичным движение его самотеком, а значит применение прямоточной





1 - выпарной аппарат; 2- насос

Рисунок 2.3 - Схема трехкорпусной противоточной выпарной установки

схемы. При выпаривании раствора в многокорпусной противоточной установке раствор подается в последний корпус, где давление, а значит и температура самые низкие. При движении раствора от последнего к первому корпусу температура кипения повышается, что способствует снижению вязкости. Но т.к. раствор движется в сторону повешения давления, он перемещается с помощью насосов 2. Это требует дополнительных капитальных и эксплуатационных затрат.

#### в) со смешанным током

Так же как и схема с противоточным движением применяется для выпаривания вязких растворов. В данной схеме неконцентрированный раствор подается во второй корпус, второй и третий корпуса (рисунок 2.3) соединены последовательно, а после третьего корпуса раствор подается в первый насосом, что снижает затраты на насосы.

#### г) с параллельным питанием по раствору (рисунок 2.4)

Применяется для выпаривания растворов, склонных к активному кристаллообразованию. Раствор разводится к корпусам по единому коллектору, так же отводится концентрированный раствор после аппаратов.

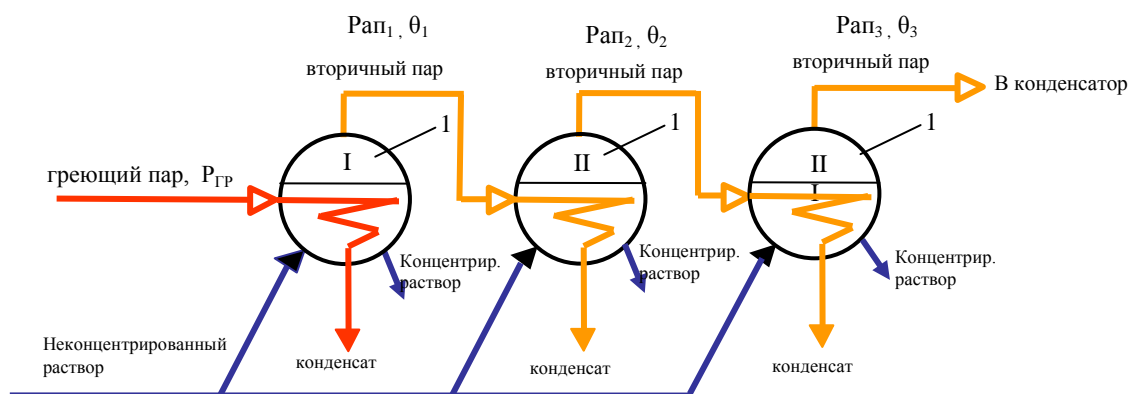


Рисунок 2.4 - Схема трехкорпусной выпарной установки с параллельным питанием по раствору

### 2.1.3 Оптимальное число ступеней выпарной установки

Многоступенчатое выпаривание дает значительную экономию тепловой энергии. Ориентировочно расход греющего пара в выпарной установке с  $n$  корпусами:

$$D = \frac{W}{\eta n}, \quad (2.3)$$

где  $W$  – общее количество выпаренной воды во всех корпусах установки;  $\eta$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду, недоиспользование энергии конденсата, а также увеличение теплоты парообразования с понижением давления. Для 3-ех и 4-ех корпусных установок  $\eta \cong 0,85$ .

Таким образом, с увеличением числа корпусов снижается расход свежего греющего пара на установку. Однако удельная экономия теплоты снижается с увеличением числа корпусов. Если при переходе от одноступенчатой выпарки к двухступенчатой расход свежего пара снижается примерно вдвое, то в пятиступенчатой по сравнению с четырехступенчатой расход пара снижается только на 10 %. С увеличением числа корпусов удлиняется схема, повышается стоимость установки, усложняется обслуживание ее.

Целесообразное число корпусов в установке с многоступенчатым выпариванием определяется многовариантными экономическими расчетами. В качест-

ве критерия оптимальности принимаются приведенные затраты, которые при поиске оптимального варианта должны стремиться к минимуму.

**Приведенные затраты** можно определить по формуле:

$$\Pi = \frac{K}{T_n} + \mathcal{E}, \text{ руб/год,} \quad (2.4)$$

где  $K$  – капитальные затраты;  $\mathcal{E}$  – эксплуатационные затраты;  $T_n$  – нормативный срок окупаемости.

**Капитальные затраты** ( $K$ ), зависящие от числа корпусов  $n$ , складываются из:

- стоимости всех корпусов -  $n C_k$ ;
- стоимости подогревателя исходного раствора -  $C_n$ ;
- стоимости насоса исходного раствора -  $C_n$ ;
- стоимости вакуум - насоса -  $C_{вн}$ ;
- стоимости барометрического конденсатора -  $C_{б}$ ;
- стоимости арматуры, трубопроводов, КИП, вспомогательного оборудования (например, конденсатоотводчиков) -  $C_a$ ;
- затрат на доставку и монтаж оборудования, устройство площадки, фундамента, здание и пр. -  $C_m$ .

С увеличением  $n$  наиболее существенно возрастает стоимость самих корпусов  $n C_k$  вследствие роста температурных потерь во всей установке и непропорционального уменьшения полезной разности температур, приходящей на один корпус.

Растут также затраты на арматуру, трубопроводы, КИП и вспомогательное оборудование, а также затраты на доставку и монтаж оборудования. Эти затраты принято определять в долях стоимости основного оборудования. Для много-

корпусной выпарной установки их можно принять порядка 60...80 % от стоимости корпусов, т.е.  $C_a + C_m = 0,7n C_k$ .

Другие слагаемые капитальных затрат изменяются с ростом числа корпусов менее значительно и при минимизации приведенных затрат их можно не учитывать. В частности, стоимости подогревателя и насоса увеличиваются, т.к. с увеличением числа корпусов растут давление и температура кипения раствора в первом корпусе. Стоимость же барометрического конденсатора и вакуум-насоса уменьшаются, т.к. уменьшается расход вторичного пара из последнего корпуса установки.

Таким образом капитальные затраты, существенные для решения задачи выбора оптимального числа корпусов, определяются по уравнению:

$$K = 1,7n C_k \quad (2.5)$$

**Эксплуатационные расходы** ( $\mathcal{E}$ ) включают:

- годовые амортизационные отчисления и затраты на ремонт, определяемые в долях от капитальных затрат коэффициентами  $\kappa_a$  и  $\kappa_p$ ;
- затраты на пар и электроэнергию.

$$\mathcal{E} = K \left( \kappa_a + \kappa_p \right) + \left( (D + D_n) C_D + \left( n N_{цн} + N_H + N_{вн} \right) C_{\mathcal{E}} \right) \tau, \quad (2.6)$$

где  $\tau$  - число часов работы оборудования в году (при непрерывной работе можно принять  $\tau = 8000$  ч/год);  $D$  - расход пара на первый корпус установки;  $D_n$  - расход пара в предварительный подогреватель;  $N_{цн}$  - мощность циркуляционного насоса (для аппаратов с принудительной циркуляцией раствора);  $N_H$  - мощность насоса подачи исходного раствора;  $C_{вн}$  - мощность вакуум-насоса;  $C_{\mathcal{E}}$  - цена единицы электроэнергии;  $C_D$  - стоимость пара.

Для приближенных расчетов можно принять  $\kappa_a = 0,1 \text{ год}^{-1}$ ;  $\kappa_p = 0,05 \text{ год}^{-1}$ .

Наибольшие затраты приходятся на греющий пар, подаваемый в первый корпус установки  $D$  и в подогреватель  $D_n$ , причем с увеличением  $n$  достигает-

ся существенная экономия лишь пара на выпаривание, а расход пара на подогрев исходного раствора до температуры кипения его в первом корпусе даже несколько возрастает за счет увеличения давления в этом корпусе.

Расходы на электроэнергию в установках с принудительной циркуляцией раствора в корпусах возрастают пропорционально числу корпусов  $n C_{цн}$ . В установках с естественной циркуляцией эти расходы незначительны (только на подачу раствора в первый корпус и поддержание вакуума в последнем), мало зависят от числа корпусов и в расчетах приведенных затрат с целью оптимизации могут не учитываться.

Упрощенно представив экономические затраты на процесс выпаривания в виде трех составляющих: 1 - стоимости тепловой энергии (пара), 2 - затрат на обслуживание, 3 - амортизационных отчислений,

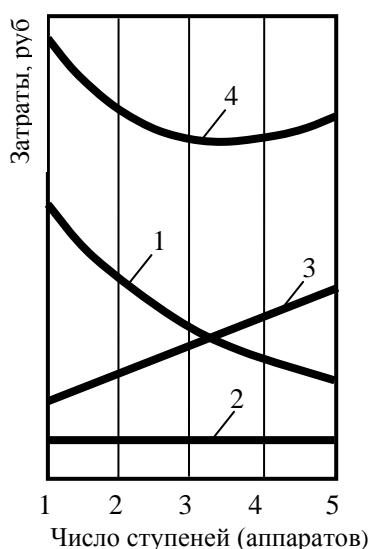


Рисунок 2.5 – Выбор оптимального числа ступеней выпаривания

можно суммарные затраты на выпаривание в установках с различным числом ступеней представить в виде графика 4 (рисунок 2.5).

Расход пара (линия 1) с ростом числа ступеней снижается, затраты на обслуживание (линия 2) практически не изменяются, амортизационные расходы (линия 3) возрастают пропорционально числу ступеней ( $k_a \cdot K$ ). Суммарные затраты (линия 4) имеют минимум, который для реальных современных выпарных установок соответствует 3...4 ступеням выпаривания.

#### 2.1.4 Использование вторичной теплоты выпарной установки

Таковой является вторичный пар последнего корпуса установки и горячий конденсат, выводимый из каждого аппарата. Но прежде чем направлять конденсат к внешнему потребителю необходимо оценить возможность использования его в самой выпарной установке (рисунок 2.6). Для этого конденсат на-

правляется из каждой ступени выпаривания и подогревателей раствора в соот-

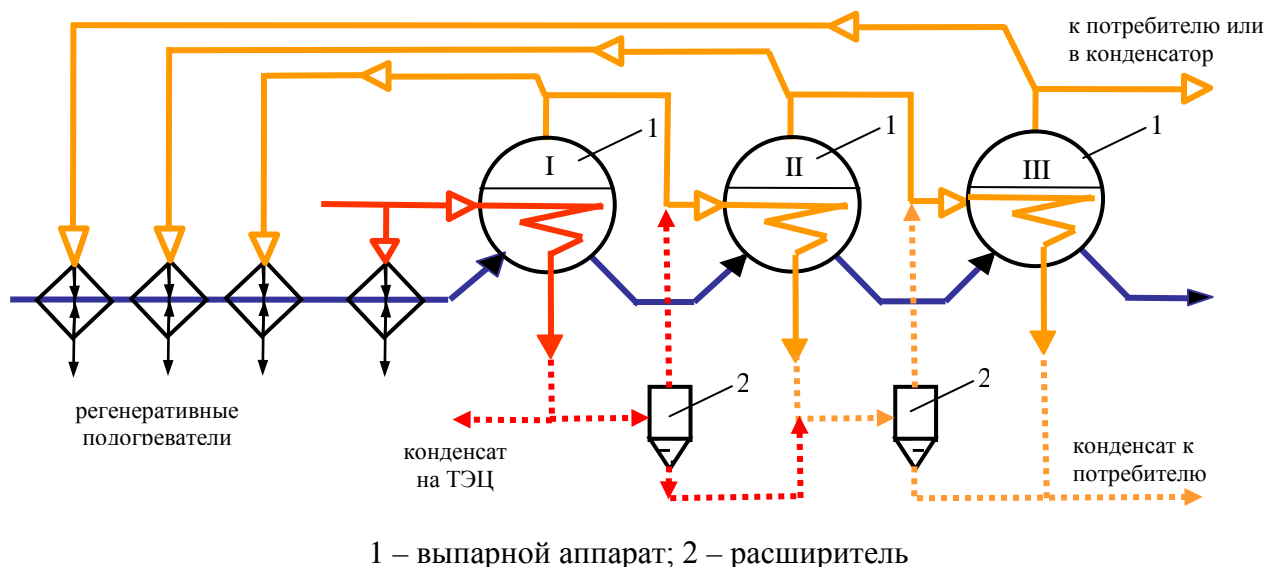


Рисунок 2.6 – Схема многокорпусной выпарной установки с использованием теплоты горячего конденсата, выводимого из каждого аппарата

ветствующий по давлению расширительный сосуд, где за счет понижения давления происходит вскипание конденсата и генерация некоторого количества пара вторичного вскипания, который может быть использован в последующей ступени в качестве греющего, что также дает экономию свежего пара от ТЭЦ.

При наличии на данном или соседних производственных объектах потребителей низкопотенциальной теплоты целесообразно проектировать выпарную станцию с ухудшенным вакуумом или с противодавлением вторичного пара в последнем корпусе.

Если потребителю низкопотенциальной теплоты необходим подогрев теплоносителя до температуры выше температуры вторичного пара последней ступени, можно применить многоступенчатый подогрев с использованием экстра - паров промежуточных ступеней (начиная с конца).

Низкопотенциальную теплоту можно использовать для горячего водоснабжения производства и жилых районов. В качестве потребителя такой энергии можно рассмотреть варианты парниково-тепличного хозяйства или комплекса по разведению рыбы.

Если нет постоянного потребителя низкопотенциальной теплоты, то выпарная установка проектируется с абсолютным давлением в последнем корпусе  $0,01 \dots 0,02$  МПа.

## 2.2 Выбор конструкции выпарного аппарата

Наибольшее распространение получили вертикальные кожухотрубные выпарные аппараты с естественной (рисунок 2.7) или принудительной (рисунок 2.8) циркуляцией раствора.

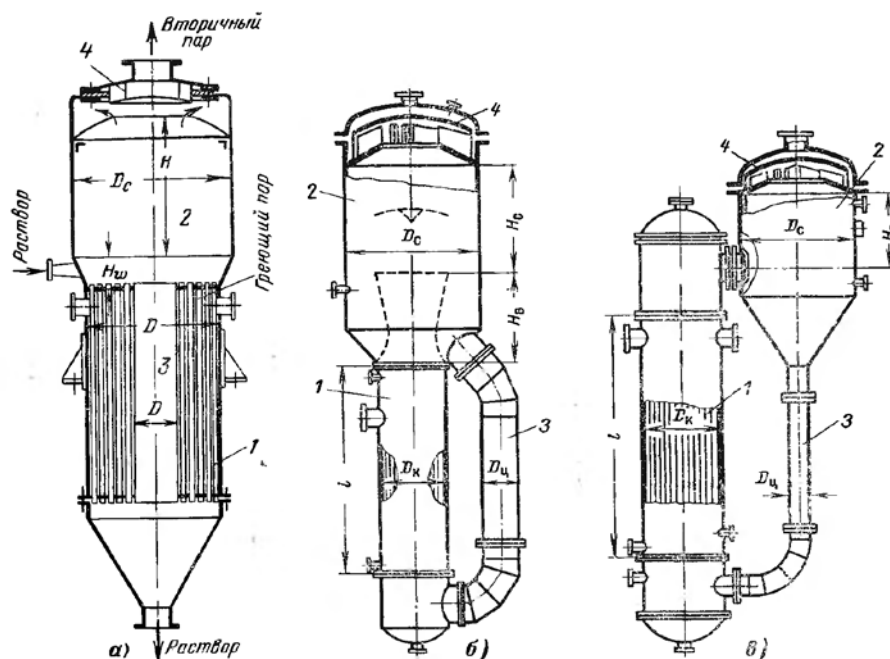


Рисунок 2.7 – Вертикальные выпарные аппараты с естественной циркуляцией раствора

а – с соосной циркуляционной (опускной) трубой; б – с выносной опускной трубой; в – с вынесенной греющей камерой; 1 – греющая камера; 2 – паровое пространство; 3 – опускная (циркуляционная) труба; 4 – брызгоуловитель

Для маловязких, некристаллизующихся и не пенящихся растворов широко используется аппарат с внутренней греющей камерой и с центральной (соосной) циркуляционной трубой (тип ВВ).

Для вязких и кристаллизующихся растворов также применяются выпарные аппараты с естественной циркуляцией:

а) с вынесенной зоной кипения;

- б) с вынесенной греющей камерой;  
 в) с вынесенной греющей камерой и вынесенной зоной кипения.

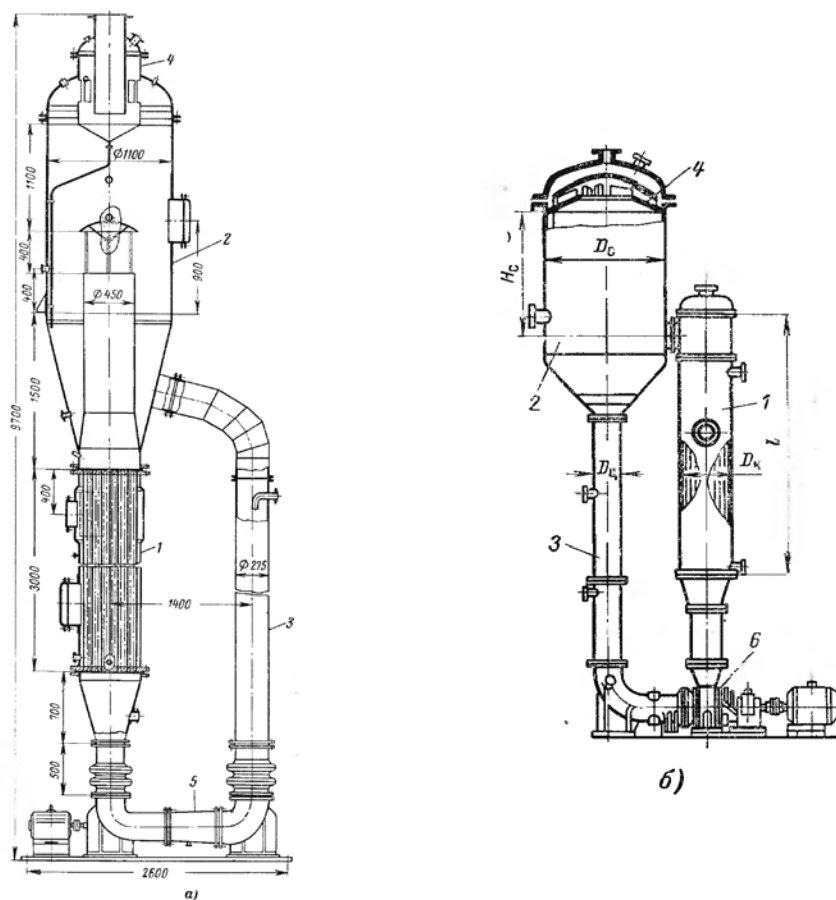


Рисунок 2.8 – Выпарные аппараты с принудительной циркуляцией раствора  
 а – с соосной греющей камерой; б – с вынесенной греющей камерой; 1 – греющая камера; 2 – паровое пространство; 3 – циркуляционная (опускная) труба; 4 – сепарирующее устройство; 5 - насос

В этих аппаратах за счет конструктивных особенностей можно достичь скоростей движения раствора в трубах порядка 2,0...2,5 м/с, в результате смываются кристаллообразования на поверхностях нагрева.

Если такой скорости не удастся достичь естественной циркуляцией, то к установке принимаются аппараты с принудительной циркуляцией, создаваемой насосами. К ним относятся аппараты:

- а) с соосной греющей камерой и солеотделителем;  
 б) с соосной греющей камерой и вынесенной зоной кипения;



в) с вынесенной греющей камерой и вынесенной зоной кипения.

Все выпарные аппараты внесены в типоразмерный ряд и классифицированы по пяти группам.

### 2.3 Элементы выпарных аппаратов

Основными элементами выпарного аппарата являются: греющая камера, растворное пространство, паровое пространство.

**2.3.1 Греющая камера** представляет собой пучок труб между двумя трубными решетками, заключенный в корпус (кожух, обечайку). Греющий пар подводится в межтрубное пространство камеры одним или двумя патрубками в верхнюю часть. При этом первые ряды труб необходимо защитить щитком (козырьком) от прямого удара, приводящего к эрозии поверхности труб.

Вывод конденсата должен обеспечивать минимальное затопление трубок в межтрубном пространстве греющей камеры. Способы отвода конденсата представлены на рисунке 2.9.

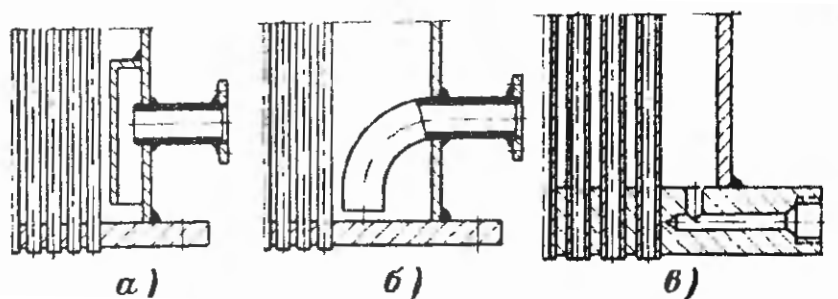


Рисунок 2.9 – Конструктивное оформление узла для вывода конденсата из греющей камеры

а – патрубок с карманом; б – гнутый патрубок; в – сверление в трубной решетке

На корпусе греющей камеры под верхней решеткой устанавливается вентиль (воздушник) для периодического отвода неконденсирующихся газов из паровой камеры.

Конструктивный расчет греющей камеры аналогичен расчету кожухотрубного теплообменного аппарата, работающего с изменением агрегатного состояния теплоносителей.

**2.3.2 Растворное пространство** включает внутренний объем труб греющей камеры и кипятильных (в случае вынесенной зоны кипения), циркуляционной трубы и объем раствора над греющей камерой.

В аппарате с соосной греющей камерой и центральной циркуляционной трубой раствор подается над верхней решеткой, а выводится из-под нижней решетки. В аппарате с выносной циркуляционной трубой раствор подается в циркуляционную трубу, а выводится до нее.

Циркуляция раствора может быть однократной (как, например, в аппаратах с восходящей пленкой для пенящихся растворов [7]) и многократной (у всех остальных аппаратов).

**Кратность циркуляции** ( $K$ ) – отношение расхода циркулирующего раствора  $G$  к расходу выпаренной влаги  $W$

$$K = \frac{G}{W}. \quad (2.7)$$

Для естественной циркуляции **движущий напор**

$$p_{\partial в} = L(\rho_p - \rho_{см})g, \text{ Па}, \quad (2.8)$$

где  $L$  - длина циркуляционного контура;  $\rho_p$  - плотность раствора в циркуляционной трубе;  $\rho_{см}$  - плотность смеси (раствор - пар) в подъемных трубах.

Для установившегося режима циркуляции движущий напор уравновешен суммой гидравлических сопротивлений в опускном и подъемном каналах контура:

$$p_{\partial в} = \sum \Delta p_{он} + \sum \Delta p_{под}. \quad (2.9)$$

Чем активнее парообразование, тем меньше  $\rho_{см}$  и больше  $p_{\partial в}$ , а значит выше скорость циркуляции. Но с увеличением скорости расчет гидравлическое

сопротивление тракта. То есть каждому значению удельного теплового потока в греющую камеру  $q$ , Вт/м<sup>2</sup>, соответствует определенная скорость циркуляции.

Для принудительной циркуляции **мощность привода к насосу**, обеспечивающему циркуляцию раствора:

$$N = \frac{G \Delta p}{\rho_p \eta} \quad (2.10)$$

где  $\Delta p$  - напор, создаваемый насосом, Па;  $G$  - расход раствора в контуре циркуляции, кг/с;  $\rho_p$  - плотность раствора, кг/м<sup>3</sup>;  $\eta$  - КПД насоса (0,7...0,8).

**2.3.3 Паровое пространство** необходимо, чтобы обеспечить чистоту и сухость вторичного пара. Унос капель жидкости, содержащей концентрируемый продукт, делает проблематичным использование вторичного пара в теплообменных аппаратах (в том числе в последующих корпусах установки).

Растворы, имеющие низкий коэффициент поверхностного натяжения  $\sigma$  и высокую вязкость  $\mu$ , склонны к пенообразованию. Образующаяся пена заполняет паровое пространство выпарного аппарата и может выноситься с паром. Ни увеличение парового объема, ни механические препятствия (сепараторы) не дают должного эффекта. Пену можно сбивать струей воды или слабого раствора из стационарно установленной перфорированной трубки. Обычно добавка керосина или растительного масла повышает поверхностное натяжение и снижает вязкость растворов. Этим можно подавить пенообразование раствора.

Для любых растворов повышение **напряжения зеркала испарения** ( $R_s$ ) сверх определенной величины вызывает усиление образования брызг. Нормальным для выпарных аппаратов считается  $R_s = 1500...3000 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{ч})$

Скорость вторичного пара в паровом пространстве должна быть 2...4 м/с при атмосферном давлении и 6...8 м/с при разрежении.

**Высота парового пространства** принимается  $H_n \geq 1,5 \text{ м}$ , а для пенящихся растворов  $H_n = 2,5...3,0 \text{ м}$ .

**Объем парового пространства** можно определить по формуле:

$$V_n = \frac{W}{\rho_n R_v}, \text{ м}^3, \quad (2.11)$$

где  $W$  - производительность аппарата по выпару, кг/ч;  $\rho_n$  - плотность пара при давлении в аппарате, кг/м<sup>3</sup>;  $R_v$  - объемное напряжение парового пространства, м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup>·ч).

Для атмосферного давления

$$R_v^{атм} = 1600 \dots 1700 \text{ м}^3 / (\text{м}^3 \cdot \text{ч}).$$

Для давлений, отличных от атмосферного

$$R_v = \varphi R_v^{атм},$$

где  $\varphi$  - поправочный коэффициент, зависит от величины давления в аппарате (рисунок 2.10).

Тогда высота парового пространства

$$H_n = \frac{4 V_n}{\pi D_a^2} \geq 1,5 \text{ м}, \quad (2.12)$$

где  $D_a$  - диаметр аппарата, м.

Диаметр корпуса выпарного аппарата может быть определен через напряжение зеркала испарения. Сечение аппарата

$$S_a = \frac{W}{\rho_n R_s} = \frac{\pi D_a^2}{4}, \text{ м}^2. \quad (2.13)$$

Диаметр корпуса

$$D_a = \sqrt{\frac{4 S_a}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 W}{\pi \rho_n R_s}}, \text{ м} \quad (2.14)$$

Размеры парового пространства над раствором должны обеспечивать достаточное отделение вторичного пара от капелек раствора. Однако даже при номинальных условиях работы выпарного аппарата не достигается полного уст-

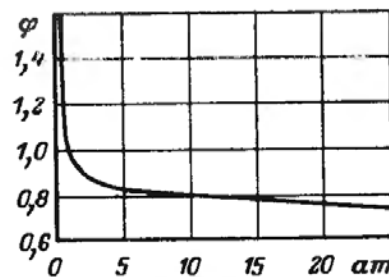


Рисунок 2.10 – Зависимость коэффициента  $\varphi$  от давления в выпарном аппарате

ранения уноса капель в паровом пространстве. С повышением нагрузки аппарата увеличивается унос жидкости. Необходима установка сепарирующих устройств (брызгоотделителей). В выпарных аппаратах устанавливаются следующие сепараторы:

- а) циклонные (принцип – центробежный эффект, наиболее универсальны, но большое гидравлическое сопротивление);
- б) жалюзийные (принцип – изменение направления и скорости потока);
- в) сетчатые (металлические сетки – наименее эффективны).

#### ***2.4 Арматура и гарнитура выпарных аппаратов***

К *арматуре* относятся вентили, водомерные (водоуказательные) стекла, зрительные стекла, масленка, предохранительный клапан.

При выпарном аппарате имеются следующие ***вентили***:

- вентили для регулирования подачи и удаления раствора из аппарата;
- вентили для подачи в случае необходимости воды в аппарат и для удаления конденсата;
- спускной вентиль для опорожнения аппарата после чистки или при останове;
- паровые вентили, регулирующие подачу пара в первый корпус и удаление пара из последнего корпуса на конденсатор;
- вентиль для отвода неконденсирующихся газов из паровой камеры.

Вентили имеют стальной или бронзовый клапан и устанавливаются таким образом, чтобы пар или жидкость поступали под клапан, что облегчает открытие вентилей.

***Водоуказательные стекла*** устанавливаются для определения уровня раствора в аппарате и конденсата в греющей камере. Стекла сообщаются с аппаратом при помощи кранов.

**Зрительные стекла** служат для наблюдения за процессом кипения с фронта аппарата. Сзади аппарата против зрительного стекла устанавливается осветительное стекло с электрической лампочкой для подсвечивания.

**Маслёнка** служит для подачи масла в аппарат в случае вспенивания раствора.

**Предохранительный клапан** устанавливается в паровом пространстве аппаратов, работающих под давлением, и предназначен для сигнализации и предотвращения чрезмерного повышения давления в аппарате. Применяются рычажные или пружинные предохранительные клапаны.

К **гарнитуре** выпарного аппарата относятся лазы для осмотра, механической чистки или замены труб; овальной или круглой формы, закрываются крышкой, притягиваемой болтами.

### Тема 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

**Ректификация** – массообменный процесс, который осуществляется в противоточных колонных аппаратах с контактными элементами (насадки, тарелки). Пары при движении вверх обогащаются низкокипящим (летучим), а жидкость, опускаясь вниз – высококипящим (нелетучим) компонентом. Это происходит за счет многократного контакта фаз, а насадка или тарелки предназначены для развития поверхности этого контакта.

Ректификационная установка включает в себя следующие элементы (рисунок 3.1): колонна, подогреватели исходной смеси, кипятильник, дефлегматор, разделитель (сепаратор), конденсатор–холодильник, вспомогательное оборудование. При проектировании ректификационной установки наиболее важным является расчет колонны, который в итоге сводится к определению основных ее размеров – диаметра и высоты.

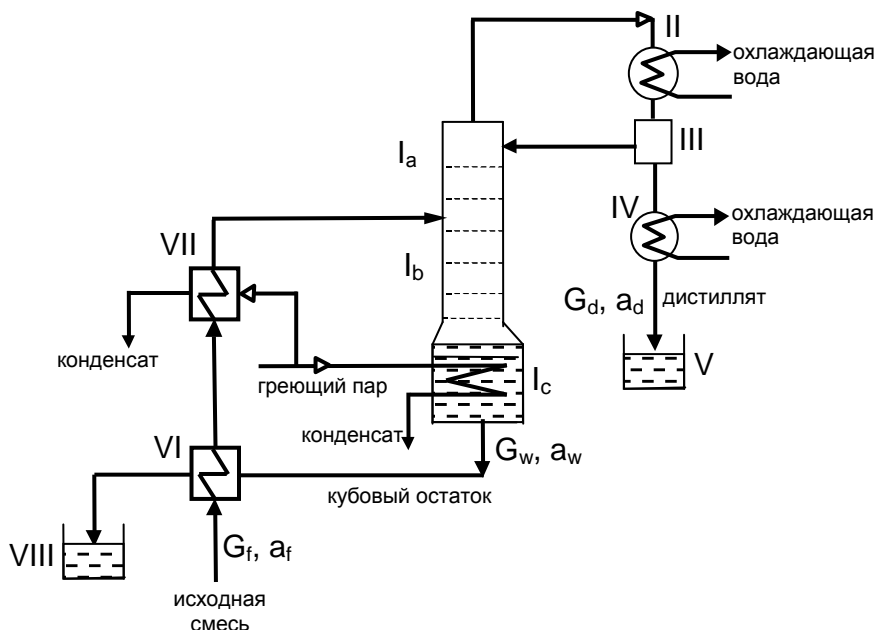


Рисунок 3.1 – Принципиальная схема ректификационной установки

I – ректификационная колонна ( $I_a$  – укрепляющая часть,  $I_b$  – исчерпывающая часть,  $I_c$  – куб-испаритель), II – дефлегматор, III – сепаратор, IV – конденсатор - холодильник, V – сборный бак готового продукта (дистиллята), VI – подогреватель исходной смеси кубовым остатком, VII – подогреватель исходной смеси паром, VIII – сборный бак кубового остатка

Наибольшее распространение в промышленности нашли насадочные и тарельчатые (барботажные) ректификационные колонны. Насадочные ректификационные колонны конструктивно и по методике теплового, гидравлического и конструктивного расчетов сходны с насадочными скрубберами (смесительными аппаратами). Наполняются они обычно кольцами Рашига.

Тарельчатые ректификационные колонны отличаются большим гидравлическим сопротивлением парового тракта. Поэтому их целесообразно применять, когда ректификация ведется при повышенном давлении.

Большое разнообразие тарельчатых контактных устройств (колпачковая с круглыми, с прямоугольными колпачками, ситчатая, клапанная с круглыми и прямоугольными клапанами, колпачково-ситчатая, решетчатая, дырчатая, трубчатая и т.д.) затрудняет выбор оптимальной конструкции тарелки. При выборе тарелки следует учитывать важнейшие показатели процесса, например, такие как: нагрузки по жидкости и газу (большие, малые), большая область устойчивой работы, малое гидравлическое сопротивление, малый брызгоунос, малый запас жидкости, малое расстояние между тарелками и т.д. Методика выбора оптимального варианта тарелки с учетом вышеперечисленных показателей процесса приведена в [2].

### ***3.1 Материальный баланс процесса ректификации***

При расчете процесса ректификации [7] используются следующие обозначения:

$G_f$ ,  $G_d$ ,  $G_w$  - расход исходной смеси, готового продукта (дистиллята) и кубового остатка;  $a_f$ ,  $a_d$ ,  $a_w$  - массовое содержание летучего компонента в исходной смеси, готовом продукте и кубовом остатке, соответственно.

Как правило, при расчетах процесса ректификации известны все три концентрации и один из расходов смеси. Поэтому составляется система уравнений материального баланса, из которых определяется недостающие составляющие.



$$\begin{cases} G_f = G_d + G_w \\ G_f a_f = G_d a_d + G_w a_w \end{cases} \quad (3.1)-(3.2)$$

### 3.2 Тепловой баланс ректификационной колонны

**Цель** – определение расхода первичного энергоносителя, например, расхода греющего пара. На рисунке 3.2 представлена структурная схема потоков энергии ректификационной колонны [7].

#### Приходные статьи баланса:

$Q_1$  - с исходной смесью;

$Q_2$  - с греющим паром;

$Q_3$  - с флегмой.

#### Расходные статьи баланса:

$Q_4$  - с парами, уходящими из колонны;

$Q_5$  - с кубовым остатком;

$Q_6$  - потери в окружающую среду (принимаются в количестве 5 % от общего расхода энергии).

#### Уравнение теплового баланса

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (3.3)$$

#### Определение составляющих теплового баланса

$$Q_1 = G_f c_f t_f, \quad (3.4)$$

где  $c_f$  - массовая изобарная теплоемкость исходной смеси,  $t_f$  - температура поступающей в колонну смеси, находится как температура насыщения по  $a_f$ ;

$$c_f = c_a \frac{a_f}{100} + c_b \frac{100 - a_f}{100}, \quad (3.5)$$

здесь  $c_a$  и  $c_b$  - соответственно теплоемкость летучего и нелетучего компонента определяются из таблицы или номограммы [8] в зависимости от  $t_f$ .

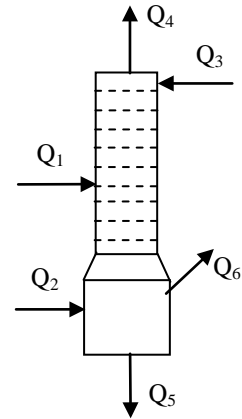


Рисунок 3.2 – Структурная схема потоков энергии ректификационной колонны

$$Q_2 = D (i_n - i_k), \quad (3.6)$$

где  $D$  - расход греющего пара (искомая величина);  $i_n$  и  $i_k$  - энтальпия греющего пара и его конденсата (определяются по давлению пара из таблиц воды и водяного пара).

$$Q_3 = G_d R c_d t_d; \quad (3.7)$$

где  $R$  - флегмовое число;  $G_d R$  - расход флегмы в колонну (определение флегмового числа и расхода флегмы смотри п.п. 3.3);  $t_d$  - температура насыщения в зависимости от содержания летучего в парах, выходящих из колонны (то же в готовом продукте и флегме);  $c_d$  - теплоемкость флегмы, определяется по формуле

$$c_d = c_a \frac{a_d}{100} + c_b \frac{100 - a_d}{100}, \quad (3.8)$$

здесь  $c_a$  и  $c_b$  - соответственно теплоемкость летучего и нелетучего компонента определяются из таблицы или номограммы [8] в зависимости от  $t_d$ .

$$Q_4 = G_d (R + 1) (c_d t_d + r_d); \quad (3.9)$$

где  $r_d$  - теплота фазового перехода бинарной смеси при массовой концентрации летучего в ней  $a_d$ , определяется по формуле

$$r_d = r_a \frac{a_d}{100} + r_b \frac{100 - a_d}{100}, \quad (3.10)$$

где  $r_a$  и  $r_b$  - соответственно теплота парообразования летучего и нелетучего компонента [8].

$$Q_5 = G_w c_w t_w; \quad (3.11)$$

где  $c_w$  - массовая изобарная теплоемкость кубового остатка,  $t_w$  - температура удаляемого из кипятильника (куба-испарителя) кубового остатка, находится как температура насыщения по  $a_w$ ;

$$c_w = c_a \frac{a_w}{100} + c_b \frac{100 - a_w}{100}, \quad (3.12)$$

здесь  $c_a$  и  $c_b$  – соответственно теплоемкость летучего и нелетучего компонента определяются из таблицы или номограммы [8] в зависимости от  $t_w$ .

С учетом потерь теплоты в окружающую среду в размере 5 % от общего количества тепла из уравнения теплового баланса (3.3) определяется **расход греющего пара на процесс ректификации**

$$D = \frac{1,05 (Q_4 + Q_5 - Q_1 - Q_3)}{(i_n - i_k)}. \quad (3.13)$$

Составив уравнения тепловых балансов дефлегматора и конденсатора-холодильника, можно найти:

- расход воды, поступающей в дефлегматор,

$$G_{\partial} = \frac{G_d R r_d}{c_{\partial} (t_2 - t_1)}. \quad (3.14)$$

-расход воды, поступающей в конденсатор-холодильник,

$$G_{\kappa-x} = \frac{G_d (r_d + c_d (t_d - t'_d))}{c_{\partial} (t_2 - t_1)} \quad (3.15)$$

где  $c_{\partial}$  - теплоемкость воды, принимается  $c_{\partial} = 4,19$  кДж/(кг · К);

$t_1$  и  $t_2$  - температура охлаждающей воды на входе в теплообменные аппараты и на выходе из них, соответственно.

Общий расход охлаждающей воды в установке

$$G = G_{\partial} + G_{\kappa-x} \quad (3.16)$$

### 3.3 Расчет ректификационных колонн

Расчет колонн может осуществляться двумя методами:

- метод теоретических тарелок;
- метод числа единиц переноса.

**Метод теоретического числа тарелок** получил более широкое применение, т.к. он проще метода числа единиц переноса в связи с принятыми допуще-

ниями о постоянстве физических свойств паров и жидкости в пределах одной ступени контакта (тарелки) или для небольшого слоя насадки.

Для упрощения расчета сделаны следующие допущения:

- исходная смесь перед подачей в колонну нагревается до температуры кипения  $t_f$ ;
- расход поднимающихся паров и стекающей жидкости по высоте колонны не изменяется, меняется их состав;
- концентрация паров, выходящих из колонны равна концентрации дистиллята (или флегмы)  $y_d = x_d$ ;
- концентрация паров, образующихся в кубе равна концентрации кубового остатка  $y_w = x_w$ .

### 3.3.1 Определение числа тарелок в ректификационной колонне

В инженерной практике определение числа тарелок в ректификационной колонне осуществляется графоаналитическим методом с помощью диаграммы равновесия  $x, y$ , которая строится по справочным данным. Из литературы (таблица XLIII [8]) выписываются равновесные составы жидкости и пара для бинарной смеси заданных веществ и их температура насыщения. Перечисленные характеристики оформляются в виде таблицы

X, %	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Y, %	0	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	100
t, °C	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...

Строится *диаграмма равновесия* для заданной бинарной смеси (рисунок 3.3). По заданным массовым содержаниям летучего компонента в исходной смеси  $a_f$ , в готовом продукте  $a_d$  и в кубовом остатке  $a_w$  определяются мо-

лярные доли летучего компонента в исходной смеси  $x_f$ , дистилляте  $x_d$  и кубовом остатке  $x_w$  по формулам:

$$x_f = \frac{\frac{a_f}{\mu_a}}{\frac{a_f}{\mu_a} + \frac{100 - a_f}{\mu_b}}; \quad x_d = \frac{\frac{a_d}{\mu_a}}{\frac{a_d}{\mu_a} + \frac{100 - a_d}{\mu_b}}; \quad x_w = \frac{\frac{a_w}{\mu_a}}{\frac{a_w}{\mu_a} + \frac{100 - a_w}{\mu_b}} \quad (3.17)-(3.19)$$

где  $\mu_a$  и  $\mu_b$  – молярная масса летучего и нелетучего компонентов смеси, соответственно.

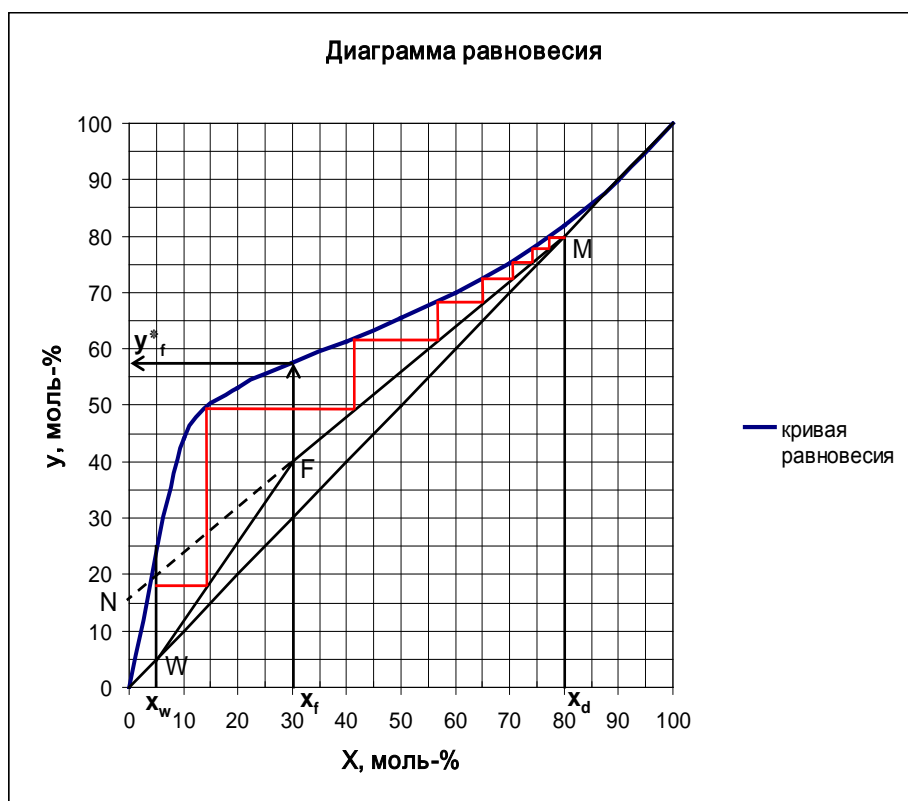


Рисунок 3.3 - Графическое определение числа теоретических тарелок

На оси OX откладываются точки, соответствующие составам кубового остатка  $x_w$ , исходной смеси  $x_f$  и дистиллята  $x_d$ . Проводятся через эти точки вертикали. Находится молярная доля летучего в парах, равновесных жидкости питания  $y_f^*$  (это же можно сделать по таблице равновесного состава). Обозначаются точки M и W.

Определяется **минимальное флегмовое число** по формуле

$$R_{\min} = \frac{x_d - y_f^*}{y_f^* - x_f}, \quad (3.20)$$

где  $x_d$  – молярная доля летучего компонента в дистилляте (готовом продукте);  $x_f$  – то же в исходной жидкости (питании) колонны.

**Рабочее (действительное) флегмовое число** принимается больше теоретического

$$R = \varphi R_{\min}, \quad (3.21)$$

где  $\varphi$  – коэффициент избытка флегмы, принимается  $\varphi = 1,5 \dots 2,5$ .

Рабочее флегмовое число можно определить также по формуле

$$R = 1,3 R_{\min} + 0,3 \quad (3.22)$$

Проводится рабочая линия концентраций, для чего на оси ординат откладывается отрезок ON, величина которого определяется по формуле

$$ON = \frac{x_d}{R + 1}. \quad (3.23)$$

Соединяются точки N и M, а также точки W и F отрезками (точка F получается при пересечении двух рабочих линий и соответствует составу исходной смеси). Отрезки FM и WF – рабочие линии, соответственно, верхней (укрепляющей) и нижней (исчерпывающей) частей колонны.

Проводятся последовательно из точки M горизонтальные до линии равновесия и вертикальные до рабочей линии отрезки между кривой равновесия и рабочими линиями MF и FW. Последнюю горизонталь провести так, чтобы она пересекла вертикальную прямую  $x = x_w$ . Число полученных при построении ступеней соответствует числу теоретически необходимых тарелок ректификационной колонны  $n_m$ .

Реальный процесс массообмена на контактных устройствах колонны не является идеальным (строго равновесным). Поэтому **действительное число**

**тарелок**, устанавливаемое в колонне, должно быть больше теоретического и определяется по формуле

$$n_{\partial} = \frac{n_m}{\eta_m}, \quad (3.24)$$

где  $\eta_m$  – КПД тарелки, зависящий от типа тарелки, ее размеров, давления в колонне и др., определяемый, например, для колпачковых тарелок по графику, приведенному на рисунке 3.4 [4] или по формуле, описывающей этот график

$$\eta_m = 0,49 (\mu_{жс} \alpha)^{-0,245} \quad (3.25)$$

где  $\mu_{жс}$  – вязкость разгоняемой жидкости;  $\alpha$  – относительная летучесть.

$$\mu_{жс} = \mu_a \frac{a_{ср}}{100} + \mu_b \frac{100 - a_{ср}}{100}, \quad (3.26)$$

здесь  $a_{ср}$  – средняя по высоте колонны концентрация летучего компонента

$a_{ср} = \frac{a_d + a_w}{2}$ ,  $\mu_a$  и  $\mu_b$  – вязкость летучего и нелетучего компонентов при температуре кипения исходной смеси;

$$\lg \alpha \approx 9 \frac{T_b - T_a}{T_b + T_a}, \quad (3.27)$$

где  $T_a$  и  $T_b$  – абсолютная температура кипения чистых компонентов.

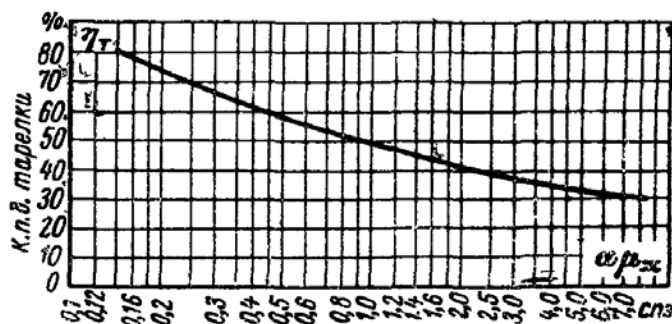


Рисунок 3.4 – График для определения КПД тарелки

### 3.3.2 Анализ режимов работы ректификационной колонны

Составляя материальный баланс верхней и нижней тарелки ректификационной колонны, можно доказать, что линии рабочих концентраций верхней (укрепляющей)  $MF$  и нижней (исчерпывающей)  $FW$  частей колонны – прямые (рисунок 3.3).

Катеты каждого прямоугольного треугольника, построенные на диаграмме равновесия для определения теоретического числа тарелок, характеризуют изменение концентрации фаз на одной тарелке  $n$  (счет тарелок ведется снизу вверх):

– молярная доля летучего компонента в парах  $y_n$  увеличивается

$$y_n = y_{n-1} + \Delta y_n ; \quad (3.28)$$

– молярная доля летучего компонента в жидкости  $x_n$  снижается

$$x_n = x_{n+1} - \Delta x_n . \quad (3.29)$$

Положение рабочих линий (рисунок 3.3) зависит не только от концентрации кубового остатка  $x_w$  и готового продукта  $x_d$ , но и от расхода флегмы в колонну, т.е. от флегмового числа  $R$ . Возможны два предельных случая работы колонны:

1 – точка  $F$  находится на диагонали, т.е. рабочие линии совпадают с диагональю. Отрезок  $ON = \frac{x_d}{R+1} = 0$  (формула (3.23)), значит  $R \rightarrow \infty$ . В этом случае по определению флегмового числа колонна работает сама на себя (отбора готового продукта не осуществляется). Такой режим используется при запуске колонны в работу.

2 – точка  $F$  находится на линии равновесия, т.е. движущая сила массообменного процесса  $y_f^* - y_f = 0$ , значит, необходима бесконечно большая поверхность контакта жидкой и паровой фаз. Нулевой градиент концентраций приводит к прекращению массообменного процесса. В этом случае флегмовое



число имеет минимальное значение  $R_{\min} = \frac{x_d - y_f^*}{y_f^* - x_f}$  (формула (3.20)). Рабочее

(действительное) флегмовое число принимается больше теоретического (формулы (3.21) и (3.22)).

От значения флегмового числа  $R$ , т.е. от расхода флегмы в колонну, зависят капитальные и эксплуатационные расходы на ректификацию (рисунок 3.5).

Эксплуатационные расходы (линия 1) прямо пропорциональны  $R$  и определяются расходом теплоносителя (греющего пара) на испарение жидкости в кубе-испарителе. Капитальные затраты (кривая 2) в зависимости от  $R$  имеют минимум, соответствующий минимальному рабочему объему колонны. Суммарные (приведенные) затраты в зависимости от значения флегмового числа (кривая 3) также будут иметь минимум, который в общем случае не совпадает с минимумом капитальных затрат.

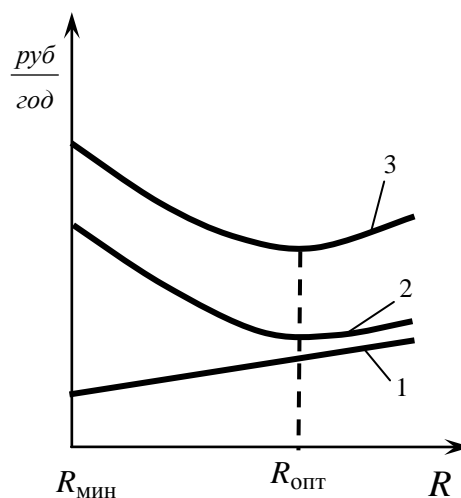


Рисунок 3.5 - Определение оптимального флегмового числа по минимуму приведенных затрат

Выбор оптимального варианта ректификационной установки рассмотрен в главе III данного учебно – методического комплекса.

### 3.3.3 Определение основных геометрических размеров ректификационной колонны

К основным размерам колонны относят ее диаметр и высоту рабочей части. При подборе **диаметра** должны быть удовлетворены следующие условия:

- скорости фаз должны быть меньше скоростей, при которых наступает захлабывание колонны;

- гидродинамические условия в колонне должны быть такими, чтобы ее массообменная эффективность была близка к оптимальной;
- диаметры колонн должны удовлетворять требованиям существующих стандартов.

**Диаметр тарельчатой ректификационной колонны** можно определить из уравнения неразрывности, представленного для потока паров, поднимающихся по колонне снизу вверх:

$$D = \sqrt{\frac{V}{0,785 w_n}}, \text{ м}, \quad (3.30)$$

где  $V$  - объемный расход паров, движущихся по колонне, м<sup>3</sup>/с;

$$V = \frac{G_d (R+1)}{\rho_n}; \quad (3.31)$$

здесь  $\rho_n$  - плотность паров (при средней концентрации в колонне), кг/м<sup>3</sup>;

$w_n$  - скорость паров, отнесенная к полному поперечному сечению колонны, м/с, можно рассчитать по корреляционному соотношению

$$w_n = C \sqrt{\frac{\rho_{ж} - \rho_n}{\rho_n}}, \quad (3.32)$$

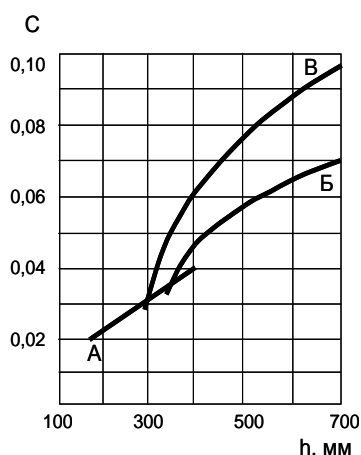


Рисунок 3.6 – Значение коэффициента  $C$  в формуле (3.32)  
 А, Б – колпачковые тарелки;  
 В – ситчатые тарелки

где  $\rho_{ж}$  и  $\rho_n$  - плотность жидкости и пара по средней концентрации в колонне, кг/м<sup>3</sup>;  $C$  - коэффициент, зависящий от конструкции тарелок (колпачковые, ситчатые), расстояния между ними  $h$ , давления в колонне, определяется по графику, представленному на рисунке 3.6.

$\rho_{ж}$  и  $\rho_n$  - плотность жидкости и паров можно определить при средней концентрации жидкости питания  $a_f$  по формуле:

$$\rho_{жс} = \rho_f = \rho_a \frac{a_f}{100} + \rho_b \frac{100 - a_f}{100}, \quad (3.33)$$

здесь  $\rho_a$  и  $\rho_b$  – плотность жидких летучего и нелетучего компонентов смеси при температуре  $t_f$  (табл. III [7]);  $t_f$  – температура кипения смеси при концентрации  $x_f$ .

$$\rho_n = \frac{\mu_{ср}^{273}}{22,4(273 + t_f)}, \quad (3.34)$$

здесь  $\mu_{ср}$  – средняя молярная масса при концентрации в парах летучего  $y_f^*$

$$\mu_{ср} = \mu_a y_f^* + \mu_b (1 - y_f^*), \quad (3.35)$$

где  $\mu_a$  и  $\mu_b$  – молярная масса летучего и нелетучего компонентов (табл. XL [7]).

Существует и другой вариант определения скорости паров. Скорость движения паров должна обеспечивать наиболее оптимальные условия процессов, происходящих на контактных устройствах. Она находится в диапазоне  $w_n = 0,3 \dots 3,0$  м/с. Допустимая скорость паров может быть определена по графику (рисунок 3.7) [2].

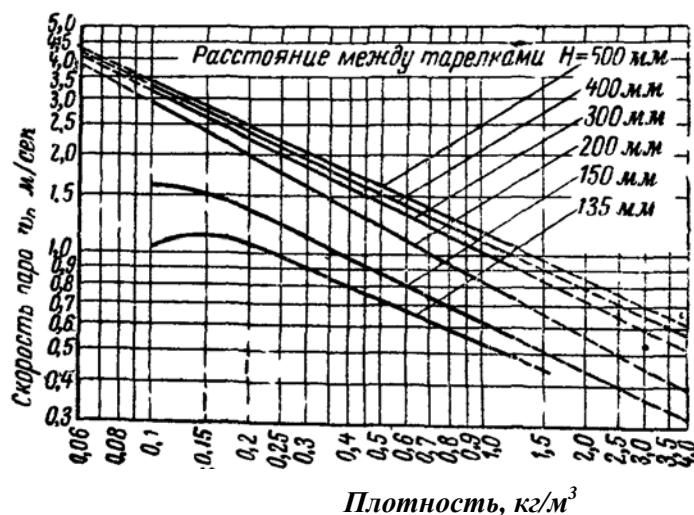


Рисунок 3.7 – График для определения допустимой скорости пара

Скорость определяется расстоянием между тарелками  $h$ , которое зависит от диаметра колонны и принимается из ряда 200; 250; 300; 350; 400; 450 и т.д. до 900 мм.

$$\text{Рабочая скорость паров } \omega_p = (0,8...0,9) \omega_{np} \quad (3.36)$$

Определив диаметр колонны по формуле (3.30), необходимо выбрать **стандартный диаметр** из типоразмерного ряда: 400, 500, 600, 800, 1000, 1200, 1400 и т.д. через 200 мм до 4000 мм.

### **Определение высоты колонны**

Общая высота колонны

$$H = H_m + H_{сеп} + H_{куб} , \quad (3.37)$$

где  $H_m$ ,  $H_{сеп}$  и  $H_{куб}$  - высота тарельчатой части колонны, сепарационного пространства над верхней тарелкой и куба-испарителя, соответственно.

### **Высота тарельчатой части колонны**

$$H_m = h (n_{\partial} - 1), \quad (3.38)$$

здесь  $n_{\partial}$  - действительное число тарелок;  $h$  - расстояние между тарелками.

Минимальное расстояние между тарелками определяется из такого расчета, чтобы давление столба жидкости в переливной трубе было несколько больше гидравлического сопротивления тарелки.

Расстояние между тарелками должно отвечать неравенству:

$$h > 0,19 \frac{\Delta p}{\rho_{ж}} , \quad (3.39)$$

где  $\Delta p$  - гидравлическое сопротивление тарелки, МПа;  $\rho_{ж}$  - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

Во избежание уноса жидкости в виде брызг расстояние между тарелками нужно брать тем больше, чем выше скорость пара. Но с увеличением расстоя-

ния  $h$  увеличивается высота, а значит стоимость колонны. Обычно принимают  $h = 0,2...0,9$  м из следующего ряда 200; 250; 300; 350; 400; 450 и т.д. до 900 мм.

В зависимости от диаметра колонны расстояние между тарелками с точки зрения оптимальной конструкции колонны (масса, приведенные затраты) может быть принято из следующей таблицы:

D, мм	< 0,8	0,8...1,6	1,6...2,0	2,0...2,4	> 2,4
h, мм	200...350	350...400	400...500	500...600	$\geq 600$

Высота части ректификационной колонны, расположенная выше верхней тарелки или верхнего слоя насадки является *сепарационным пространством* и ориентировочно может быть принята равной  $H_{сен} = (0,5...1,0) D$ .

**Высота кубовой части** ректификационной колонны может быть принята равной  $H_{куб} = (2...3) D$  - для колонн диаметром 400...800 мм и  $H_{куб} = (1...2) D$  - для колонн большого диаметра ( $\geq 1000$  мм).

### 3.3.4 Особенности конструктивного исполнения и расчета элементов ректификационных колонн

Колонные аппараты изготавливают *в царговом* (на фланцах) или *в цельно-сварном* исполнении корпуса.

Тарелки диаметром 400, 500, 600 и 800 мм выполняют неразборными и устанавливают в царгу от 2 до 6 штук. Все детали неразборной тарелки крепят к ее основанию, наружный диаметр которого на 20 мм меньше внутреннего диаметра колонны. Колонные аппараты диаметром  $\geq 1000$  мм изготавливают преимущественно с цельносварным корпусом и съемной верхней крышкой. Если длина аппарата является препятствием для его транспортировки, необходимо предусмотреть фланцевые разъемы (железнодорожная платформа четырехосного вагона имеет длину 14,1 м, если длина колонны 14,1...2,7 м, то ее транспортируют на трех железнодорожных платформах).

Корпус цельносварной колонны должен снабжаться *люками* для монтажа и обслуживания тарелок. Рекомендуется располагать люки через 12 тарелок для чистых сред и через 6 тарелок для загрязненных.

*Колпачки* (для колпачковых тарелок) бывают круглые, шестиугольные, прямоугольные. Круглые колпачки имеют диаметр 60...100 мм. Ширина прямоугольных колпачков 70...150 мм. Например, для колпачковых тарелок типа ТСК-1:

Диаметр колонны, мм	400	500	600	800	1000
Число колпачков	7	13	13	24	37
Диаметр колпачка, мм	60	60	80	80	80

Общая площадь паровых патрубков под колпачками для прохода пара составляет 10...20 % свободного сечения колонны. Площадь для прохода пара под колпачками (в промежутке между патрубком и колпачком должна быть примерно равной площади проходного сечения патрубка).

*Переливные трубы* рассчитываются по скорости флегмы в них, которая принимается 0,15...0,20 м/с. Общая площадь слива составляет примерно 5...10 % свободного сечения колонны. Нижнюю тарелку снабжают гидрозатвором для беспрепятственного слива жидкости с тарелки в куб. С этой целью нижний конец переливной трубы либо погружают в слой кубовой жидкости, либо опускают в приемный стакан.

*Насадочные колонны* выполняются диаметром 400...800 мм (царговые) и 1000...3600 мм (цельносварные). Применяют насадки:

- регулярные (правильно уложенные), например, хордовая насадка, кольца Рашига при правильной укладке;
- беспорядочные (засыпаемые внавал), например, кольца Рашига, седлообразная, кусковая насадка и др.

В настоящее время преимущественное применение находят кольца Рашига, изготовленные из керамики или металла.

Размер элементов насадки следует выбирать с учетом диаметра колонны. Оптимальное отношение диаметра колец Рашига к внутреннему диаметру колонны  $\sim 0,033$ .

**Кипятильник** ректификационной колонны может быть (рисунок 3.8):

- выносным;
- встроенным в нижнюю часть колонны.

Колонны с выносными кипятильниками (рисунок 3.8, д, е) наиболее распространены, т.к. позволяют использовать в качестве кипятильника стандартные теплообменные аппараты с любой поверхностью теплообмена, который удобен в монтаже и обслуживании.

Встроенный кипятильник (рисунок 3.8, а, б, в, г) обеспечивает компактность установки, но затрудняет размещение больших поверхностей теплообмена, поэтому применяется для колонн малого диаметра.

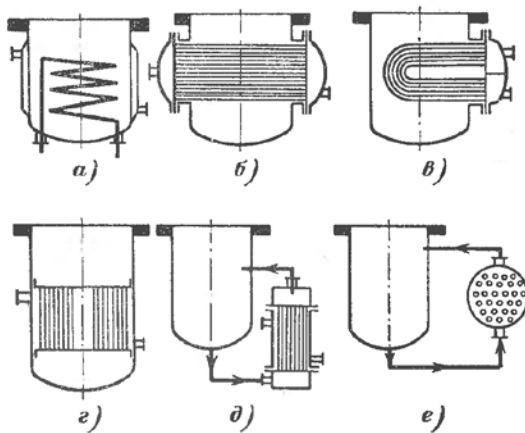


Рисунок 3.8 – Варианты включения кипятильника в ректификационной установке

а – куб со змеевиковым кипятильником; б – куб с кипятильником из горизонтальных прямых труб; в – куб с кипятильником из U-образных труб; г – куб с греющей камерой из вертикальных труб и с циркуляционной трубой; д – куб с выносным вертикальным кожухотрубным кипятильником; е – куб с выносным горизонтальным кожухотрубным кипятильником

При установке выносных кипятильников необходимо придерживаться следующих рекомендаций:

- сечение парового штуцера, вводящего парорастворную смесь в куб, целесообразно принимать на 20...25 % меньше суммарного сечения трубок кипятильника, что повышает скорость и придает динамику потоку;
- верхняя трубная решетка выносного кипятильника (рисунок 3.8, д) должна быть на 250...350 мм (в зависимости от разности плотностей жидкости в кубе и парожидкостной смеси в кипятильнике) выше среднего уровня жидкости в кубе колонны;
- для выравнивания скорости пара труба подачи парожидкостной смеси имеет косой срез, направленный вниз и располагается на расстоянии от нижней тарелки примерно равном диаметру колонны для колонн малого диаметра (400...800 мм) и  $(0,5...1,0) D$  для колонн большого диаметра (1000...4000 мм).

**Дефлегматоры и конденсаторы-холодильники** в ректификационных установках большой производительности принимают в виде трубчатых теплообменников. Для повышения интенсивности процесса тепломассообмена в процессе ректификации очень важно отводить конденсат по мере его образования, препятствуя его продолжительному контакту с паром. Поэтому целесообразно, где это возможно, помещать дефлегматор внутри колонны над верхней тарелкой, не вынося его наружу. Иногда дефлегматор разбивают на две части: одну из них располагают в колонне, а другую выносят в виде самостоятельного аппарата. Если дефлегматор устанавливают внутри колонны, то его охлаждающие трубы следует располагать горизонтально, чтобы облегчить доступ к ним и их очистку.

### **3.4 Выбор оптимального варианта ректификационной установки**

При поиске оптимального варианта можно изменять флегмовое число (п.п. 3.3.2), а также конструктивные характеристики колонны (ее диаметр, межтарельчатое расстояние, тип и параметры контактных устройств) в соответствии с дискретными значениями нормализованных размеров и пределами устой-



чивой и эффективной работы установки. Возможны также некоторые изменения технологической схемы, например, с целью утилизации теплоты.

В качестве критерия оптимизации можно принять минимум приведенных затрат ( $\Pi$ ):

$$\Pi = EK + \mathcal{E}, \text{ руб/год,} \quad (3.40)$$

где  $K$  – капитальные затраты;  $\mathcal{E}$  – эксплуатационные затраты;  $E$  – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, который можно принять  $0,15 \text{ год}^{-1}$ .

Капитальные затраты складываются из стоимости колонны, кипятильника, дефлегматора, подогревателя исходной смеси, холодильника дистиллята, холодильника кубового остатка, насосов, трубопроводов, арматуры, КИПиА, фундаментов, затрат на доставку и монтаж установки.

Эксплуатационные затраты включают в себя амортизационные отчисления (определяемые коэффициентом  $\kappa_a$ ) и расходы на текущий ремонт и содержание оборудования (определяемые коэффициентом  $\kappa_p$ ), а также расходы на пар, электроэнергию и воду.

## Тема 4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

В промышленности сушке подвергается множество материалов, различающихся химическим составом, дисперсностью, термочувствительностью, содержанием и формой связи влаги с материалом и другими свойствами. В связи с этим выбор рационального способа сушки, типа сушильной установки и конструкции сушильного аппарата – сложная технико-экономическая задача.

### *4.1 Рекомендации по выбору рационального способа сушки и сушильных установок*

При выборе *способа сушки* первоначально необходимо принять во внимание состояние и свойства материала. Влажные материалы с этой точки зрения можно разделить на шесть групп:

1. Жидкие материалы (растворы, эмульсии, суспензии).
2. Пастообразные материалы (которые не перекачиваются насосами).
3. Сыпучие материалы (пылевидные, зернистые, кусковые).
4. Тонкие гибкие материалы (ткань, пленка, бумага).
5. Штучные, массивные по объему материалы и изделия (керамика, строительные материалы, древесина - доски).
6. Сушка лакокрасочных покрытий.

Известен ряд методик и рекомендаций по выбору рационального способа сушки и сушильных установок. Например, в [1] представлены способы сушки материалов и характеристики процессов:

- для жидких материалов – вальцовые атмосферные, вальцовые вакуумные, распылительные сушилки;
- для пастообразных материалов – камерные сушилки с лотками, петлевые с мешалками;
- для твердых дисперсных материалов – ленточные конвейерные, шнековые и скребковые сушилки, паровые трубчатые, барабанные пневмотранспортные сушилки, а также сушилки с кипящим слоем;
- для тонких листовых материалов – петлевые цилиндрические сушилки;

- для штучных массивных изделий – камерные, туннельные, конвейерные сушилки;
- для сушки лакокрасочных покрытий – конвейерные (конвективные, радиационные, комбинированные) сушилки.

Существует методика выбора сушильного оборудования из числа, серийно выпускаемого заводами химического машиностроения, позволяющая сократить объем научно-исследовательских и проектных работ по аппаратурному оформлению процесса сушки. Тип сушильной установки можно выбрать по таблице 7.1 [9], составленной на основе анализа статистических данных по использованию типовых аппаратов. Пользуясь этой таблицей, можно, имея минимальное число данных о свойствах материала, установить варианты аппаратов для сушки. Оптимальный тип аппарата определяется методом подсчета суммы баллов. Если для заданных условий эксплуатации встречается «0», возможность применения не рассматривается. Оценка «5» - оборудование рекомендуется, «3» - применение допустимо, но связано с дополнительными мерами подготовки продукта или изменениями в конструкции аппарата.

#### ***4.2 Основные этапы проектирования конвективной сушильной установки***

После выбора типа сушилки необходимо выполнить следующие этапы проектирования (последовательность рассматривается для конвективной сушилки):

- выбрать оптимальный режим сушки материала (температуру сушильного агента на входе в сушильную камеру  $t_1$  и выходе из нее  $t_2$ , влагосодержание агента на входе в сушильную камеру  $d_1$  (особенно важно для сушки материалов с большой внутренней влагой – керамические изделия, древесина), скорость сушильного агента  $v$ );
- выбрать вид сушильного агента (воздух, дымовые или инертные газы);
- выбрать тип и количество вентиляторов (осевых или центробежных);

- при сушке воздухом выбрать тип калорифера, а при сушке дымовыми газами - тип топочной камеры;
- выбрать (при необходимости) тип транспортных устройств (ленточный транспортер, конвейер, вагонетки или тележки);
- выбрать схему КИП и А.

Далее осуществляется тепловой расчет сушильной установки, методика выполнения которого зависит от типа сушилки и способа подвода тепла к высушиваемому материалу (конвективный, контактный, терморadiационный, ТВЧ и т.д.).

В промышленности наиболее широкое применения находят конвективные сушки, при проектировании которых необходимо выполнить следующее:

- а). Составить принципиальную схему установки с указанием на ней параметров сушки.
- б). Составить материальный баланс процесса сушки.
- в). Если сушилка работает на смеси воздуха с топочными газами, то определить: теоретически необходимый расход воздуха на 1 кг ( $\text{м}^3$ ) сжигаемого топлива, коэффициент избытка воздуха для обеспечения необходимой температуры газов, влагосодержание и энтальпию сушильного агента на входе в сушилку.
- г). Построить теоретический и действительный процессы изменения состояния сушильного агента в  $I, d$  – диаграмме и определить расход сушильного агента (воздуха или смеси дымовых газов с воздухом).
- д). Составить тепловой баланс процесса сушки. Определить КПД сушильной камеры и сушильной установки. Определить расход топлива или греющего пара.
- е). Определить геометрические размеры сушильной камеры и выбрать из каталога нормализованную конструкцию (если таковая имеется).
- ж). Рассчитать и выбрать калорифер (если воздух) или топку (если дымовые газы).

з). Выполнить компоновку сушильной установки и произвести аэродинамический расчет ее с последующим выбором тягодутьевых устройств и прочего вспомогательного оборудования (например, пылеуловители, распыливающие устройства, горелочные устройства).

Принципиальное отличие при проектировании конвективных сушилок (распылительных, барабанных, с кипящим слоем) заключается в определении геометрических размеров сушильной камеры. Остальные стадии расчета практически выполняются по одним и тем же методикам.

### 4.3 Проектирование сушилки с кипящим слоем

Для сушки твердых дисперсных материалов в химической, калийной, угольной, пищевой промышленности, в промышленности строительных материалов, медпрепаратов, металлургии и др. конкуренцию барабанным, пневмо- и аэрофонтанным сушилкам составляют сушилки с кипящим слоем (рисунок 4.1).

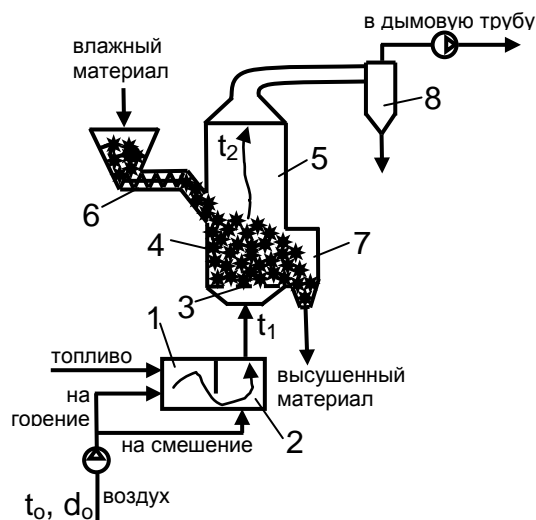


Рисунок 4.1 – Принципиальная схема сушильной установки с кипящим слоем

1 – топка; 2 – смесительная камера; 3 – газораспределительная решетка; 4 – слой материала; 5 – сушильная камера; 6 – питательное устройство; 7 – приемное устройство; 8 – циклон

Процесс сушки в кипящем (взвешенном, псевдооживленном) состоянии заключается в продувке газа (или воздуха) как сушильного агента через слой материала, находящегося на газораспределительной решетке, с такой скоростью,

при которой слой вспучивается, высота его постепенно увеличивается, и частицы приходят в беспорядочное движение, оставаясь в основном в сушильной камере. Загрузка и разгрузка камеры осуществляется непрерывно. Камера может иметь круглое, прямоугольное или квадратное сечение. Для предотвращения значительного уноса частиц материала камеру выполняют расширяющейся кверху. Газы из сушильной камеры направляются в пылеулавливающие аппараты, а затем дымососом в дымовую трубу. Топки сушилок с кипящим слоем могут работать как под давлением, так и под разрежением.

Если в качестве сушильного агента выбирается воздух, то вместо топки устанавливается калорифер.

Достоинствами сушки материалов во взвешенно состоянии являются:

- высокая интенсивность сушки (сотни килограммов влаги на 1 м<sup>3</sup> объема сушилки в час);
- почти одинаковая и относительно легко регулируемая температура высушиваемого материала в слое, что гарантирует равномерную сушку;
- возможность регулирования времени пребывания материала в сушилке.

В качестве недостатков данного способа сушки следует отметить:

- большие расходы электроэнергии для создания значительных напоров, необходимых для «кипения» слоя (300...500 мм вод. ст. – сопротивление решетки, слоя и очистных сооружений);
- измельчение (истирание) частиц материала в сушилке.

Время пребывания материала в сушилках с кипящим слоем обычно порядка нескольких минут.

Расход сушильного агента для сушилки с кипящим слоем определяется традиционно по влагосъему:

$$\ell = \frac{1000}{d_2 - d_1}, \frac{\text{кг}}{\text{кг (исп. влаги)}}, \quad (4.1)$$

где  $d_1$  и  $d_2$  - влагосодержание сушильного агента до и после сушильной камеры (определяется по I,d – диаграмме).

С другой стороны расход газа (воздуха, дыма) должен быть таким, чтобы для данной геометрии сушильной камеры, размера частиц материала и его плотности – слой закипел.

Введем понятие **скорости витания** частиц материала. Если в пространстве (например, в трубу), где газ или воздух находится в спокойном состоянии ( $v_z = 0$ ), ввести небольшую частицу материала, она будет падать с постоянно уменьшающимся ускорением вследствие сопротивления, оказываемого газом. В некоторый момент времени ускорение частицы становится равным нулю, и далее она падает с постоянной скоростью, называемой скоростью витания  $v_{vit}$ .

Если газ движется вверх, имея ту же скорость  $v_z = v_{vit}$ , то частица будет находиться в покое (относительно стенок трубы). Если скорость газа  $v_z > v_{vit}$ , то частица движется относительно трубы вверх со скоростью  $(v_z - v_{vit})$ . В нисходящем потоке скорость частицы равна  $(v_z + v_{vit})$  и частица движется вниз.

В пневматических сушилках  $v_z > v_{vit}$  материал поднимается по трубе вверх восходящим потоком сушильного агента. Высота трубы определяется временем сушки материала. Частицы материала и сушильный агент–носитель выходят вместе из трубы, а далее отделяются друг от друга.

В сушилках с кипящим слоем частицы не уносятся из камеры (за исключением мелких, составляющих унос). Уходит только сушильный агент.

#### **4.3.1 Параметры кипящего слоя**

Кипящий слой характеризуется следующими параметрами.

##### **а) Аэродинамика кипящего слоя**

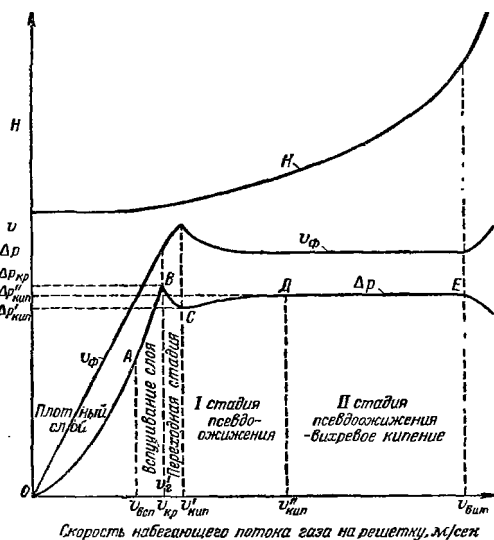


Рисунок 4.2 – Схема границ образования кипящего слоя  
 $H$  – высота слоя;  $\Delta p$  – сопротивление слоя

Если к зернистому материалу, уложенному на решетку, подводить снизу газ, постепенно увеличивая его скорость, то при некоторой скорости  $v_{всп}$  высота слоя  $H$  начинает постепенно увеличиваться, как бы набухать или вспучиваться (рисунок 4.2).

Сопротивление слоя сначала монотонно увеличивается, достигая максимального значения  $\Delta p_{кр}$  (точка В), а затем резко падает (участок ВС). Это

объясняется образованием в слое каналов, через которые прорывается некоторая часть газа. Скорость газа, соответствующую точке С  $v'_{кип}$ , принимают за скорость начала **I стадии кипения** (псевдооживления). Характеризуется она возникновением отдельных фонтанов, большая часть частиц почти неподвижна.

Дальнейшее увеличение скорости  $> v'_{кип}$  способствует возникновению новых очагов кипения, интенсивность движения частиц в слое возрастает, повышается равномерность кипения. Сопротивление слоя несколько возрастает (участок СД), а затем, начиная с некоторого значения скорости  $v''_{кип}$ , практически остается постоянным (участок ДЕ). Точка Д соответствует началу **II стадии псевдооживления** (стадия вихревого кипения). После точки Е ( $v = v_{вит}$ ) происходит унос частиц ( $v > v_{вит}$ ). Сушку в кипящем слое целесообразно проводить в начале II стадии псевдооживления.

Характеристикой слоя является порозность  $\varepsilon$ , которая численно равна свободному объему, не занятому частицами, в единице объема слоя, т.е.



$\varepsilon = \frac{V_{св}}{V_{слоя}}$ . Теоретически  $0 < \varepsilon < 1$ . Практически при  $\varepsilon = 0,4$  слой пока неподвижен

(начало псевдооживления);  $\varepsilon = 1$  соответствует уносу ( $v_2 \geq v_{вит}$ ).

Оптимальная (рабочая) порозность слоя  $0,55 \leq \varepsilon \leq 0,75$ .

Критическую (при  $\varepsilon = 0,4$ ) и рабочую (при  $0,55 \leq \varepsilon \leq 0,75$ ) скорости сушильного агента можно определить, пользуясь зависимостью критерия Лященко ( $Ly$ ) от критерия Архимеда ( $Ar$ ) при различной порозности слоя  $\varepsilon$ .

Критерий Архимеда

$$Ar = \frac{d_{cp}^3 \rho_M g}{v_2^2 \rho_2}, \quad (4.2)$$

где  $d_{cp}$  – средний диаметр частиц материала, м;  $\rho_M$  – плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;  $v_2$  и  $\rho_2$  – вязкость, м<sup>2</sup>/с, и плотность, кг/м<sup>3</sup>, газообразного сушильного агента при температуре  $t_2$ .

Критерий Лященко

$$Ly = \frac{v^3 \rho_2}{v_2 \rho_M g} \quad (4.3)$$

С помощью номограммы  $Ly = f(Ar, \varepsilon)$  (рисунок 4.3) [4] определяется критерий Лященко  $Ly$  для рабочей порозности слоя  $\varepsilon = 0,55 \dots 0,75$ , а по нему - скорость газов (сушильного агента) на полное сечение газораспределительной решетки

$$v = \sqrt[3]{\frac{Ly v_2 g \rho_M}{\rho_2}}, \quad (4.4)$$

что позволяет найти площадь газораспределительной решетки

$$S_{реш} = \frac{\ell W}{3600 \rho_2 v}, \quad (4.5)$$

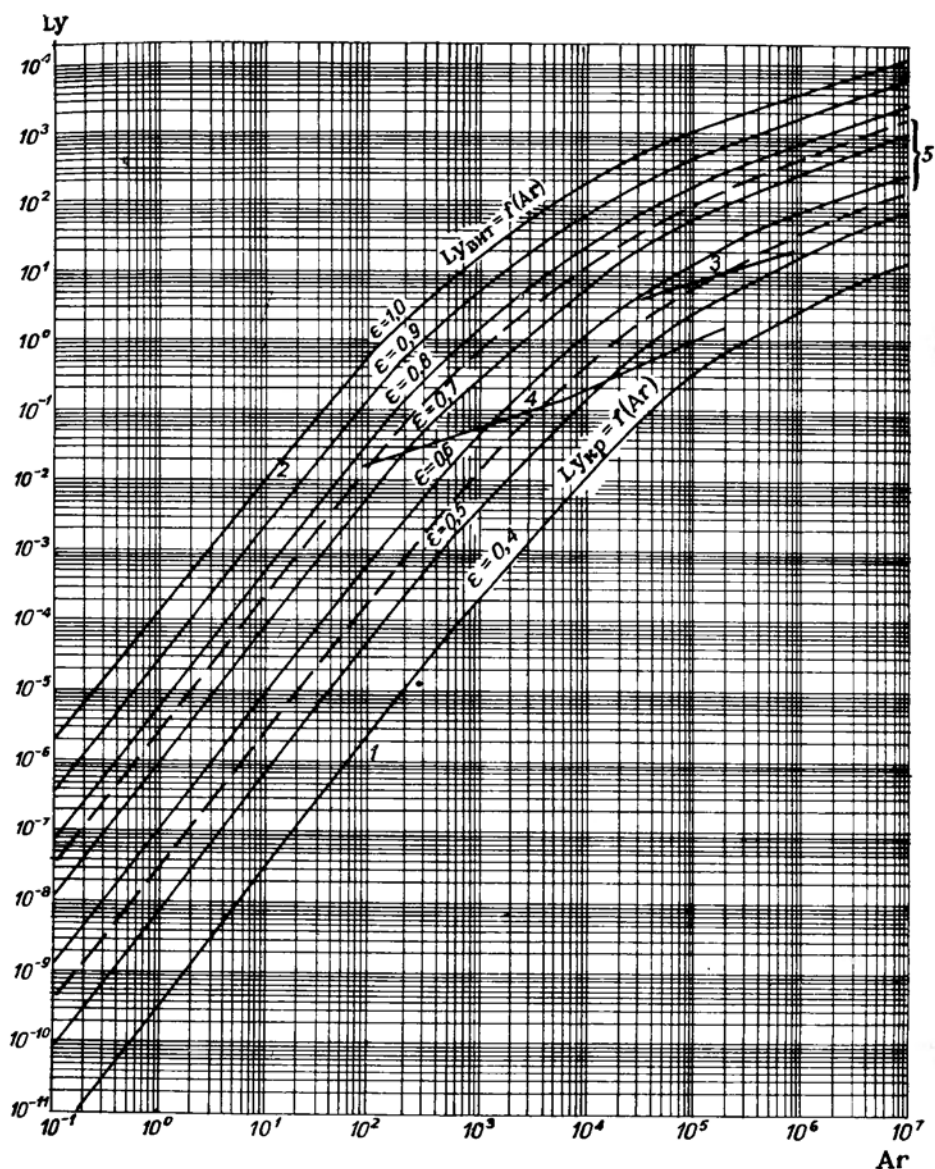


Рисунок 4.3 - Номограмма  $Ly = f(Ar, \varepsilon)$

где  $W$  - часовой расход испаренной из материала влаги, кг/ч.

Диаметр решетки

$$D_{реш} = \sqrt{\frac{S_{реш}}{0,785}} \quad (4.6)$$

### б) Распределение температуры в кипящем слое

Изменение температуры сушильного агента от  $t_1$  до  $t_2$  происходит в слое, непосредственно прилегающем к решетке и называемом слоем гидродинамической стабилизации  $h_{см}$  (рисунок 4.4), высота которого определяется диаметром отверстий решетки  $d_{отв}$  по формуле

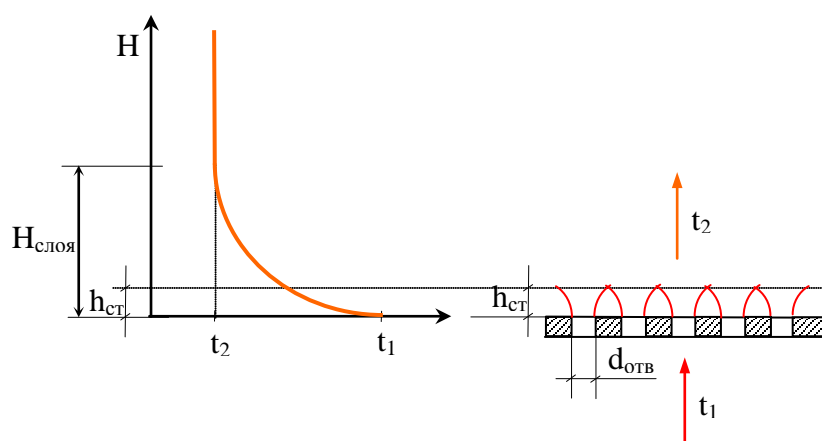


Рисунок 4.4 – Распределение температуры в кипящем слое

$$h_{cm} = 20d_{отв}, \quad (4.7)$$

Диаметр отверстий газораспределительной решетки выбирают из ряда нормализованных размеров: 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,2; 3,6; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6 мм.

На основании опыта эксплуатации аппаратов с псевдооживленным слоем установлено, что высота кипящего слоя

$$H_{сл} \approx 4 h_{cm}, \quad (4.8)$$

Высоту сепарационного пространства принимают в 4...6 раз больше высоты кипящего слоя:

$$H_{сеп} = (4...6) H_{сл} \quad (4.9)$$

Общая высота сушильной камеры (над газораспределительной решеткой)

$$H = H_{сл} + H_{сеп} \quad (4.10)$$

Методика определения геометрических размеров барабанной сушилки приводится в [2, 4], пневмотранспортной (трубы-сушилки) – в [4].

## Тема 5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Холодильные установки предназначены для получения «холода», т.е. для охлаждения тел до температуры ниже температуры окружающей среды. Холодильные установки бывают:

- компрессионные (парожидкостные, газожидкостные, газовые), использующие механическую (электрическую) энергию для повышения давления рабочего тела (хладагента);
- абсорбционные, использующие тепловую энергию;
- струйные, использующие кинетическую энергию струи пара или газа.

### *5.1 Компрессионные холодильные установки*

Принципиальная схема аммиачной компрессионной холодильной установки изображена на рисунке 5.1. Из испарителя IV пары хладагента (например, пары аммиака  $\text{NH}_3$  – легко кипящей жидкости) направляются в компрессор I, где за счет затраты энергии (механической) от двигателя V, потребляющего электрическую энергию, они сжимаются от давления  $p_0$  до давления  $p_k$ . В идеальном случае считаем, что процесс сжатия в компрессоре 1-2', реальный процесс с учетом внутренних потерь в компрессоре 1-2. Сжатые до давления  $p_k$  пары аммиака при температуре перегрева  $t_2$  направляются в конденсатор II, охлаждаемый водой из системы обратного водоснабжения. При этом считаем, что процесс охлаждения и конденсации паров происходит при постоянном давлении (процесс 2-3). Жидкий хладагент с давлением в точке 3 направляется в дроссельный вентиль III, где давление падает от давления в конденсаторе до давления в испарителе. Процесс дросселирования (3-4) – изоэнтальпийный, т.е.  $i_3 = i_4$ . В точке 4 получается смесь жидкого хладагента и его паров. Эта смесь направляется в испаритель, где жидкий хладагент испаряется при постоянном давлении  $p_0$ , а значит и температуре  $t_0$ , отбирая теплоту из окружающей среды (процесс 4-1). Непосредственное охлаждение хладагентом (аммиаком), особен-

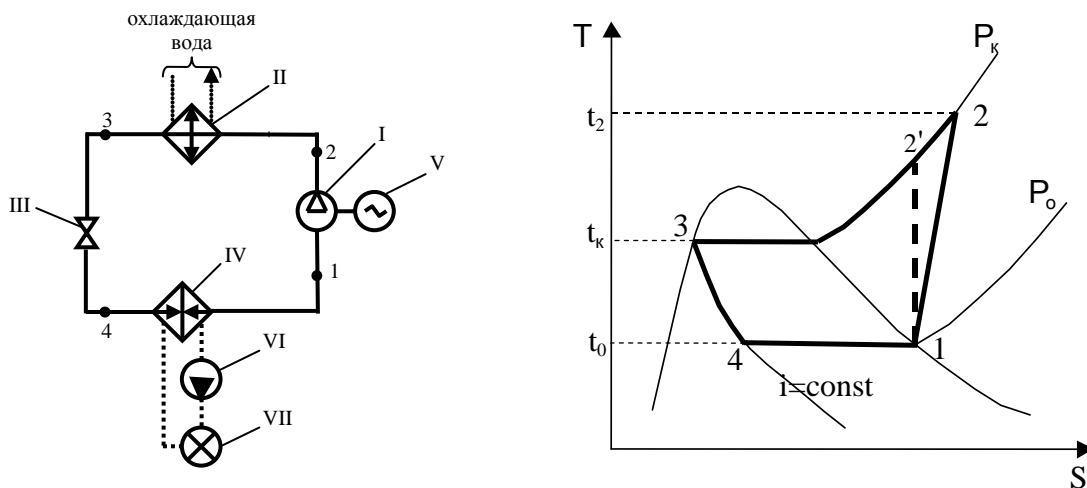


Рисунок 5.1 - Принципиальная схема и цикл в  $T,s$  – диаграмме простейшей компрессионной холодильной установки

но пищевых продуктов, медикаментов, используется редко. Чаще в испарителе охлаждается за счет испарения аммиака так называемый рассол (раствор  $\text{NaCl}$  или  $\text{CaCl}_2$ ), которые затем насосом VI направляются в рассольные батареи, находящиеся в охлаждаемом помещении VII.

Расчет холодильной установки требует определения удельных энтальпий хладагента в характерных точках цикла, для этого используются фазовые диаграммы хладагента. На рисунке 5.1 изображен цикл 1-2-3-4-1 компрессионной холодильной установки на  $T,s$ - диаграмме хладагента (ХА):

- точка 1 – сухой насыщенный пар ХА при давлении  $p_0$  или температуре  $t_0$ ;
- (1-2') и (1-2) – процессы теоретического (адиабатного обратимого) и действительного процессов сжатия ХА в компрессоре;
- (2-3) – процесс в конденсаторе при  $p_k = \text{const}$ ;
- точка 3 – конденсат (насыщенная жидкость) при давлении  $p_k$ ;
- (3-4) – процесс дросселирования ( $i_3 = i_4$ );
- (4-1) – процесс кипения ХА в испарителе при  $p_0 = \text{const}$ .

В процессах (1-2) - затрачивается работа на сжатие ХА, (2-3) - отводится теплота от ХА к охлаждающей воде, (4-1) – подводится теплота к ХА из окружающей среды, например, от рассола.

Расчет цикла компрессионной холодильной установки (КХУ) ведется на 1 кг ХА.

Удельная работа, затраченная в компрессоре на сжатие 1 кг ХА, кДж/кг,

$$l = i_2 - i_1 \quad (5.1)$$

Удельная холодопроизводительность КХУ, кДж/кг,

$$q_o = i_1 - i_4 \quad (5.2)$$

Удельная тепловая нагрузка конденсатора, кДж/кг,

$$q_k = i_2 - i_3 \quad (5.3)$$

**Уравнение энергетического баланса рассмотренной КХУ**

$$q_o + l = q_k \quad (5.4)$$

Для оценки эффективности работы КХУ используется **холодильный коэффициент**

$$\varepsilon = \frac{q_o}{l} \quad (5.5)$$

## ***5.2 Методы повышения эффективности компрессионной холодильной установки***

Основными методами повышения эффективности КХУ являются: переохлаждение конденсата ХА; сухой ход компрессора; многоступенчатое сжатие. Перечисленные выше методы повышения эффективности КХУ рассмотрены в [7].

### 5.3 Характеристики отдельных элементов компрессионной холодильной установки

#### 5.3.1 Холодильные агенты

Теоретически в качестве ХА могут использоваться любые вещества, но реально к ним предъявляются следующие требования:

- сравнительно низкое давление при температуре конденсации  $t_k$ , например, для аммиака  $p_k = 0,9 \dots 1,4 \text{ МПа}$ ;
- давление в испарителе желательно иметь несколько больше атмосферного, чтобы не было присосов воздуха) и при этом требуемую  $t_o$ , например, для аммиака при  $t_o = -15^\circ \text{C} \rightarrow p_o = 0,24 \text{ МПа}$ ;
- малый удельный объем пара в точке 1 (на всасе в компрессор), в результате малый объем цилиндров компрессора;
- невысокая вязкость;
- взрывобезопасен, не токсичен, не огнеопасен;
- химически стабильный, коррозионно пассивен;
- доступность и низкая стоимость.

К сожалению, применяемые в холодильной технике хладагенты (аммиак, фреоны), не отвечают сполна всем перечисленным выше свойствам. Например, аммиак токсичен, при его содержании в воздухе  $> 0,5\%$  (по объему) происходит отравление; взрывоопасен при концентрации 16...28 %.

Фреоны взрывобезопасны, но в открытом пламени разлагаются, образуя отравляющее вещество – фосген. Они обладают большой текучестью (способностью проникать через мельчайшие неплотности), что ограничивает их при-

менение в стационарных установках большой холодопроизводительности. Кроме того, фреоны достаточно дороги.

В расчетах холодильных установок используются термодинамические диаграммы хладагентов, приведенные в [14].

### ***5.3.2 Хладоносители***

Хладоносители применяют для «транспортировки» холода от источника его получения (испарителя холодильной установки) до охлаждаемого объекта (камеры). В отличие от непосредственного охлаждения объекта хладагентом систему с хладоносителем применяют при большом числе потребителей холода с различными температурами, расположенных на значительном расстоянии.

К хладоносителям предъявляются следующие требования: малая вязкость (ниже гидравлические потери); большая теплоемкость (меньше расход хладоносителя); низкая коррозионная активность; химическая стойкость; низкая токсичность, негорючесть, взрывобезопасность.

Хорошо отвечает этим требованиям вода, однако она может использоваться в качестве хладоносителя только при положительных температурах (например, в системах кондиционирования воздуха).

В холодильных установках в качестве хладоносителей используют водные растворы солей  $\text{NaCl}$  или  $\text{CaCl}_2$ , которые не замерзают при умеренно отрицательных температурах. Так водный раствор  $\text{NaCl}$  не затвердевает до температуры  $-21^\circ\text{C}$  (что соответствует концентрации 22,4 %), а раствор  $\text{CaCl}_2$  до температуры  $-55^\circ\text{C}$  (при концентрации 29 %).

### ***5.3.3 Компрессоры холодильных машин***

В компрессионных холодильных установках используются компрессоры объемного действия (поршневые, винтовые, мембранные) и кинетического действия (турбокомпрессоры, струйные). В холодильных машинах малой и средней мощности применяются компрессоры объемного действия.



Поршневые компрессоры, например, можно классифицировать по следующим признакам:

- по холодильному агенту (аммиачные, фреоновые, углекислотные);
- по числу ступеней сжатия (одно-, двух-, трехступенчатые);
- по расположению осей цилиндров (вертикальные, горизонтальные, V-образные, W-образные, радиальные);
- по количеству цилиндров (одно- и многоцилиндровые (до 16)).

В установках одноступенчатого сжатия преимущественно применяются поршневые компрессоры, в агрегатах двухступенчатого сжатия в качестве бустер-компрессоров (ступени низкого давления) используются также ротационные и винтовые компрессоры [13]. Например, технические характеристики достаточно распространенных агрегатов типа А110 (рисунок 5.2) приведены в таблице 5.1, а на рисунках 5.3 и 5.4 – графики зависимости холодопроизводительности и эффективной мощности от температуры кипения хладагента для агрегатов А110-1, А110-2 и А110-3.

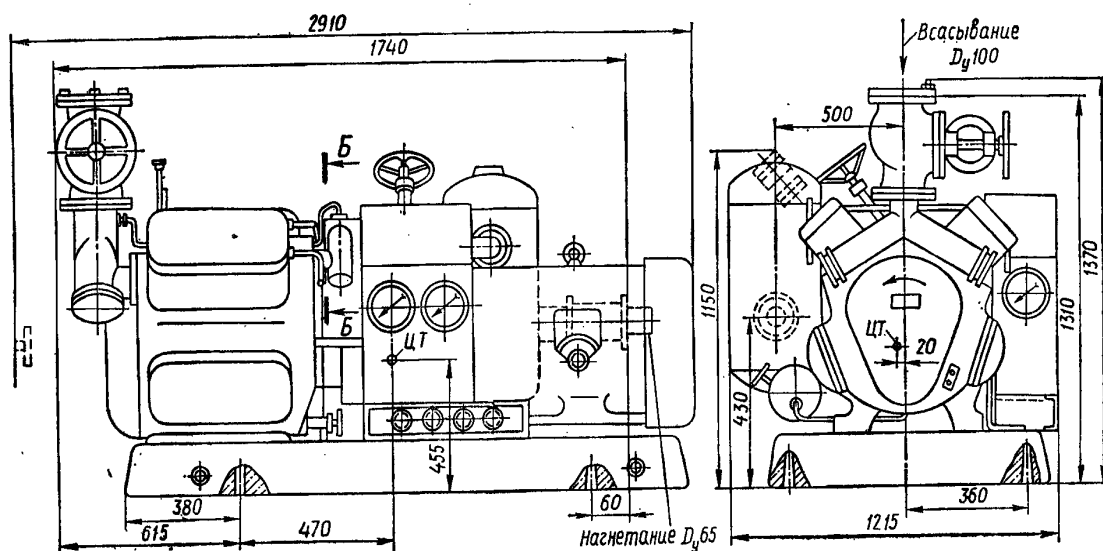


Рисунок 5.2 – Одноступенчатый автоматизированный компрессорный агрегат типа А110

Таблица 5.1 – Технические характеристики агрегатов А-110

Показатель	А110-1	А110-2	А110-3
Холодопроизводительность, кВт	325	140	93
Эффективная мощность, кВт	53	39	26
Режим работы при температурах, К:			
кипения	278	258	258
конденсации	308	303	303
всасывания	283	263	263
переохлаждения	303	298	298
Диапазон работы агрегата по температуре кипения, К	278...258	258...243	258...243
Марка электродвигателя	АОП2-91-4	АОП2-82-4	АОП2-82-6
Мощность электродвигателя, кВт	75	55	40
Частота вращения ротора электродвигателя, с <sup>-1</sup>	24,7	24,5	16,3
Масса агрегата с рамой, кг	2365	2260	2250
Монтажная длина, мм	2910	2835	2835
Диаметр цилиндра, мм	115	115	115
Ход поршня, мм	82	82	82
Диаметры трубопроводов, мм:			
всасывающего	100	100	100
нагнетательного	70	70	70
Расход смазочного масла, кг/ч	0,06	0,06	0,06
Расход охлаждающей воды, м <sup>3</sup> /ч	1,0	1,0	1,0
Станция управления (рабочее напряжение 380 В, напряжение в цепи управления 220 В)	БУ5120-33Г2, номинальный ток 150 А	БУ5120-33Г2Б, номинальный ток 120 А	БУ5120-23Г2, номинальный ток 80 А

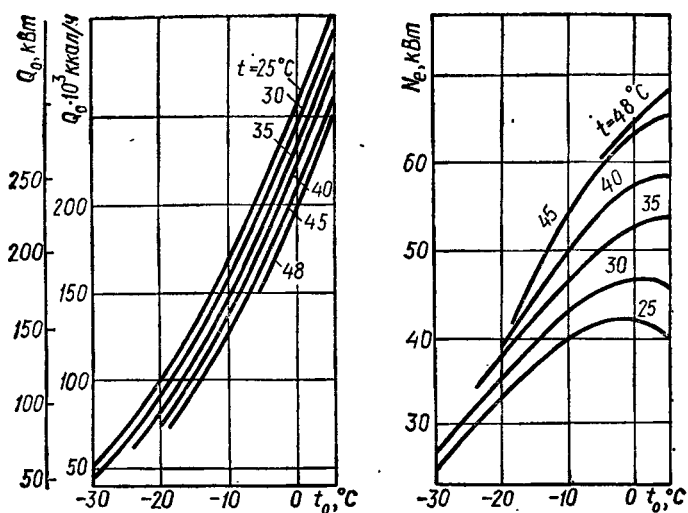


Рисунок 5.3 – Графики зависимости холодопроизводительности и эффективной мощности от температуры кипения хладагента для агрегатов А110-1 и А110-2

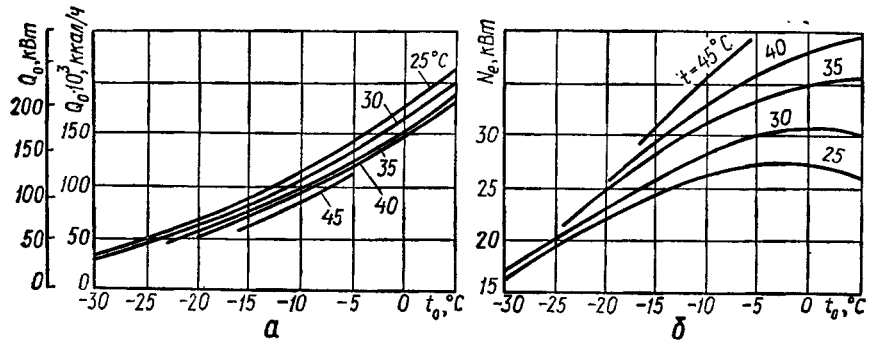


Рисунок 5.4 – Графики зависимости холодопроизводительности и эффективной мощности от температуры кипения хладагента для агрегата А110-3

Аммиачные одноступенчатые агрегаты А220 (рисунок 5.5) выпускаются в двух исполнениях (А220-1 и А220-2). В агрегатах используется восьмицилиндровый компрессор П220. Технические характеристики названных агрегатов представлены в таблице 5.2.

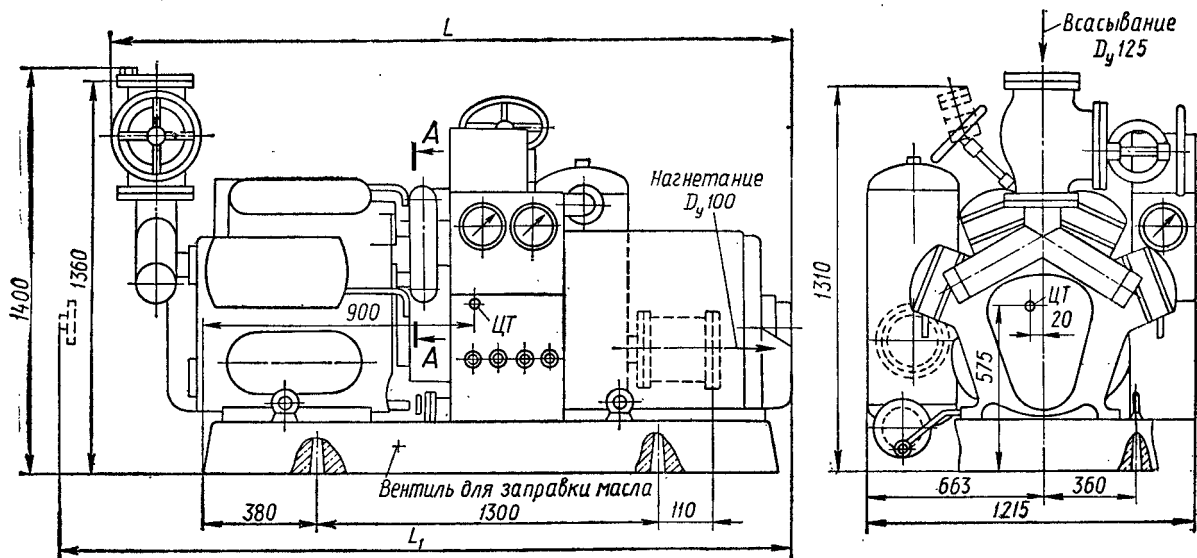


Рисунок 5.5 – Одноступенчатый автоматизированный компрессорный агрегат типа А220

Таблица 5.2 – Технические характеристики агрегатов А-220

Показатель	А220-1	А220-2
Холодопроизводительность, кВт	650	280
Эффективная мощность, кВт	106	79
Режим работы при температурах, К:		
кипения	278	258
конденсации	308	303
всасывания	283	263
переохлаждения	303	298
Диапазон работы агрегата по температуре кипения, К	278...258	258...243
Марка электродвигателя	АЗ-315 1-4	АОП-92-4
Мощность электродвигателя, кВт	132	100
Частота вращения ротора электродвигателя, с <sup>-1</sup>	24,5	24,7
Масса агрегата с рамой, кг	2690	2660
Монтажная длина $L_1$ , мм	3075	3100
Длина агрегата $L$ , мм	2365	2390
Диаметр цилиндра, мм	115	115
Ход поршня, мм	82	82
Диаметры трубопроводов, мм:		
всасывающего	125	125
нагнетательного	100	100
Расход смазочного масла, кг/ч	0,15	0,15
Расход охлаждающей воды, м <sup>3</sup> /ч	2,0	2,0
Станция управления (рабочее напряжение 380 В, напряжение в цепи управления 220 В)	БУ5120-43Г2 номинальный ток 250 А	БУ5120-43Г2А номинальный ток 200 А

### 5.3.4 Испарители холодильных машин

В мясомолочной и химической промышленности используются испарители с промежуточным хладоносителем (рассол, «ледяная» вода), которые бывают закрытого (кожухотрубные) и открытого (панельные) типов. На крупных холодильниках в основном применяются испарители закрытого типа – это кожухотрубные теплообменные аппараты, в основном восьмисходовые, с диаметром труб 25x2 мм. В трубах испарителей циркулирует рассол, в межтрубном пространстве кипит хладагент. Типоразмеры горизонтальных кожухотрубных испарителей ИТГ (рисунок 5.6) представлены в таблице 5.3.

Испарители открытого типа (панельные) имеют небольшую мощность. В них аммиак кипит в трубках, а хладоноситель (рассол), интенсивно перемешиваемый мешалкой, циркулирует в открытом баке. Основные характеристики панельных испарителей приведены в [13].

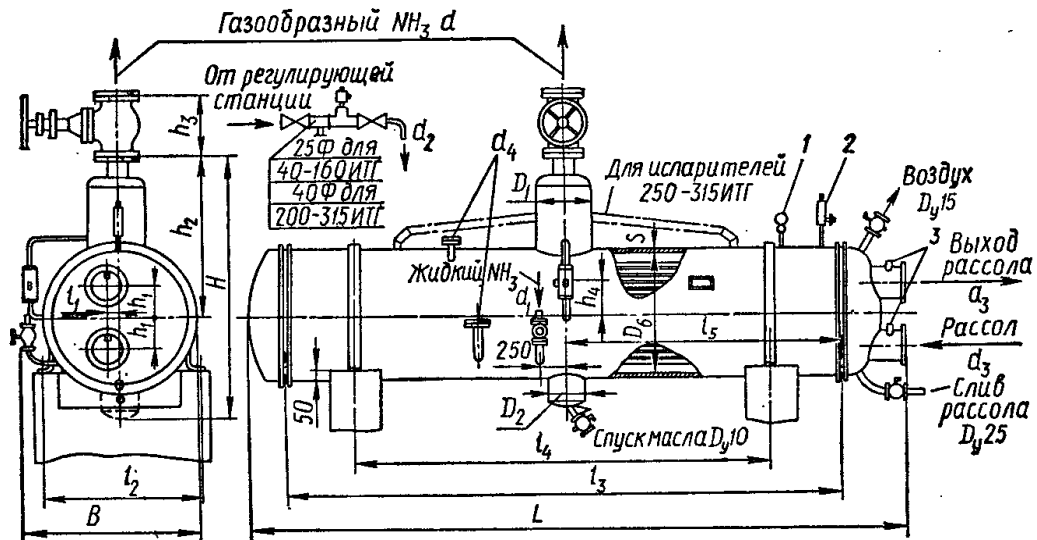


Рисунок 5.6 – Кожухотрубный испаритель  
1 – мановакууметр; 2 – клапан предохранительный

Таблица 5.3 – Типоразмеры горизонтальных кожухотрубных испарителей типа ИТГ

Испаритель	Площадь поверхности теплообмена $F$ , м <sup>2</sup>	Размеры, мм				Количество труб $i$	Количество ходов $z$	Штуцера (условные проходы), мм				
		$D_{\text{вн}}$	$L$	$B$	$H$			$d$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$
ИТГ-40	42,7	500	4510	820	1286	144	8	80	25	25	80	32
ИТГ-50	48,5	600	3560	895	1470	214	8	80	25	25	100	40
ИТГ-63	65,0	600	4560	895	1470	214	8	80	25	25	100	40
ИТГ-80	81,5	600	5560	895	1470	214	8	80	25	25	125	40
ИТГ-125	124,0	800	4650	1145	1800	386	8	125	25	25	150	50
ИТГ-160	155,0	800	5650	1145	1800	386	8	125	25	25	150	50
ИТГ-200	194,0	1000	4780	1315	2062	616	8	150	40	40	200	70
ИТГ-250	242,0	1000	5780	1315	2062	616	8	150	40	40	200	70
ИТГ-315	315,0	1200	5890	1550	2520	870	4	200	40	40	250	70

Испаритель	Установочные размеры, мм											Вместимость пространства, м <sup>3</sup>		Масса, кг
	$D_1$	$D_2$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$	$l_5$	$h_1$	$h_2$	$h_3$	$h_4$	межтрубного	трубного	
	ИТГ-40	273	219	65	590	3990	1990	1720	165	758	310			
ИТГ-50	325	273	90	690	2990	1490	1220	190	893	310	160	0,52	0,27	1663
ИТГ-63	325	273	90	690	3990	1990	1620	190	893	310	160	0,70	0,34	2086
ИТГ-80	325	273	90	690	4990	2590	2590	190	893	310	160	0,885	0,41	2509
ИТГ-125	426	325	100	890	3990	1990	1624	250	1113	400	235	1,14	0,64	3542
ИТГ-160	426	325	100	890	4990	2590	2524	250	1113	400	235	1,58	0,76	4252
ИТГ-200	426	325	130	1090	3990	1990	1630	320	1284	480	300	2,10	1,10	5516
ИТГ-250	426	325	130	1090	4990	2590	2530	320	1284	480	300	2,64	1,26	6853
ИТГ-315	516	325	170	1295	4990	2590	2530	375	1560	600	380	3,80	1,86	9808

Рассчитывают испарители по общей методике расчета теплообменных ап-

паратов. В инженерной практике площадь поверхности испарителя определяется по формуле

$$F = \frac{Q_o}{q_F}, \quad (5.6)$$

где  $q_F$  - плотность теплового потока; для кожухотрубных испарителей принимается равной 2,1...2,6 кВт/м<sup>2</sup>, для панельных испарителей – 2,3...3,0 кВт/м<sup>2</sup>.

### **5.3.5 Определение коэффициента теплопередачи горизонтального кожухотрубного испарителя**

Тепловой расчет испарителя для охлаждения жидкого хладоносителя, рассола – раствора CaCl<sub>2</sub> (или NaCl) в воде, ведут по формуле:

$$Q_u = k_u F_u \Delta t_{cp} \quad (5.7)$$

Если заданная холодопроизводительность установки равна  $Q_o$ , то с учетом теплопритоков из окружающей среды тепловая нагрузка испарителя определится формулой:

$$Q_u = 1,08 Q_o, \quad кВт \quad (5.8)$$

Количество рассола, циркулирующего в системе испарителя,

$$G_p = \frac{Q_u}{c_p (t_{p1} - t_{p2})}, \quad \frac{кг}{с} \quad (5.9)$$

где  $c_p$  – изобарная теплоемкость рассола, кДж/(кг·К);  $t_{p1}$  - температура рассола на входе в испаритель, °С;  $t_{p2}$  - температура рассола на выходе из испарителя, °С.

Скорость движения рассола в трубах испарителя определяется по формуле:

$$\varpi = \frac{G_p}{\rho_p f_{\text{хода}}} , \quad \frac{м}{с} , \quad (5.10)$$

где  $\rho_p$  – плотность рассола, кг/м<sup>3</sup>;  $f_{\text{хода}}$  – площадь сечения одного хода по трубам, определяется по формуле

$$f_{\text{хода}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2 n}{4 z} , \quad м^2 ; \quad (5.11)$$

здесь  $d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр труб испарителя, м;  $n$  – общее число труб;  $z$  – число ходов труб испарителя.

Тепловой поток через трубы испарителя находят по формуле:

$$q = \frac{Q_u}{F_u} , \quad \frac{Вт}{м^2} \quad (5.12)$$

Коэффициент теплопередачи определяется по выражению:

$$k_u = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} \frac{d_{\text{вн}}}{d_n} + \frac{\delta_{\text{см}}}{\lambda_{\text{см}}} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_p}} , \quad (5.13)$$

где  $\alpha_a$  – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к аммиаку;  $\alpha_p$  – коэффициент теплоотдачи от рассола к стенке трубы;  $d_{\text{вн}}$  и  $d_n$  – диаметр труб, соответственно внутренний и наружный;  $\delta_{\text{см}}$ ,  $\delta_m$ ,  $\delta_c$  – толщина стенки труб, слоя загрязнения маслом и отложением соли, соответственно;  $\lambda_{\text{см}}$ ,  $\lambda_m$ ,  $\lambda_c$  – коэффициент теплопроводности металла трубы, масла и соли.

Для аммиачных испарителей принимают:

$$\delta_m = 0,05 \dots 0,08 \text{ мм}; \quad \lambda_m = 0,14 \text{ Вт/(м·К)};$$

$$\delta_c = 0,3 \dots 0,5 \text{ мм}; \quad \lambda_c = 0,7 \text{ Вт/(м·К)}$$

Термическим сопротивлением стенки трубы  $\delta_{\text{см}}/\lambda_{\text{см}}$  в расчете можно пренебречь.

Величина коэффициента  $\alpha_a$  определяется из выражения:

$$\alpha_a = 4,2 \left(1 + 0,007 t_o\right) q^{0,7} \quad (5.14)$$

Величина коэффициента  $\alpha_p$  находится по формуле:

$$\alpha_p = \frac{Nu \lambda_p}{d_{вн}}, \quad (5.15)$$

где  $Nu$  – критерий Нуссельта;  $\lambda_p$  – коэффициент теплопроводности рассола.

Величину критерия Нуссельта определяют из критериального уравнения:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}, \quad (5.16)$$

в котором

$$Re = \frac{\varpi d_{вн}}{\nu_p}; \quad Pr = \frac{\nu_p}{a_p} = \frac{\mu_p c_p}{\lambda_p},$$

здесь  $\nu_p$  – кинематический коэффициент вязкости рассола, м<sup>2</sup>/с;  $\mu_p$  – динамический коэффициент вязкости рассола, Па·с;  $a_p$  – коэффициент температуропроводности рассола, м<sup>2</sup>/с;  $\lambda_p$  – коэффициент теплопроводности рассола, Вт/(м·К).

Поверхность теплообмена испарителя определяется из выражения (5.7), где  $\Delta t_{cp}$  – средняя разность температур между аммиаком и рассолом, определяется по выражению

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{\ln \frac{t_{p1} - t_o}{t_{p2} - t_o}} \quad (5.17)$$

где  $t_o$  – температура испарения аммиака.



### **5.3.6 Конденсаторы холодильных машин**

В настоящее время промышленность выпускает четыре основных типа конденсаторов: кожухотрубные горизонтальные и вертикальные, испарительные и воздушные. В обоих типах кожухотрубных конденсаторов пары хладагента конденсируются в межтрубном пространстве на поверхности труб, в которых циркулирует охлаждающая вода.

**Горизонтальные конденсаторы** (рисунок 5.7) благодаря широкому диапазону типоразмеров (таблица 5.3), наиболее активно применяются в промышленности. Они, как и испарители, в основном восьмифазовые, с диаметром труб 25х2 мм. Кроме кожухотрубных используют также пленочные конденсаторы (смотри конструкцию теплообменного аппарата с изменением агрегатного состояния одного теплоносителя).

В холодильных установках малой производительности могут применяться погружные змеевиковые конденсаторы, в емкости которых находится охлаждающая вода, а в погруженном в нее змеевике конденсируется хладагент.

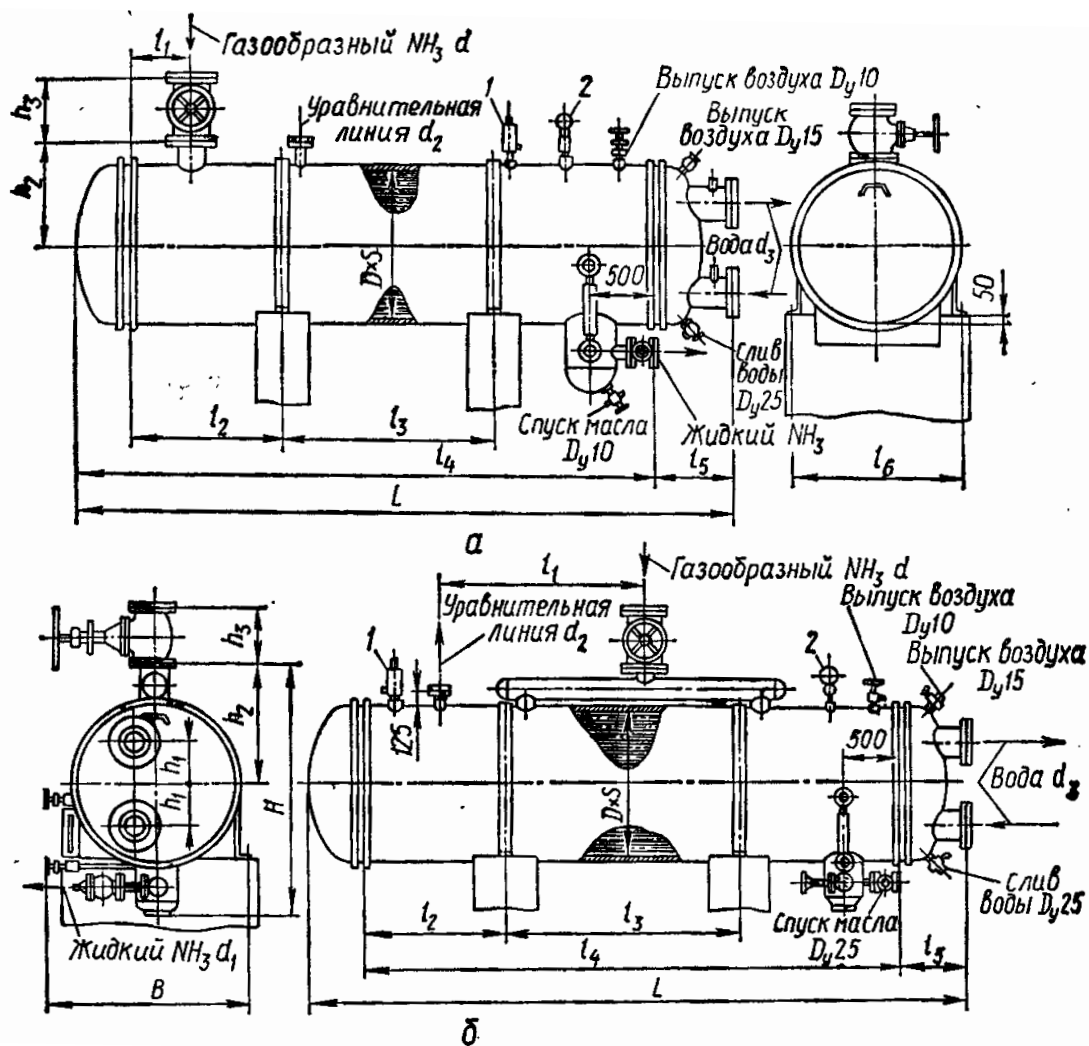


Рисунок 5.7 – Кожухотрубный горизонтальный конденсатор:  
 а – КТГ-25...160; б – КТГ-200...315; 1 – клапан предохранительный; 2 - манометр

Таблица 5.3 – Типоразмеры конденсаторов КТГ

Конденсатор	Площадь поверхности теплообмена $F, \text{ м}^2$	Размеры, мм				Количество труб $l$	Количество ходов $z$	Штуцера (условные проходы), мм			
		$D_{\text{вн}}$	$L$	$B$	$H$			$d$	$d_1$	$d_2$	$d_3$
КТГ-25	26,5	500	2910	810	910	144	8	50	25	25	70
КТГ-32	31,8	500	3410	810	910	144	8	50	25	25	70
КТГ-40	42,7	500	4410	810	910	144	8	50	25	25	70
КТГ-50	48,5	600	3510	910	1000	214	8	70	25	25	80
КТГ-63	65,0	600	4510	910	1000	214	8	70	25	25	80
КТГ-80	81,5	600	5510	910	1000	214	8	80	25	25	100
КТГ-125	124,0	800	4650	1100	1230	386	8	80	32	25	125
КТГ-160	155,2	800	5650	1110	1230	386	8	80	32	25	125
КТГ-200	194,0	1000	4750	1330	1670	616	8	100	40	25	200
КТГ-250	242,0	1000	5750	1330	1670	616	8	100	40	25	200
КТГ-315	315,0	1200	5850	1520	1940	870	8	125	50	32	250

Продолжение таблицы 5.3

Установочные размеры, мм									Вместимость про- странства, м <sup>3</sup>		Масса, кг
<i>l</i> <sub>1</sub>	<i>l</i> <sub>2</sub>	<i>l</i> <sub>3</sub>	<i>l</i> <sub>4</sub>	<i>l</i> <sub>5</sub>	<i>l</i> <sub>6</sub>	<i>h</i> <sub>1</sub>	<i>h</i> <sub>2</sub>	<i>h</i> <sub>3</sub>	межтруб- ного	трубного	
400	650	1190	2490	210	590	160	365	200	0,32	0,15	986
400	750	1490	2990	210	590	160	365	200	0,39	0,17	1143
400	1000	1990	3990	210	596	160	365	200	0,52	0,19	1142
400	750	1490	2990	260	690	165	415	290	0,53	0,25	1580
400	1000	1990	3990	260	690	165	415	290	0,70	0,32	1997
400	1200	2590	4990	260	690	165	415	290	0,89	0,40	2430
404	1000	1990	3990	330	890	250	520	310	1,25	0,61	3443
404	1200	2590	4990	330	890	250	520	310	1,58	0,72	4432
2000	1000	1990	3990	380	1090	320	805	350	2,00	1,02	5530
2500	1200	2590	4990	380	1090	320	805	350	2,50	1,23	6650
2500	1200	2590	4990	430	1295	375	970	400	3,50	1,77	9360

### 5.3.7 Определение коэффициента теплопередачи горизонтального кожухотрубного конденсатора

Тепловая нагрузка конденсатора складывается из холодопроизводительности машины  $Q_o$  и теоретической мощности компрессора  $N_m$ :

$$Q_k = Q_o + N_m \quad (5.18)$$

Расход охлаждающей воды из уравнения теплового баланса конденсатора:

$$G_v = \frac{Q_k}{4,19(t_{e2} - t_{e1})} \frac{к\kappa}{c}, \quad (5.19)$$

где  $t_{e1}$  – температура воды на входе в конденсатор, °С;  $t_{e2}$  – температура воды на выходе из конденсатора, °С.

Скорость движения воды в трубах конденсатора:

$$w = \frac{G_v}{\rho_v f_{хода}}, \quad (5.20)$$

где  $\rho_v$  – плотность воды при средней температуре воды в конденсаторе; можно принять  $\rho_v = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;  $f_{\text{хода}}$  – площадь сечения одного хода по трубам; определяется по формуле

$$f_{\text{хода}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2 n}{4 z} \quad (5.21)$$

здесь  $d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр труб конденсатора;  $n$  – общее число труб;  $z$  – число ходов.

Стандартные кожухотрубные конденсаторы для холодильных установок выполняются восьмиходовыми с диаметром труб 25x2 мм.

Коэффициент теплопередачи конденсатора равен:

$$k_{\text{к}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{н}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{м}}}{\lambda_{\text{м}}} + \frac{\delta_{\text{к}}}{\lambda_{\text{к}}} + \frac{1}{\alpha_v}}, \quad (5.22)$$

где  $\alpha_a$  – коэффициент теплоотдачи от аммиака к стенке трубы;  $\alpha_v$  – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воде;  $d_{\text{вн}}$  и  $d_{\text{н}}$  – диаметр труб, соответственно внутренний и наружный;  $\delta_{\text{ст}}$ ,  $\delta_{\text{м}}$ ,  $\delta_{\text{к}}$  – толщина стенки труб, слоя загрязнения маслом и водяным камнем, соответственно;  $\lambda_{\text{ст}}$ ,  $\lambda_{\text{м}}$ ,  $\lambda_{\text{к}}$  – коэффициент теплопроводности металла трубы, масла и водяного камня.

В аммиачных конденсаторах принимают:

$$\delta_{\text{м}} = 0,05 \dots 0,08 \text{ мм}; \quad \lambda_{\text{м}} = 0,14 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

$$\delta_{\text{к}} = 0,3 \dots 0,5 \text{ мм}; \quad \lambda_{\text{к}} = 1,7 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$$

Термическим сопротивлением стенки трубы  $\delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}}$  в расчете можно пренебречь.

По формуле Нуссельта:

$$\alpha_a = 0,728 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 r g (\rho' - \rho'')}{v d_{\text{н}} \Delta t}} \quad (5.23)$$

Практически коэффициент теплоотдачи  $\alpha_a$  можно найти по упрощенной формуле:

$$\alpha_a = 0,3 b \sqrt[4]{\frac{r}{d_n}} \frac{Bm}{m^2 \cdot K} \quad (5.24)$$

где  $r$  – теплота парообразования аммиака, определяется при температуре конденсации  $t_k$ ;  $b$  – коэффициент, взять из таблицы 5.4 в зависимости от  $t_k$ .

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_g$  вычисляется по формуле:

$$\alpha_g = 2035 \left(1 + 0,017 t_{г\text{ср}}\right) \frac{\varpi^{0.8}}{d_{вн}^{0.2}} \quad (5.25)$$

где  $t_{г\text{ср}}$  – средняя температура воды,  $t_{г\text{ср}} = t_k - \Delta t_{г\text{ср}}$ , °C;  $\varpi$  – скорость движения воды, м/с.

Таблица 5.4 – Значения коэффициента  $b$  в зависимости от  $t_k$

$t_k$ , °C	0	10	20	30	40
$b$	1746	1718	1644	1586	1526

Поверхность охлаждения конденсатора  $F_k$ , м<sup>2</sup>, определяется по формуле

$$F_k = \frac{Q_k}{k_k \Delta t_{г\text{ср}}} \quad (5.26)$$

и сравнивается с поверхностью конденсатора выбранного типоразмера.

В формуле (5.26)  $\Delta t_{г\text{ср}}$  – средняя разность температур между аммиаком и водой. Пары аммиака в конденсаторе сначала охлаждаются до состояния насыщения, а затем конденсируются. Основное количество теплоты в конденсаторе снимается, как правило, в зоне конденсации. Если пренебречь влиянием зоны охлаждения конденсатора, то средняя разность температур определяется по формуле:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{t_{\text{в2}} - t_{\text{в1}}}{\ln \frac{t_{\text{к}} - t_{\text{в1}}}{t_{\text{к}} - t_{\text{в2}}}} \quad (5.27)$$

где  $t_{\text{к}}$  – температура конденсации аммиака.

#### **5.4 Абсорбционные холодильные установки**

Основным преимуществом абсорбционных холодильных установок (АХУ) по сравнению с компрессионными является использование для выработки холода тепловой энергии низкого и среднего потенциалов, в то время как в компрессионных холодильных установках для выработки холода используется электрическая или механическая энергия.

АХУ, принципиальная схема которой представлена на рисунке 5.8, работает следующим образом. К ректификационной колонне Ib из абсорбера IX насосом X через теплообменник VII подводится крепкий раствор давлением  $p_{\text{к}}$ , т.е. раствор повышенной концентрации в состоянии 15, представляющий собой смесь хладагента (аммиака) и абсорбента (воды) с концентрацией  $\xi_{\text{кр}}$ . Этот раствор проходит через ректификационную колонну. При этом из состояния 15 крепкий раствор нагревается до температуры кипения, соответствующей  $\xi_{\text{кр}}$  (точка 8) и образуются пары, равновесное состояние которых характеризуется точкой 1. Обогащенные летучим (аммиаком) пары движутся по колонне вверх, а обедненная жидкость стекает вниз в генератор Ia (состояние 9). Изменение состояния раствора в ректификационной колонне и генераторе изображено на  $i, \xi$  - диаграмме линией 15-8-9, в том числе 15-8 – подогрев крепкого раствора до кипения при постоянной  $\xi_{\text{кр}}$ , а 8-9 – изменение состояния кипящего раствора за счет уменьшения его концентрации от  $\xi_{\text{кр}}$  до  $\xi_{\text{сл}}$ .

Для обогащения паров летучим компонентом в колонну необходимо возвращать флегму, которая образуется при конденсации паров, выходящих из колонны, в дефлегматоре за счет отвода теплоты с охлаждающей водой. В резуль-

тате после колонны и дефлегматора концентрация паров значительно повышается. Довести концентрацию до единицы, т.е. получить после дефлегматора идеально чистый пар аммиака теоретически невозможно, т.к. для этой цели пришлось бы сконденсировать в дефлегматоре весь пар (флегмовое число  $R \rightarrow \infty$ ). Поэтому концентрацию пара доводят до значения, отличающегося от единицы на доли процента. Процесс обогащения паров в колонне изображен кривой 1-2 на  $i, \xi$  - диаграмме (рисунок 5.8).

Генератор, ректификационная колонна и дефлегматор обычно компонуются вместе таким образом, чтобы обеспечить естественное движение паров вверх, а флегмы и крепкого раствора – вниз.

После дефлегматора пар аммиака поступает в конденсатор III – процесс 2-3, затем в охладитель, где дополнительно охлаждается парами хладагента из испарителя – процесс 3-4. Далее жидкий хладагент дросселируется в V

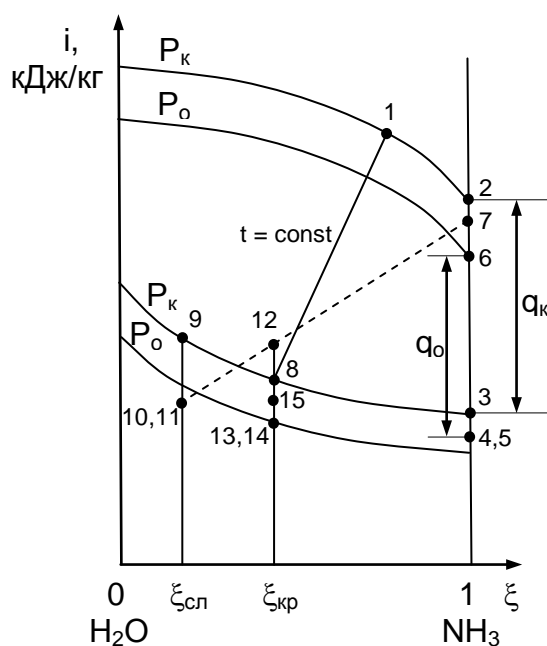
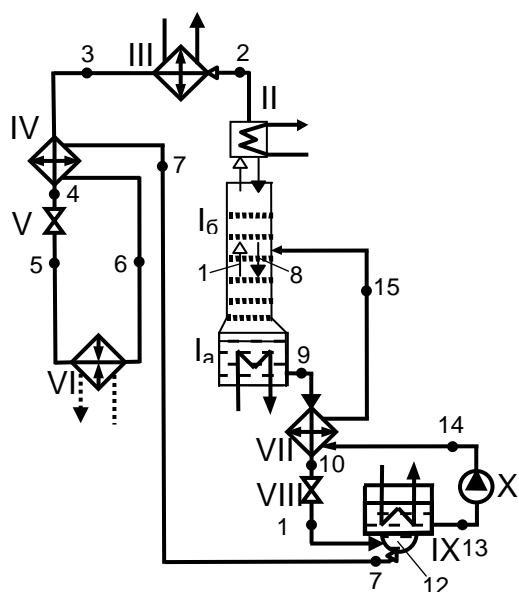


Рисунок 5.8 – Принципиальная схема и процесс работы абсорбционной холодильной установки

Ia – генератор, Ib – ректификационная колонна, II – дефлегматор, III – конденсатор, IV – охладитель, V, VIII – дроссельный вентиль, VI – испаритель, VII – теплообменник, IX – абсорбер, X – насос

( $i = \text{const}$ ,  $\xi = 1 = \text{const}$ , поэтому точки 4 и 5 совпадают). Но эти состояния относятся к разным давлениям: точка 4 к  $p_k$ , а точка 5 к  $p_o$ . Т.е. в точке 4 - охлажденная жидкость (ниже пограничной кривой  $p_k$ ), а в точке 5 – влажный насыщенный пар (т.к. выше пограничной кривой  $p_o$ ).

После дроссельного вентиля хладагент поступает в испаритель VI, где в результате подвода теплоты извне он кипит и превращается в сухой насыщенный пар (процесс 5-6). Затем пары хладагента поступают в охладитель, где перегреваются, охлаждая жидкий хладагент (процесс 6-7) и направляются в абсорбер IX. Там происходит смешение паров аммиака со слабым раствором (кубовым остатком), который перед этим охлаждается в VII (процесс 9-10 при  $\xi_{\text{сл}} = \text{const}$ ) и дросселируется в VIII (процесс 10-11 при  $i = \text{const}$  и  $\xi_{\text{сл}} = \text{const}$ , т.е. точки 10 и 11 совпадают). Итак, в абсорбере смешивается пар с состоянием в точке 7 и жидкость в точке 11. При адиабатном смешении состояние смеси на диаграмме определяется как точка пересечения прямой, соединяющей исходные состояния (----- на рисунке 5.8) с ординатой, соответствующей концентрации полученной смеси ( $\xi_{\text{кр}}$ ). Т.е. на пересечении прямой 7-11 с ординатой  $\xi_{\text{кр}}$  получена точка 12, которая при давлении  $p_o$  оказалась выше нижней пограничной кривой, следовательно, смесь в этом состоянии – влажный пар. Для превращения важного насыщенного пара в жидкий крепкий раствор из абсорбера отводится тепло, что изображается прямой 12-13. Далее крепкий раствор насосом X подается через теплообменник VII в ректификационную колонну. Т.к. в насосе  $i \approx \text{const}$  и  $\xi_{\text{кр}} = \text{const}$ , то точки 13 и 14 совпадают. Процесс подогрева крепкого раствора в теплообменнике VII 14-15.

Применение теплообменника позволяет снизить удельный подвод теплоты в генераторе и удельный отвод теплоты из абсорбера. Следовательно, чем полнее осуществляется передача энергии в этом теплообменнике, тем экономически выгоднее. Однако температура крепкого раствора после теплообменника не



должна превышать температуру его кипения при давлении в генераторе, т.е. энтальпия точки 15 не должна превышать энтальпию точки 8, т.е.  $i_{15} \leq i_8$  или  $t_{15} \leq t_8$ .

Для определения температур и остальных параметров раствора, циркулирующего в схеме АХУ, задаются значениями меньшей конечной разности температур между греющей и нагреваемой средами в испарителе, конденсаторе, абсорбере, генераторе, охладителе жидкого хладагента (ХА), теплообменнике раствора, дефлегматоре.

Тогда температуры испарения и конденсации ХА

$$\begin{aligned} t_o &= t_{p_2} - \Delta t_u, \quad ^\circ C \\ t_k &= t_{e_2} + \Delta t_k, \quad ^\circ C. \end{aligned} \quad (5.28)-(5.29)$$

Этим температурам соответствуют давления  $p_o$  – в испарителе и абсорбере,  $p_k$  – в конденсаторе и генераторе (таблицы или Т,s-диаграмма ХА).

Температура крепкого раствора на выходе из абсорбера (рисунок 5.8)

$$t_{13} = t_{e_2} + \Delta t_a, \quad ^\circ C \quad (5.30)$$

По давлению  $p_o$  и температуре  $t_{13}$  определяют концентрацию крепкого раствора  $\xi_{кр} = \xi_{13}$  и его энтальпию  $i_{13}$  (по термодинамическим таблицам или  $i,\xi$ -диаграмме ХА).

Температура слабого раствора на выходе из генератора

$$t_9 = t_{зр.н.} - \Delta t_z, \quad ^\circ C, \quad (5.31)$$

где  $t_{зр.н.}$  – температура греющего пара, поступающего в генератор, определяется по давлению.

По давлению  $p_k$  и температуре  $t_9$  определяют концентрацию слабого раствора  $\xi_{сл} = \xi_9$  и его энтальпию  $i_9$  (по  $i, \xi$ -диаграмме или таблицам раствора).

При расчете состояние агента в отдельных точках схемы и ход процесса наносят на  $i, \xi$ -диаграмму (рисунок 5.8).

Кратность циркуляции, т.е. отношение массового расхода крепкого раствора к массовому расходу паров ХА из дефлегматора,

$$f = \frac{G_{кр}}{D} = \frac{G_{15}}{G_2} = \frac{\xi_2 - \xi_9}{\xi_{13} - \xi_9} \quad (5.32)$$

При правильно организованной дефлегмации и ректификации  $\xi_2 \cong 1,0$ .

Температура пара после дефлегматора должна немного (на  $\Delta t_d$ ) превышать температуру конденсации чистого агента при давлении  $p_k$   $t_2 = t_{e2} + \Delta t_d$ , °С. Его энтальпия  $i_2$  определяется по  $i, \xi$ -диаграмме (или таблицам) при  $\xi_2 \cong 1,0$  и  $p_k$ .

По  $i, \xi$ -диаграмме определяются параметры пара, равновесного кипящему крепкому раствору (точка 1, рисунок 5.8) –  $P_1 = P_8 = P_k$ ;  $t_1 = t_8$ ;  $\xi_1$ ;  $i_1$ .

Удельный отвод флегмы из дефлегматора, т.е. отношение массового расхода флегмы к массовому расходу пара на выходе из дефлегматора (флегмовое отношение)

$$\varphi = \frac{G_8}{G_2} = \frac{\xi_2 - \xi_1}{\xi_1 - \xi_8} \quad (5.33)$$

Удельная тепловая нагрузка дефлегматора, т.е. отвод тепла из дефлегматора на единицу массового расхода пара из дефлегматора

$$q_d = (i_1 - i_2) + \varphi (i_1 - i_8), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.34)$$

где  $i_1, i_2, i_8$  – энтальпия пара до и после дефлегматора и флегмы после дефлегматора.

Параметры слабого раствора после теплообменника:

- температура слабого раствора после теплообменника, °С

$$t_{10} = t_{14} + \Delta t_{14-10}; \quad (5.35)$$

- энтальпия  $i_{10}$  слабого раствора (находится по концентрации)  $\xi_{10} = \xi_9$  и температуре  $t_{10}$ .

Энтальпия крепкого раствора на входе в генератор (пренебрегая приростом его энтальпии в насосе вследствие малого значения этой величины, т.е.  $i_{14} = i_{13}$ )

$$i_{15} = i_{13} + \frac{f-1}{f}(i_9 - i_{10}), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.36)$$

где  $i_{13}$  – энтальпия крепкого раствора после абсорбера.

Энтальпия крепкого раствора после теплообменника (на входе в генератор) не должна превышать энтальпии кипящего раствора с концентрацией  $\xi_{\text{кр}}$  при давлении  $P_{\text{к}}$  (точка 8, рисунок 5.8). Т.е. если  $i_{15} \leq i_8$ , то найденное значение  $i_{10}$  принимается для дальнейших расчетов. Если  $i_{15} > i_8$ , значит, предварительно принятое изменение энтальпии слабого раствора в теплообменнике завышено. В этом случае принимают  $i_{15} \leq i_8$  и определяют энтальпию слабого раствора после теплообменника по формуле

$$i_{10} = i_9 - \frac{f}{f-1}(i_8 - i_{13}), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.37)$$

Удельная тепловая нагрузка теплообменника

$$q_{\text{то}} = (f-1)(i_9 - i_{10}), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.38)$$

Удельная тепловая нагрузка конденсатора

$$q_{\text{к}} = i_2 - i_3, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.39)$$

Температура паров ХА после охладителя

$$t_7 = t_3 - \Delta t_{3-7}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

где  $t_3$  – температура жидкого ХА после конденсатора, т.е.  $t_3 = t_k$ .

Удельная тепловая нагрузка охладителя

$$q_{no} = i_7 - i_6, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.40)$$

где  $i_6$  и  $i_7$  – энтальпия пара до охладителя и после него соответственно. Энтальпию пара  $i_7$  находят по давлению пара  $P_0$  и его температуре  $t_7$  (по T,s-диаграмме аммиака).

Энтальпия жидкого аммиака перед дросселем

$$i_4 = i_3 - q_{no}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.41)$$

Удельная холодопроизводительность установки

$$q_o = i_6 - i_5 = i_6 - i_4, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.42)$$

Удельное количество тепла, отводимое в абсорбере

$$q_a = (i_7 - i_{10}) + f(i_{10} - i_{13}), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.43)$$

или

$$q_a = f(i_{12} - i_{13}), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.44)$$

Удельная тепловая нагрузка генератора

$$q_2 = (i_1 - i_9) + f(i_9 - i_{15}) + \varphi(i_1 - i_8), \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.45)$$

Тепловой баланс установки  $q_{подв} = q_{отв}$ ,

$$\begin{aligned} q_{подв} &= q_2 + q_o, \\ q_{отв} &= q_a + q_k + q_d. \end{aligned} \quad (5.46)$$

$$\text{Расход ХА (аммиака)} \quad G = \frac{Q_o}{q_o}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (5.47)$$

Тепловая нагрузка

$$\text{- генератора} \quad Q_2 = G \cdot q_2, \quad (5.48)$$

$$\text{- абсорбера} \quad Q_a = G \cdot q_a, \quad (5.49)$$

$$\text{- конденсатора} \quad Q_k = G \cdot q_k, \quad (5.50)$$

$$\text{- дефлегматора} \quad Q_\partial = G \cdot q_\partial, \quad (5.51)$$

$$\text{- теплообменника} \quad Q_{mo} = G \cdot q_{mo} \quad (5.52)$$

Удельный расход теплоты

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_o} = \frac{Q_2}{Q_o} \quad (5.53)$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_o}{q_2} \quad (5.54)$$

### ***5.5 Экономическое сравнение компрессионных и абсорбционных холодильных установок***

Проблемы энергосбережения в настоящее время чрезвычайно актуальны в первую очередь в связи с ограниченностью природных ресурсов, неравномерным их распределением, а также в связи с возрастающим техногенным загрязнением окружающей среды.

При проектировании систем хладоснабжения тип холодильной установки выбирается на основе технико-экономических расчетов. Поскольку основной статьей эксплуатационных расходов для холодильных машин всех типов явля-

ются затраты на энергию, методика сравнения энергетической эффективности различных типов холодильных установок представляет интерес.

В компрессионных и абсорбционных холодильных машинах используются различные виды энергии: в компрессионных – электрическая, абсорбционные потребляют энергию в виде теплоты, причем в последнем случае могут использоваться так называемые вторичные тепловые ресурсы.

Основным первичным ресурсом для выработки тепла и электрической энергии служит топливо, при сравнении вариантов используется понятие условное топливо.

Энергетическим показателем любой холодильной установки является холодильный коэффициент  $\varepsilon$ : отношение полезного эффекта (количество выработанного холода  $Q_o$ ) к затраченной энергии. Так для компрессионной холодильной

установки (КХУ)  $\varepsilon_k = \frac{Q_o}{N_k}$ , где  $N_k$  - мощность привода компрессора. Для

абсорбционной (АХУ)  $\varepsilon_a = \frac{Q_o}{Q_2}$ , где  $Q_2$  - расход теплоты в генераторе.

Удельный расход условного топлива (первичного энергоресурса) на выработку единицы холода в КХУ

$$b_k = \frac{a b_{\text{э}}}{\varepsilon_k} (1 + \beta_k), \quad (5.55)$$

где  $b_{\text{э}}$  - удельный расход условного топлива в энергосистеме на отпуск электроэнергии, в современных энергосистемах  $b_{\text{э}} = 0,32 \dots 0,34$  кг/(кВт·ч);

$\beta_k$  - коэффициент расхода на собственные нужды, можно принять

$\beta_k = 0,05 \dots 0,07$ ;  $a$  - размерный коэффициент, например  $a = 278$  (кВт·ч)/ГГД.

Удельный расход условного топлива на выработку единицы холода в АХУ

$$b_a = \frac{b_{\text{т}}}{\varepsilon_a} (1 + \beta_a), \quad (5.56)$$

где  $b_T$  - удельный расход условного топлива на единицу отпускаемого тепла;  $\beta_a$  - коэффициент расхода на собственные нужды, можно принять  $\beta_a = 0,1 \dots 0,15$ .

Условие одинаковой энергетической экономичности абсорбционной и компрессионной установок

$$\frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_k} = \frac{b_T (1 + \beta_a)}{a b_{\text{э}} (1 + \beta_k)}. \quad (5.57)$$

При  $\frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_k} > \frac{b_T (1 + \beta_a)}{a b_{\text{э}} (1 + \beta_k)}$  энергетически выгоднее абсорбционные установки.

При обратном знаке неравенства выгоднее компрессионные установки.

Анализируя неравенство, можно сделать вывод, что энергетическая целесообразность сравниваемых типов холодильных установок в значительной мере зависит от удельных расходов топлива на выработку теплоты  $b_T$  и электроэнергии  $b_{\text{э}}$ . Причем  $b_{\text{э}}$  является сравнительно стабильной величиной, а  $b_T$  может изменяться в достаточно широком диапазоне в зависимости от источника выработки теплоты (котельная, ТЭЦ). В случае если источником теплоты является ТЭЦ, то  $b_T$  определяется параметрами свежего пара и пара в отборе турбин.

Так, если для заданных условий работы в компрессионной установке получен холодильный коэффициент  $\varepsilon_k = 4$ , то равноэкономичная ей по расходу топлива абсорбционная установка должна иметь следующие холодильные коэффициенты: при теплоснабжении от котельной  $\varepsilon_a = 1,7$ , при теплоснабжении от ТЭЦ с начальными параметрами пара 13 МПа, 555 °С и использовании пара из отбора давлением 0,1 МПа  $\varepsilon_a = 0,68$ .

При использовании в качестве источника теплоты вторичных энергетических ресурсов промышленного предприятия абсорбционная холодильная уста-

новка становится энергетически целесообразной даже при весьма малых значениях холодильного коэффициента.

### 5.6 Пароэжекторные холодильные установки

Вода как холодильный агент имеет ряд ценных свойств. Она обладает высокой теплотой парообразования, абсолютно безопасна, безвредна, доступна и дешева. Однако использование ее как хладагента ограничено областью низких плюсовых температур, для получения которых требуется создание в испарителе вакуума. Это осуществляется в пароэжекторных холодильных установках (ПЭХУ), которые можно с успехом применять в системах кондиционирования воздуха.

Схема ПЭХУ представлена на рисунке 5.9. В испарителе смешивающего типа IV эжектором I создается вакуум. В испаритель поступает конденсат после дроссельного вентиля III и вода, циркулирующая в системе кондиционеров V

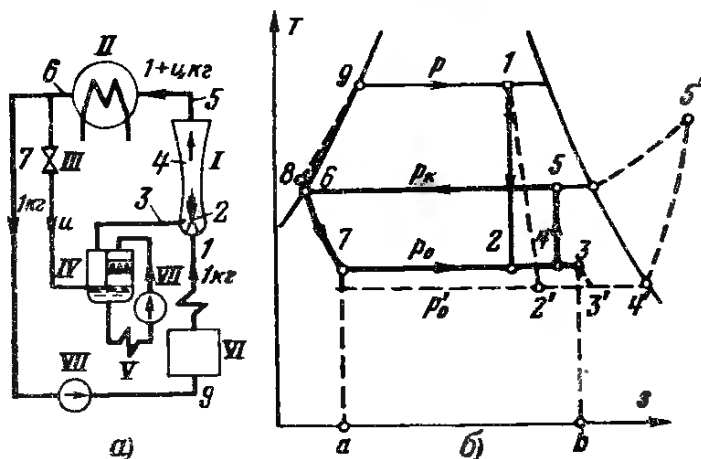


Рисунок 5.9 - Схема и процесс работы на  $T-s$ -диаграмме пароэжекторной холодильной установки.

I — эжектор; II — конденсатор; III — дроссельный вентиль; IV — испаритель; V — кондиционер; VI — паровой котел; VII — насос; сплошными толстыми линиями на  $T-s$ -диаграмме показан теоретический, а пунктирными линиями — действительный процесс.

при помощи насоса VII. Конденсат и вода в испарителе мгновенно вскипают, охлаждаясь до температуры, соответствующей температуре насыщения пара при данном давлении (вакууме). При этом образуется  $U$  кг влажного пара, который отсасывается эжектором и конденсируется в конденсаторе. Охлажденная вода поступает к потребителям холода.



## Тема 6. КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ

Для изготовления теплообменной аппаратуры применяют: углеродистые стали, легированные стали, чугуны, цветные металлы и сплавы, неметаллические материалы.

Материалы выбирают по следующим факторам:

- прочность в условиях высоких давлений и температур;
- пластичность, имеющая большое значение при переменных нагрузках, в том числе резких колебаниях температур;
- склонность к старению;
- отсутствие внутренних дефектов;
- коррозионная стойкость в условиях рабочего давления, температуры и концентрации агрессивных сред;
- технологичность (свариваемость, способность к термической обработке);
- стоимость и доступность;
- в соответствии с назначением в теплообменной аппаратуре требования по теплоемкости, теплопроводности и другим теплофизическим свойствам.

### ***6.1 Стали***

По химическому составу стали подразделяются на ***углеродистые*** и ***легированные***. В свою очередь углеродистые стали по назначению на конструкционные, инструментальные и специального назначения.

***Конструкционные*** стали применяются для изготовления сосудов и аппаратов. Они поставляются в виде листового и сортового проката, труб и поковок.

***Легированные*** стали применяются для изготовления реакционной, теплообменной и колонной аппаратуры, работающей при воздействии агрессивных сред. Высоколегированные стали по стоимости превышают углеродистые в 8...10 раз. Для экономии промышленность выпускает двухслойные (биметал-

личные) листы, состоящие из основного слоя углеродистой стали и тонкого защитного слоя легированной стали.

Области применения наиболее употребительных марок сталей приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Механические свойства и область применения некоторых марок сталей [1]

ГОСТ	Марка стали	Механические свойства			Предельные параметры		Область применения
		$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	$\delta$ , %	Температура стенки, °С	Давление, МПа	
ГОСТ 380-71 ГОСТ 10706-63, группа А	ВСт2кп ВСт2пс ВСт2сп	320—340	190—220	26	+10÷+200 +10÷+200 +20÷+200	1,6 5,0 5,0	Изготовление резервуаров, аппаратов и емкостного оборудования, обслуживающих площадок, лестниц и газоотходов, футерованных внутри защитными материалами
ГОСТ 380-71	ВСт3кп ВСт3пс ВСт3сп	380—470	220—240	23—21	+10÷+200 0÷+200 -20÷+200	1,6 5,0 5,0	Изготовление корпусов, днищ, крышек и других деталей сварной аппаратуры, колонн, скрубберов, перегонных кубов, выпарных аппаратов и теплообменного оборудования
ГОСТ 380-71	ВСт4пс ВСт4сп	420—520	240—260	21—19	-20÷+200 -20÷+200	5,0 5,0	Изготовление сварной реакционной аппаратуры, нагревательных устройств, испарителей, сушильных камер, различных теплообменников и сосудов, работающих под давлением
ГОСТ 1050-74	10 15 20	330 380 420	210 230 250	31 27 25	-20÷+475 -20÷+475 -20÷+475	Не ограничено	Изготовление реакционного и теплообменного оборудования, различных теплообменных установок, работающих под избыточным давлением
ГОСТ 5520-79	15К 16К 18К 20К 22К	360—440 410—500 440—530 420—520 420—550	220 230 250 240 245	25—28 22 20 23—26 22—20	-20÷+475	Не ограничено	Изготовление паровых котлов, парогенераторов, конденсаторов и теплообменных устройств для утилизации тепла дымовых газов печей, сушилок и реакционных аппаратов. Изготовление теплоиспользующего оборудования в установках, работающих под давлением
ГОСТ 5520-79	16ГС 09Г2С 10Г2С1	480 480 520	300 320 380	18 18 21	-40÷+475 -70÷+475 -70÷+475	Не ограничено	Изготовление теплообменных установок, аппаратов и сосудов, работающих под высоким давлением
ГОСТ 7360-77	0Х22Н6Т 0Х21Н6М2Т	520 520	300 320	30 35	-40÷+300 -40÷+300	25 25	Изготовление сварной аппаратуры, работающей под давлением агрессивной среды—растворов органических и минеральных кислот, а также растворов минеральных солей
ГОСТ 5632-72	0Х18Н10Т 0Х17Н13М2Т	550 520	200 220	38 40	-253÷+600 -253÷+700	Не ограничено	Изготовление аппаратуры, работающей в агрессивной среде (азотной, фосфорной и некоторых органических кислотах) при повышенных температурах и концентрациях

## 6.2 Чугун

Чугун применяется для изготовления литой аппаратуры, деталей трубопроводов и машинного оборудования (таблица 6.2). Если из чугуна изготавливаются сосуды, то существует ограничение по диаметру, определяемое уровнем избыточного давления.

Температура стенок сосуда из серого чугуна должна находиться в пределах  $-15...+250\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Таблица 6.2 – Механические свойства и область применения серого чугуна [1]

Марка чугуна	Предел прочности, МПа		Твердость по Бринеллю HB	Область применения
	при растяжении	при изгибе		
СЧ 00	Испытаниям не подвергается			Детали простой конфигурации: опоры, грузы, детали, подвергающиеся незначительной механической обработке
СЧ 12-28	120	280	143—229	Детали: крышки, корпуса, кожухи, стойки приводов и детали трубопроводов
СЧ 15-32 СЧ 18-36	150 180	320 360	163—229 170—229	Детали аппаратов, работающих под избыточным давлением при температуре не более $250\text{ }^{\circ}\text{C}$
СЧ 21-40 СЧ 24-44 СЧ 28-48	210 240 280	400 440 480	170—241 170—241 170—241	Детали машин, зубчатые колеса, приводы, барабаны и корпуса мельниц
СЧ 32-52 СЧ 36-56 СЧ 40-60 СЧ 44-64	320 360 400 440	520 560 600 640	187—255 197—269 207—269 229—289	Блоки компрессоров, корпуса насосов, гидrocиклоны, детали мельниц и сушильных аппаратов, мешалки и др.

## 6.3 Цветные металлы

*Медь* в чистом виде применяется для изготовления специальной теплообменной аппаратуры, работающей при глубоком охлаждении. При высоких тем-

пературах медь сильно окисляется, поэтому применять ее для температур выше 250 °С не рекомендуется. При повышении температуры резко снижаются ее механические свойства.

**Латунь** (сплав меди и цинка) применяется для прокатки листов, лент, труб, используемых для изготовления теплообменной аппаратуры.

**Бронза** (сплав меди и олова) применяется для арматуры, работающей с водяным паром при температуре менее 200 °С.

Кроме перечисленных металлов могут применяться никель (и его сплавы), свинец, алюминий, титан. Однако их применение ограничено из-за не достаточной прочности или высокой стоимости.

#### ***6.4 Неметаллические материалы***

Неметаллические материалы могут применяться как конструкционные и теплоизоляционные. Как конструкционные (силикатные (керамика, стекло, фарфор, эмали), полимеры) неметаллические материалы применяются для агрессивных сред или в качестве прокладок.

#### ***6.5 Теплоизоляционные материалы***

Теплоизоляционные материалы характеризуются такими показателями, как:

- малая плотность (объемная масса) (15...500 кг/м<sup>3</sup>);
- низкий коэффициент теплопроводности (0,06...0,18 Вт/(м·К));
- низкое водопоглощение и др.

Теплоизоляционные материалы по своей структуре разделяются на:

- волокнистые (минераловата, стекловолокно);
- зернистые (перлитовые);
- ячеистые (пенобетон, пеностекло, пенопласты, совелиты).

Свойства теплоизоляционных материалов и изделий приведены в таблице 6.3.

Таблица 6.3 – Свойства теплоизоляционных материалов и изделий [1]

Наименование	Объемная масса, кг/м <sup>3</sup>	Температура применения, °С	Коэффициент теплопроводности, λ, Вт/(м·К)	
Минеральная вата внабивку (ГОСТ 4640-76): марка 75	120	600	0,043±0,00029 $t_{cp}$	
	100	600	0,046±0,00023 $t_{cp}$	
	125	600	0,053±0,00019 $t_{cp}$	
Маты прошивные из минеральной ваты ВФ-75	150—200	600	0,049±0,0002 $t_{cp}$	
Маты теплоизоляционные из базальтового штапельного волокна	30	−60 ÷ +700	0,035	
Плиты из минеральной ваты ВФ-75 на синтетическом связующем: марка 50	70—85	−40 ÷ +300	0,038±0,00035 $t_{cp}$	
	100	110—130	−40 ÷ +300	0,046±0,00021 $t_{cp}$
Плиты и маты теплоизоляционные из минеральной ваты на синтетическом связующем (ГОСТ 9573-72): марка 50	60	180	0,042±0,00035 $t_{cp}$	
	75	90	0,044±0,00023 $t_{cp}$	
	100	100	0,077 (125 °С)	
	150	150	0,070 (125 °С)	
Маты минеральные прошивные (ГОСТ 21880-75): марка 100	75—125	400	0,044 (25 °С)	
	150	126—175	400	0,049 (25 °С)
	200	176—225	400	0,054 (25 °С)
Вата стекляннная внабивку	130—170	450	0,040±0,00035 $t_{cp}$	
Шнур асбестовый	250—300	350	0,090±0,0002 $t_{cp}$	
Асбестовая ткань (ГОСТ 6102-78): марка АТ с хлопком	500—600	200	0,124±0,00022 $t_{cp}$	
	600	450	0,124±0,00018 $t_{cp}$	
АСТ со стеклонитью				
Картон асбестовый (ГОСТ 2850-75)	1000—1300	600	0,157±0,00018 $t_{cp}$	

Продолжение таблицы 6.3

Наименование	Объемная масса, кг/м <sup>3</sup>	Температура применения, °С	Коэффициент теплопроводности, λ, Вт/(м·К)
Совелит (ГОСТ 6788-74): марка 350 400	350 400	500 500	0,075+0,00015 t <sub>ср</sub> 0,078+0,00015 t <sub>ср</sub>
Крошка диатомовая трехпельная обожженная	500—600	900	0,012—0,185 (100 °С)
Диатомовые изделия (кирпичи, сегменты и др.) (ГОСТ 2694-78): марка ПД Д Т	365—420 500—600 525—700	900 900 900	0,081+0,00018 t <sub>ср</sub> 0,105+0,00023 t <sub>ср</sub> 0,100+0,0002 t <sub>ср</sub>
Вермикулитовые теплоизоляционные материалы (ГОСТ 12865-67): марка 100 150 200	100 150 200	-260 ÷ +1100 -260 ÷ +1100 -260 ÷ +1100	0,057+0,00029 t <sub>ср</sub> 0,063+0,00029 t <sub>ср</sub> 0,068+0,0003 t <sub>ср</sub>
Перлитокерамические изделия (ГОСТ 21521-76): марка 250 300	250 300	900 900	0,065+0,00018 t <sub>ср</sub> 0,075+0,00018 t <sub>ср</sub>
Плиты теплоизоляционные из пенопласта полистирольного (ГОСТ 15588-70) марки ПСБС	25—40	-180 ÷ +70	0,052 (20 °С)
Плиты и изделия теплоизоляционные из пенопласта: марка ФС-7-2 ФРП-1	70—100 40—60	-55 ÷ +100 -180 ÷ +150	0,052 (20 °С) 0,046 (20 °С)
Изделия из пенопласта полиуританового марки ППУ-3Н	50—60	-180 ÷ +70	0,032 (20 °С)

По нормативам для тепловой изоляции промышленного оборудования и трубопроводов допускается применять материалы и изделия с объемной массой не более  $400 \text{ кг/м}^3$ , а для теплоизоляции ограждающих конструкций зданий – не более  $500 \text{ кг/м}^3$ .

***В конструкцию изоляции входят:***

- а) основной теплоизоляционный слой;
- б) армирующие и крепежные детали;
- в) наружный защитный слой;
- г) покраска.

Конструкция должна быть прочной, стойкой к воздействию влаги, ветра и температур во все периоды года.

### ***6.6 Расчет тепловой изоляции***

Тепловая изоляция предназначена для уменьшения тепловых потерь от теплообменных устройств в окружающую среду, а также для выполнения условий безопасной работы обслуживающего персонала. Температура на поверхности изоляции при температуре окружающей среды  $+25 \text{ }^\circ\text{C}$  не должна превышать в помещении  $48 \text{ }^\circ\text{C}$ , а на открытом воздухе  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Тепловые потери через  $1 \text{ м}^2$  теплоизоляционного слоя по закону Фурье для плоской стенки:

$$q_{\text{потерь}} = \frac{\lambda_{\text{уз}}}{\delta} (t_{\text{ст}} - t_{\text{н}}), \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}, \quad (6.1)$$

где  $\lambda_{\text{уз}}$  - теплопроводность изоляционного слоя при заданной температуре, определяется по формуле  $\lambda_{\text{уз}} = a + bt$ , приведенной для выбранного материала изоляции в таблице 6.3,  $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ;  $\delta$  - толщина изоляционного слоя, м;  $t_{\text{ст}}$  и  $t_{\text{н}}$  - температура, соответственно, стенки аппарата или трубопровода и наружной поверхности изоляционного слоя,  $^\circ\text{C}$ .

Откуда толщина изоляции

$$\delta = \frac{\lambda_{из}}{q_{потерь}} (t_{ст} - t_{н}), \text{ м.} \quad (6.2)$$

Удельные теплотери изолированной поверхностью в окружающую среду

$$q_{потерь} = \alpha_2 (t_{н} - t_{о.с}), \quad (6.3)$$

где  $t_{о.с}$  - температура окружающей среды, °С;  $\alpha_2$  - коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции в окружающую среду, Вт/(м<sup>2</sup>·К), можно определить по эмпирической формуле:

$$\alpha_2 = 8,4 + 0,06 (t_{н} - t_{о.с}). \quad (6.4)$$

Выбрав какой-либо теплоизоляционный материал для покрытия цилиндрической поверхности, прежде всего, нужно рассчитать критический диаметр по формуле:

$$d_{кр} = \frac{2 \lambda_{из}}{\alpha_2}, \text{ м.} \quad (6.5)$$

Если окажется, что величина критического диаметра  $d_{кр}$  больше наружного диаметра трубы  $d_2$ , то применение выбранного материала в качестве тепловой изоляции нецелесообразно. В области  $d_2 < d_3 < d_{кр}$ , где  $d_3$  - наружный диаметр изоляции, при увеличении толщины изоляции будет наблюдаться увеличение теплотери. Только при  $d_3 = d_{3эф}$  тепловые потери вновь станут такими же, как для первоначального, неизолированного трубопровода. Следовательно, некоторый слой тепловой изоляции не будет оправдывать своего назначения. Значит, для эффективной работы тепловой изоляции необходимо, чтобы

$$d_{криз} \leq d_2.$$



## Тема 7. МЕХАНИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ ТЕПЛОМАССОБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Для обеспечения сочетания прочности и надежности теплообменного оборудования с его экономичностью и малой материалоемкостью на стадии проектирования необходимо провести подробный механический (прочностной) расчет каждого узла и детали вновь создаваемого оборудования. При этом могут быть выполнены два вида механических расчетов:

- проектировочный (конструктивный);
- проверочный.

В случае *конструктивного расчета* основные размеры разрабатываемого элемента конструкции рассчитывают исходя из характера действующих на него нагрузок, температуры эксплуатации, материала и необходимого запаса прочности.

В случае *проверочного расчета*, когда размеры элемента конструкции обусловлены какими-либо иными соображениями, например требованиями технологии, расчет сводится к определению напряжений, действующих в материале рассчитываемого элемента и их сравнение с допустимыми напряжениями.

К выполнению механического расчета основных элементов аппарата приступают после того, как закончены тепловой и гидродинамический расчеты и определены основные конструктивные размеры аппарата (диаметры корпуса, трубных решеток, патрубков, трубок, длина трубок и т.д.).

### *7.1 Понятия и определения, используемые в механических расчетах теплообменного оборудования*

1. *Расчетную температуру* определяют на основании тепловых расчетов или опытных данных. При положительных температурах за расчетную принимают наибольшую температуру стенки (или среды). При любых отрицательных температурах за расчетную принимается 20 °С. Расчетную температуру

используют для определения физико-механических характеристик материалов и допускаемых напряжений.

2. Под **рабочим давлением** понимают максимальное внутреннее избыточное или наружное давление, возникающее при нормальном протекании рабочего процесса, **без учета** гидростатического давления среды и **без учета** допустимого кратковременного повышения давления при срабатывании предохранительного клапана или других предохранительных устройств.
3. Под **условным (номинальным) давлением** понимают наибольшее избыточное давление при расчетной температуре 20 °С, при котором обеспечивается длительная работа аппарата или сосуда при той же температуре. Ряд условных давлений нормализован (ГОСТ 9493-80) в пределах от 0,1 до 100 МПа: 0,10; 0,16; 0,25; 0,30; 0,40; 0,60; 0,80; 1,00; 1,25; 1,60; 2,0; 2,50; 3,20; 4,0; 5,0; 6,30; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0; 40,0; 50,0; 63,0; 80,0; 100.
4. Под **расчетным давлением**, для которого проводят расчет элементов аппаратуры на прочность. Его принимают, как правило, равным рабочему давлению или выше последнего. При расчете элементов, разделяющих пространства с разными давлениями, за расчетное принимают давление, требующее большей толщины стенки рассчитываемого элемента. Если на элемент действует гидростатическое давление, составляющее 5 % или более от рабочего, то расчетное давление следует увеличить на это же значение.
5. Под **пробным давлением** понимают **давление**, при котором проводят испытание сосуда или аппарата.
6. **Допускаемое напряжение** для выбранного материала приближенно можно определить по формуле

$$[\sigma] = \eta \sigma^*, \quad (7.1)$$

где  $\eta$  - коэффициент, который для взрыво- и пожароопасных сред принимается  $\eta=0,9$ ;  $\sigma^*$  - нормативное допускаемое напряжение, значения которого для ряда сталей приведены в таблице 7.1.



8. **Коэффициент прочности сварных швов  $\varphi$**  характеризует прочность сварного шва по сравнению с прочностью основного материала. Значение  $\varphi$  зависит от метода сварки и типа сварного соединения (таблица 7.3). Для бесшовных элементов сосудов и аппаратов  $\varphi = 1$ .

Таблица 7.3 – Коэффициент прочности сварных швов ( $\varphi$ )

Вид сварного шва	$\varphi$	
	при контроле 100 % длины шва	при контроле от 10 до 50 % длины шва
Стыковой или тавровый с двусторонним сплошным проваром, выполненный автоматической или полуавтоматической сваркой	1,0	0,9
Стыковой с подваркой корня шва или тавровый с двусторонним сплошным проваром, выполненный вручную	1,0	0,9
Стыковой, доступный сварке только с одной стороны и имеющий в процессе сварки металлическую подкладку со стороны корня шва	0,9	0,8
Тавровый, с конструктивным зазором свариваемых деталей	0,8	0,65
Стыковой, выполненный автоматической или полуавтоматической сваркой с одной стороны, с флюсовой или керамической подкладкой	0,9	0,8
Стыковой, выполненный вручную с одной стороны	0,9	0,65

9. При расчете сосудов и аппаратов необходимо учитывать **прибавку к расчетным толщинам элементов ( $C$ )**.

Исполнительную толщину стенки элемента определяют по формуле:

$$S \geq S_p + C, \quad (7.2)$$

где  $S_p$  - расчетная толщина;  $C$  - прибавка к расчетной толщине;

$$C = C_1 + C_2 + C_3 \quad (7.3)$$

Прибавка  $C_2$  (для компенсации минусового допуска) и  $C_3$  (для компенсации утонения в процессе изготовления аппаратуры), как правило, невелики и учитываются технологами по обработке металлов.

$C_1$  - прибавка для компенсации коррозии и (или) эрозии элементов аппарата. Прибавка  $C_1$  более существенна, чем  $C_2$  и  $C_3$ , т.е. приблизительно

$$C = C_1 = PT_a, \quad (7.4)$$

где  $l$  - скорость коррозии или эрозии;  $T_a$  - срок службы аппарата.

Практика эксплуатации теплообменных установок допускает скорость коррозии не более 0,5 мм/год. В этом случае прибавка на компенсацию коррозии составит  $C = 4...5$  мм. При этом обеспечивается срок их службы 8...10 лет.

Для конструктивных элементов, имеющих защитные покрытия,  $C = 0$ .

При двустороннем контакте с коррозионной и (или) эрозионной средой прибавку  $C_1$  необходимо удвоить.

## **7.2 Расчет на прочность элементов кожухотрубного теплообменного аппарата**

*Исходными данными* для расчета являются:

- внутренний диаметр обечайки кожуха  $D$ , мм;
- размер теплообменных труб  $d_n \times \delta$ , мм;
- число теплообменных труб  $n$ ;
- рабочее давление в межтрубном пространстве  $p_{м.тр}$ , МПа;
- средняя рабочая температура в межтрубном пространстве  $\bar{t}_{м.тр}$ , °С;
- расчетное давление в межтрубном пространстве  $p_{м.тр}^P$ , МПа;
- средняя рабочая температура в трубном пространстве  $\bar{t}_{тр}$ , °С;
- расчетное давление в трубном пространстве  $p_{тр}^P$ , МПа.

Кроме вышеперечисленных исходных данных для выполнения расчета на прочность необходимо выбрать конструкционные материалы аппарата с учетом агрессивности теплоносителей и уровня рабочих температур.

### 7.2.1 Расчет толщины обечаек

Расчет толщины обечаек проводят в соответствии с ГОСТ 14249-80 (Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. М.: Издательство стандартов, 1989).

Исполнительную толщину тонкостенной гладкой цилиндрической обечайки, нагруженной внутренним избыточным давлением, рассчитывают по формуле:

$$S \geq \frac{p D}{2[\sigma] \varphi - p} + C, \quad (7.5)$$

где  $p$  - внутреннее избыточное давление в корпусе, МПа;  $D$  - внутренний диаметр корпуса, мм;  $[\sigma]$  - допускаемое напряжение, МПа;  $\varphi$  - коэффициент прочности сварного шва;  $C$  - прибавка к расчетной толщине стенки, учитывающая коррозию и эрозию.

В соответствии с ГОСТ 9617 (Сосуды и аппараты. Ряды диаметров. М.: Издательство стандартов, 1979) внутренний диаметр аппарата, изготовляемого из стальных листов, должен быть выбран из следующего ряда: 400; 500; 600; 700; 800; 900; 1000; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000 мм и т.д. Обечайки изготовляют путем гибки и сварки листового проката (смотри тему 7).

Наружный диаметр аппарата, изготовляемого из стальной трубы, выбирают из следующего ряда: 133; 159; 168; 219; 273; 325; 377; 426; 480; 530; 630; 720; 820; 920; 1020; 1120; 1220; 1320; 1420 мм.

### 7.2.2 Расчет толщины днищ и крышек

Днища и крышки бывают полусферические, эллиптические, конические, плоские. Для аппаратов, работающих при атмосферном давлении, наиболее простыми в изготовлении и дешевыми являются плоские днища и крышки. Для аппаратов, работающих под избыточным давлением, плоские днища получаются тяжелыми, поэтому целесообразно применение сферических и эллиптических (рисунок 7.1). Конические днища имеют вертикальные выпарные аппара-

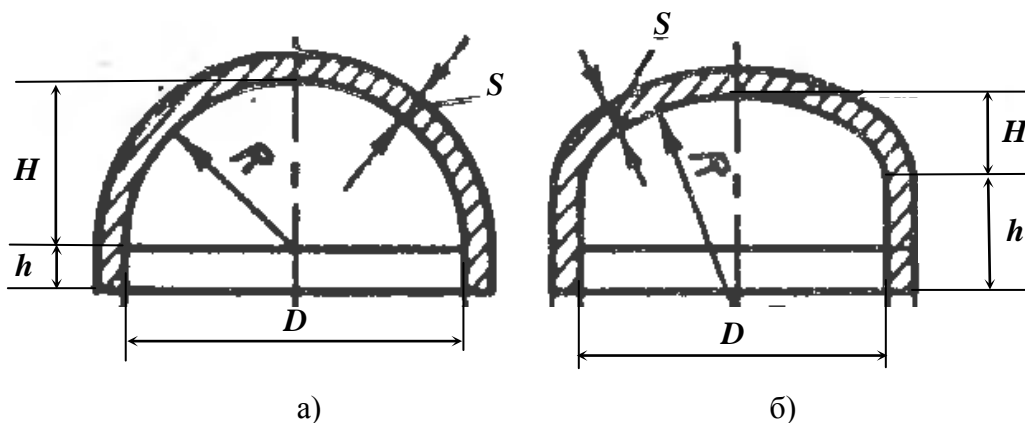


Рисунок 7.1 – Формы крышек и днищ для теплообменных аппаратов  
а – сферическое; б - эллиптическое

ты и сепараторы пара, что позволяет быстро удалять вязкие растворы при остановке аппаратов для промывок и текущего ремонта.

Толщину стенки эллиптического или полусферического днища определяют по формуле:

$$S \geq \frac{p R}{2[\sigma] \varphi - 0,5p} + C, \quad (7.6)$$

где  $R$  - радиус кривизны в вершине днища, мм;

$$R = \frac{D^2}{4H}, \quad (7.7)$$

здесь  $H$  - высота днища без учета цилиндрической отбортовки  $h$ .

Для эллиптических днищ с  $H = 0,25D$  радиус кривизны  $R = D$ .

Для полусферических днищ с  $H = 0,5D$  радиус кривизны  $R = 0,5D$ .

Если длина цилиндрической отбортовки у эллиптического днища  $h > 0,8 (D(S - C))^{0,5}$ , а у полусферического  $h > 0,3 (D(S - C))^{0,5}$ , то толщина днища должна быть не менее толщины обечайки, рассчитанной при  $\varphi = 1$ .

Для днищ, изготовленных из целой заготовки (без сварочной операции), коэффициент  $\varphi = 1$ . Для сварных днищ этот коэффициент  $\varphi < 1$  берется из справочной литературы в зависимости от способа сварки.

Если крышка аппарата не глухая, а имеет штуцер(ы), коэффициент ослабления днища отверстиями

$$\varphi = \frac{D - n d}{D}, \quad (7.8)$$

где  $d$  - диаметр отверстия;  $n$  - количество отверстий.

### **7.2.3 Определение возможности применения жесткой конструкции кожуха теплообменника**

Выполнение этой задачи осуществляется по следующей методике.

Площадь поперечного сечения кожуха при толщине стенки  $S$ ;

$$F_k = \pi (D + S) S, \text{ м}^2, \quad (7.9)$$

Площадь поперечного сечения труб при толщине их стенки  $\delta$ ;

$$F_m = \pi (d_n - \delta) \delta n, \text{ м}^2. \quad (7.10)$$

Сила взаимодействия между кожухом и трубами (при жестком соединении их друг с другом) за счет температурных напряжений определяется по формуле:

$$p^t = \frac{\left| \alpha_k^t \bar{t}_k - \alpha_m^t \bar{t}_m \right|}{\frac{1}{E_k^t F_k} + \frac{1}{E_m^t F_m}}, \quad (7.11)$$

где  $\alpha_k^t$  и  $\alpha_m^t$  - коэффициент линейного расширения материала кожуха и труб при их средних температурах  $\bar{t}_k$  и  $\bar{t}_m$ , °C<sup>-1</sup>;  $E_k^t$  и  $E_m^t$  - модуль продольной упругости материала кожуха и труб при их средних температурах, МПа.

Сила, растягивающая в осевом направлении кожух и трубы от давления среды в трубном и межтрубном пространствах, определяется по формуле:

$$p = 0,785 \left( (D^2 - d_n^2) p_{m.тр} + d_{вн}^2 n p_{тр} \right), \text{ МН} \quad (7.12)$$

Суммарное напряжение на растяжение в кожухе определяется по формуле:



$$\sigma_{\kappa} = \frac{p^t}{F_{\kappa}} + \frac{p E_{\kappa}^t}{E_{\kappa}^t F_{\kappa} + E_m^t F_m}, \text{ МПа} \quad (7.13)$$

и сравнивается с допускаемым напряжением  $[\sigma_{\kappa}] = \eta \sigma_{\kappa}^*$ . Если  $\sigma_{\kappa} < [\sigma_{\kappa}]$ , то условие возможности применения жесткой конструкции кожуха выполняется.

Суммарное напряжение на сжатие в трубах определяется по формуле:

$$\sigma_m = \frac{p^t}{F_m} - \frac{p E_m^t}{E_{\kappa}^t F_{\kappa} + E_m^t F_m}, \text{ МПа} \quad (7.14)$$

и сравнивается с допускаемым напряжением  $[\sigma_m] = \eta \sigma_m^*$ . Если  $\sigma_m < [\sigma_m]$ , то условие возможности применения жесткой конструкции кожуха также выполняется.

### **7.3 Расчет на прочность барабанов**

В промышленности широко используются барабанные сушилки, кристаллизаторы, печи и т.д. Механические расчеты вращающихся барабанов включают:

- определение толщины стенки барабана, обеспечивающей прочность и жесткость конструкции;
- расчет на прочность бандажей, а также опорных и упорных роликов.

#### **7.3.1 Определение толщины стенки барабана**

Толщину стенки барабана предварительно определяют по нормальям или, в зависимости от диаметра барабана  $D$ , по эмпирической формуле:

$$\delta = 0,007 + 0,01 D, \text{ м} \quad (7.15)$$

и затем проверяют на прочность по допускаемому напряжению на изгиб как балку кольцевого сечения.

В простейшей расчетной схеме (рисунок 7.2) барабан можно представить в виде балки длиной  $L$ , свободно лежащей на двух опорах и нагруженной равномерно распределенной нагрузкой:

$$q = \frac{(G + G_M)g}{L}, \quad (7.16)$$

где  $G$  - масса барабана;  $G_M$  - масса загружаемого материала.

В наиболее опасном сечении балки (посередине между опорами) обеспечивается изгибающий момент

$$M = \frac{(G + G_M)g}{L} \frac{\ell_o}{2} - q \frac{L^2}{8} \quad (7.17)$$

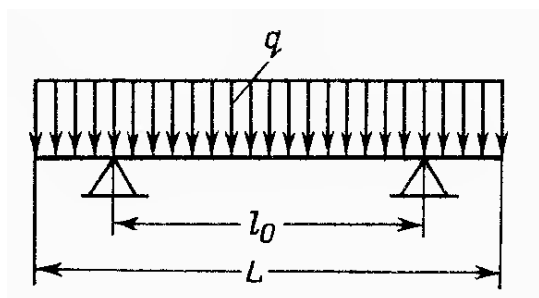


Рисунок 7.2 – Схема определения толщины стенки барабана

при расстоянии между опорами  $\ell_o = 0,585 L$ .

Барабану передается также крутящий момент от привода, необходимый для поднятия центра тяжести материала на определенную высоту.

Крутящий момент можно определить из уравнения:

$$M_{кр} = \frac{N}{2 \pi n} 10^{-3}, \text{ МН} \cdot \text{м}, \quad (7.18)$$

где  $N$  - мощность привода, кВт;  $n$  - частота вращения барабана,  $\text{с}^{-1}$ .

Условие прочности барабана имеет вид:

$$\sigma = \frac{M_p}{M_c} \leq [\sigma]_u, \quad (7.19)$$

где  $M_p$  - расчетный (приведенный) момент определяется по формуле:

$$M_p = 0,35 M + 0,65 \sqrt{M^2 + M_{кр}^2} \quad (7.20)$$

$M_c$  - момент сопротивления кольцевого сечения барабана

$$M_c = 0,785 D^2 \delta, \text{ м}^3 \quad (7.21)$$

Допускаемое напряжение на изгиб  $[\sigma]_u$  рекомендуется принимать (с учетом возможных температурных напряжений, неточностей монтажа) для барабанов без футеровки (сушилки) в пределах 5...10 МН/м<sup>2</sup>, для барабанов с футеровкой (печи) - до 20 МН/м<sup>2</sup>.

#### **7.4 Расчет барабанов на прогиб**

После проверки на прочность барабан проверяют на прогиб. Для нормальной работы допускается прогиб  $f \leq 1/3$  мм на 1 м длины, т.е.

$$f \leq 0,0003 \ell_0. \quad (7.22)$$

Прогиб от равномерно распределенной нагрузки определяется по формуле:

$$f = \frac{5 q \ell_0^4}{384 E I}, \quad (7.23)$$

где  $E$  - модуль упругости материала барабана, МПа;  $I$  - осевой момент инерции кольцевого сечения барабана:

$$I = \frac{\pi D_{cp}^3 \delta}{8} = \frac{\pi (D - \delta)^3 \delta}{8}, \quad \text{м}^4. \quad (7.24)$$

В случае невыполнения условия (7.19) или (7.22) **необходимо увеличить толщину стенки барабана.**

## Тема 8. ИЗГОТОВЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ И ИСПЫТАНИЕ НА ПРОЧНОСТЬ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Сосуды и аппараты, работающие под избыточным давлением, изготавливаются на специализированных машиностроительных заводах по чертежам, разработанным применительно к существующему парку металлообрабатывающих станков и кузнечного оборудования.

На заводах разрабатывается технология изготовления аппаратов, включающая в себя последовательные операции обработки заготовок, сборки и сварки деталей, режимов термообработки и способов контроля на всех стадиях их изготовления. В технологических картах указываются станки, инструмент, приспособления, режим обработки, нормы времени.

### 8.1 Изготовление деталей теплообменного оборудования

В практике аппаратостроения *обечайки* изготавливают путем гибки и сварки листового проката. Гибка листового проката производится на листогибочных трехвалковых или четырехвалковых вальцах (рисунок 8.1).

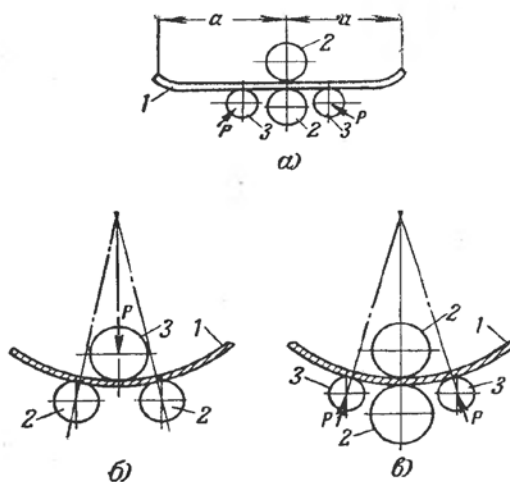


Рисунок 8.1 – Схема гибки листов на листогибочных вальцах  
 а – положение листа перед гибкой; б – гибка в трехвалковых вальцах; в - гибка в четырехвалковых вальцах; 1 – лист; 2 - подвижные валки; 3 – неподвижные валки

Вальцевание листового проката производят в холодном состоянии при условии, что толщина стенки находится в пределах  $S \leq \frac{D}{40}$ , где  $D$  - диаметр обечайки. Для вальцевания обечайки меньшего диаметра листы нагревают в газовых печах до температуры 950...1000 °С и подают на листогибочные вальцы для придания заготовке строгой цилиндрической формы.

Точность вальцевания обечаек контролируется шаблонами. Допускаемые отклонения в размерах обечаек не должны превышать на цилиндричность от 5 до 10 мм при  $D$  от 1000 до 3000 мм, соответственно.

Стальные *эллиптические днища* изготавливают диаметром от 159 до 4000 мм. Самым распространенным способом изготовления днищ является штамповка на прессах с помощью матрицы и пуансона (рисунок 8.2, а, б).

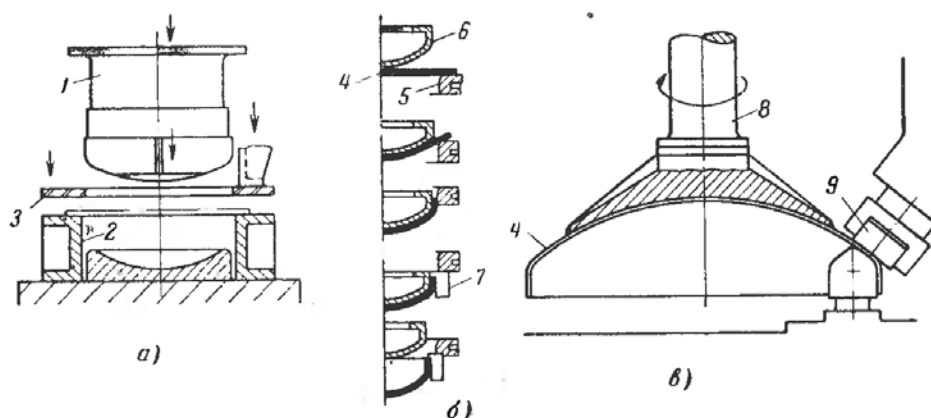


Рисунок 8.2 – Способы изготовления днищ

а – штамповка в холодном состоянии; б – штамповка в горячем состоянии; в – обкатка на ротационных прессах; 1 – рабочий плунжер; 2 – стол; 3 – прижимное кольцо; 4 – заготовка; 5 – протяжное кольцо; 6 – пуансон; 7 – сбрасыватель; 8 – держатель; 9 – обжимной ролик

Днища диаметром до 1200 мм изготавливают из цельной заготовки, а днища большего диаметра штампуют из предварительно сваренного из нескольких частей листа при условии, что сварные швы параллельны и располагаются от центра на расстоянии не более  $1/6$  диаметра.

Штамповку днищ из углеродистой или хромоникелевой сталей осуществляют как в холодном, так и в горячем состоянии на прессах в два приема: горячая штамповка, затем калибровка в холодном состоянии.

Перед штамповкой днищ заготовку предварительно нагревают в камерной газовой печи до температуры 1150...1200 °С, затем протягивают заготовку через матрицу с помощью пуансона. После обмера и технической приемки штампованные днища обрабатывают на карусельных станках, на которых ведут обрезку и разделку кромок под сварку.

Эллиптические днища можно также изготавливать на фланжерочных станках (рисунок 8.2, в) с помощью прижимных роликов. Формование днищ на этих станках производится в горячем состоянии. Обкатку производят прижимным роликом с передвижением его от центра к периферии, поддерживая заготовку на опорном ролике, который может перемещаться в радиальном направлении. Далее на карусельном станке обрезают борта и снимают фаску для сварного шва. На фланжерочном станке изготавливают эллиптические днища любого диаметра до 5000 мм при толщине стенки до 100 мм. Днища, изготовленные таким способом, отличаются высоким качеством и допускаются к изготовлению аппаратов и паровых котлов на высокое давление.

**Трубные решетки** изготавливают из листа необходимой толщины путем вырезки по кругу и последующей обработки на металлорежущих станках. Затем заготовку размечают под сверление отверстий для труб и болтовых соединений. Отверстия сверлят на радиально-сверлильных станках индивидуально или пакетом (по несколько штук). Диаметр отверстий под вальцовку труб больше наружного диаметра труб на 1,5...2,0 %.

Стальные решетки приваривают к корпусу. Трубные решетки из цветных металлов зажимаются между стальными фланцами крышки и корпуса через прокладки.

**Трубы** в кожухотрубных теплообменных аппаратах применяют из стали 10 и 20, а также из цветных металлов. Для изготовления теплообменника из

нержавеющих сталей применяются трубы из стали ОХ18Н10Т или Х17Н13М2Т.

Перед укладкой труб в гнезда решетки их концы отжигают и очищают.

Из способов крепления труб наиболее распространенный – развальцовка. Концы труб могут выступать над решеткой не более чем на 5 мм. При развальцовке с отбортовкой выступающие концы труб «под колокольчик» принимают не более 8 мм. Для создания прочного закрепления труб в гнездах решетки иногда выполняют кольцевые канавки глубиной 0,25...0,3 мм.

## **8.2 Сборка и сварка деталей аппаратов**

Сборка деталей – одна из самых трудоемких и ответственных операций изготовления аппаратов. Она выполняется высококвалифицированными сборщиками.

Сборку начинают с соединения крупных деталей аппарата: обечаек, днищ, крышек, применяя сварочные работы с последующей механической обработкой и подгонкой собираемых частей.

Сварка может выполняться ручным, полуавтоматическим и автоматическим способами. Сварку стыковых швов при толщине листа 3...8 мм выполняют без разделки кромок. Для листа 10...26 мм применяют одностороннюю V-образную разделку кромок; для листа 12...60 мм - двустороннюю X-образную разделку кромок.

Сварные швы сосудов и аппаратов, работающих под давлением, подлежат проверке:

- на сосудах с  $p \leq 5,0$  МПа - 25 % длины сварных швов;
- при работе аппаратов со взрывоопасными и ядовитыми веществами – 100 % проверка рентгеновской и ультразвуковой дефектоскопией.

### 8.3 Испытание аппаратов

После выполнения всех сварочных и сборочных работ проводится *гидравлическое испытание* аппарата с целью проверки прочности деталей, а также плотности сварных и разъемных соединений.

Испытание проводят чистой водой с температурой не менее 5 °С и не более 40 °С, которую закачивают с помощью гидравлического насоса в аппарат до давления, регламентированного рабочим чертежом.

**Пробное давление** для аппаратов должно соответствовать «Правилам устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением». Оно зависит от рабочего давления (таблица 8.1).

Таблица 8.1 – Пробное давление в зависимости от рабочего для различных сосудов

Наименование сосудов	Рабочее давление $p_{раб}$ , МПа	Пробное давление на заводе-изготовителе $p_{пр}$ , МПа
Все сосуды, кроме литых	< 0,5	$1,5 p_{раб} \frac{\sigma_{20}}{\sigma_t}$ , но не менее 0,2 МПа
То же	$\geq 0,5$	$1,25 p_{раб} \frac{\sigma_{20}}{\sigma_t}$ , но не менее $p_{раб} + 0,3$ МПа
Литье	Независимо от давления	$1,5 p_{раб} \frac{\sigma_{20}}{\sigma_t}$ , но не менее 0,3 МПа

**В таблице:**  $\sigma_{20}$  - допускаемое напряжение для материала сосуда при температуре стенки 20 °С, МПа;  $\sigma_t$  - допускаемое напряжение для материала сосуда при расчетной температуре стенки сосуда, МПа.

Время выдержки под пробным давлением для аппаратов с толщиной стенки до 50 мм должно быть равно 10 мин. После снижения пробного давления до рабочего необходимо тщательно осмотреть все сварочные швы и другие сомнительные места аппарата с целью обнаружения возможной течи и разрывов. В некоторых случаях разрешается проводить обстукивание участков сварного шва молотком массой 1 кг при подъеме его на высоту не более 0,5 м.



Если не обнаруживается разрывов, течи, слезинок или «запотевания» (серых пятен) на металле сосуда и сварных швах, а также видимых остаточных деформаций, *аппарат считается выдержавшим гидравлическое испытание.*

Если по техническим причинам для испытания аппарата запрещено применение воды, то проводят *пневматическое испытание.* Такими причинами могут быть, например, чрезмерно высокое гидростатическое давление и масса воды, опасность соприкосновения некоторых газов или жидких веществ с остаточной влагой на внутренних поверхностях сосуда и др.

Пневматическое испытание проводят воздухом, поступающим от компрессора, с давлением, не превышающим рабочее давление в аппарате. Испытание проводят в три приема. Вначале постепенно поднимают давление в аппарате до величины, равной  $0,5 p_{раб}$ . После пятиминутной выдержки и удовлетворительной герметичности поднимают давление до  $0,75 p_{раб}$ . При этом давлении производят обмазку сварных швов и соединений мыльным раствором. Если на сварных швах и разъёмных соединениях не возникают мыльные пузыри, производят дальнейшее повышение давления до рабочего. При этом максимальном и предельном давлении производят вторичную обмазку швов и соединений мыльным раствором и в случае появления пузырьков определяют дефектное место.

В особых случаях для пневматических испытаний применяют аммиак, который добавляют к воздуху до 1 % объема. Неплотности могут быть обнаружены бумагой, пропитанной раствором азотнокислой ртути. В случае просачивания аммиака на бумаге, наложенной на шов или разъем, появляются черные пятна.

*После проведения испытаний аппарата составляется акт,* в котором отражают результаты испытаний, качество швов и стыков. Дефекты, выявленные в ходе испытаний, устраняют, о чем делается запись в акте.

## Тема 9. ЗДАНИЯ И СООРУЖЕНИЯ ДЛЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТАНОВОК

Строительство современных промышленных зданий ведется, как правило, от отдельных элементов, состоящих из бетона и стальной арматуры (рисунок 9.1). Обычно промышленное здание состоит из фундамента, железобетонных колонн, подкрановых балок, пролетных ферм, плит для крыши и стен в виде составных панелей.

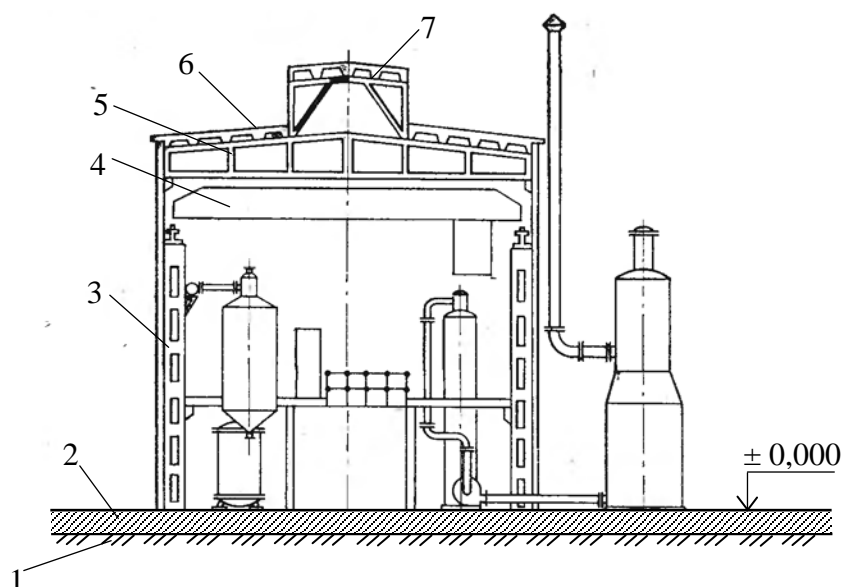


Рисунок 9.1 – Одноэтажное промышленное здание  
1 – грунт; 2 – фундамент; 3 – железобетонная колонна;  
4 – подкрановая балка; пролетная ферма; 6 – кровля;  
7 – фонарь

**Каркас** промышленного здания является самым ответственным сооружением. Основой каркаса являются несущие **колонны**, которые поддерживают все элементы здания и передают нагрузку на фундамент. Расположенный на твердом основании грунта. Расстояние между колоннами в продольных рядах (шаг колонн) принят равным 6 м.

В зависимости от назначения производственного здания расстояние между осями колонн в поперечном направлении здания выбирается кратным шести и составляет 12, 18, 24 м и т.д.

В производственных зданиях высоту одноэтажных помещений принимают в зависимости от пролета равной 6,0; 7,2; 8,4; 9,6; 10,8; 12,6; 14,4 и 18,6 м.

Многоэтажные здания могут иметь разную или одинаковую высоту этажей. В последнем случае здание сооружается из стандартных элементов.

Промышленные здания для паровых котлов, печей, сушилок и другого теплотехнологического оборудования имеют холодную **кровлю** (из волнистого шифера).

**Фонари** служат для дополнительного освещения и для создания вентиляционной тяги – аэрации. Площадь **оконных проемов** составляет 35...50 % площади наружных стен или 12...20 % площади пола (по санитарным нормам).

**Ворота** устраивают на первом этаже для проезда автотранспорта и транспортировки оборудования при монтаже и ремонтах. Ворота изготавливают из древесины или металла стандартных размеров 3х3 или 4х3 м.

**Двери** предназначаются для входа и выхода людей на каждом этаже в местах лестничных клеток, коридоров и выходных лестниц. Количество дверей и их размеры в промышленных зданиях определяются для каждого помещения в зависимости от требуемой пропускной способности, характера производства и категории взрывопожароопасности.

## Тема 10. МОНТАЖ ОБОРУДОВАНИЯ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ УСТАНОВОК

Работы по строительству зданий и сооружений поручают строительной организации – *генеральному подрядчику*. Эта организация привлекает в качестве *субподрядчиков* специализированные организации для выполнения монтажных, сантехнических, электротехнических, теплоизоляционных и других работ.

Для выполнения *монтажных работ* разрабатывается *проект производства работ* (ППР), который содержит следующие разделы:

- сведения об объемах монтажных работ и сметно-финансовые расчеты по трудовым затратам;
- монтажные характеристики оборудования (масса, габариты) и технические условия монтажа;
- объемы изготовления металлоконструкций и трубопроводов, а также трудовые затраты на их изготовление и монтаж;
- технические решения по монтажу оборудования с применением грузоподъемных кранов и средств механизации;
- график совмещенного производства строительных, монтажных и специальных работ, выполняемых всеми организациями на объекте;
- рабочие чертежи металлоконструкций и трубопроводов, а также схемы и технологические карты на последовательность монтажа металлоконструкций и трубопроводов;
- перечень монтажного оборудования, механизмов, инструмента и материалов, необходимых для выполнения монтажных работ;
- чертежи на необходимые помосты, леса, лестницы и площадки для производства работ на высоте;
- перечень мероприятий по технике безопасности и охране труда.

Монтаж оборудования теплообменных установок производят с помощью самоходных стреловых кранов. После установки оборудования на фун-

дамент или другое основание производят выверку по отклонениям от проектных осей и отметок в горизонтальном и вертикальном направлениях.

Выбор способа производства монтажных работ и применяемых механизмов зависит от конструкции, массы и габаритов оборудования. При монтаже сосудов, теплообменной и колонной аппаратуры применяют следующие *методы монтажа* (рисунок 10.1).

*Метод скольжения* без отрыва от земли применяется для установки вертикальных аппаратов с помощью самоходных кранов или мачт. Аппарат поднимается за монтажные устройства, укрепленные на корпусе выше центра тяжести (рисунок 10.1, а). Нижняя часть аппарата, уложенная на сани или тележку, при подъеме подтаскивается трактором или лебедкой к фундаменту.

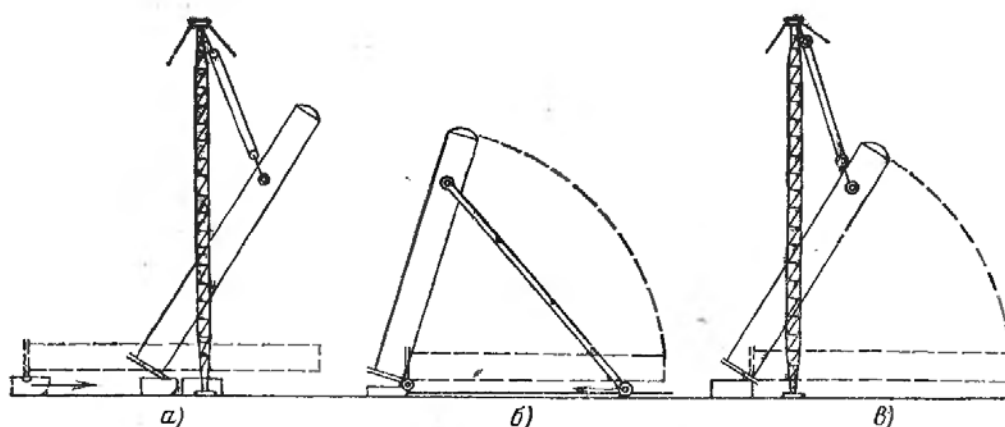


Рисунок 10.1 – Схемы монтажа колонной аппаратуры

а – методом подъема и скольжения; б – методом выжимания; в – методом поворота вокруг шарнира

Грузоподъемность крана должна быть не менее массы аппарата.

*Метод поворота вокруг шарнира* (рисунок 10.1, в). Шарнир расположен у фундамента и закреплен к нему. Нижний конец аппарата соединен с шарнирным устройством. При подъеме за верхушку аппарат поворачивается на шарнире и при достижении вертикального положения своим основанием устанавливается на фундамент. Такой способ позволяет поднимать аппараты значительно

большей массы по сравнению с грузоподъемностью монтажных кранов или механизмов.

**Метод выжимания** (рисунок 10.1, б) – разновидность метода поворота вокруг шарнира. Толкатели закреплены с помощью шарнира к корпусу аппарата. Нижние концы толкателей устанавливаются на рельсовые пути. При работе лебедки концы толкателей движутся по рельсам и поднимают аппарат до вертикального положения. Этот метод применяется в стесненных условиях, когда нельзя использовать грузоподъемные краны и невозможно установить мачты с растяжками.

## Тема 11. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ УСТАНОВОК

*Техническое руководство* эксплуатацией теплоиспользующих установок осуществляется главным энергетиком или главных механиком предприятия.

*Непосредственное обслуживание* оборудования – эксплуатационным персоналом цеха. *Инструкции по эксплуатации* утверждаются главным инженером предприятия. В инструкциях указывается:

- права, обязанность и ответственность эксплуатационного персонала;
- порядок обслуживания оборудования при нормальной эксплуатации и при авариях;
- порядок осмотра и ремонта оборудования;
- мероприятия по технике безопасности и противопожарной технике.

Каждый работник обслуживающего персонала должен пройти обучение и получить удостоверение на право управления оборудованием.

### ***11.1 Особенности эксплуатации отдельных теплообменных установок***

*Теплообменная установка* должна быть оборудована:

- термометрами на входящих и выходящих трубопроводах греющей и подогреваемой среды;
- манометрами на обоих трубопроводах;
- расходомерами на трубопроводах обоих теплоносителей.

На конденсатопроводах предусматривается устройство для отбора проб, по которым определяется качество конденсата.

За работой подогревательной установки наблюдают с помощью мерных и смотровых стекол. Уровень жидкости в межтрубном пространстве парового подогревателя может повыситься из-за неплотности, разрыва трубок, засорения конденсатоотводчика.

### ***Выпарные установки***

Для обеспечения оптимального режима работы выпарной установки необходимо:

- поддерживать заданное давление греющего пара и предусмотренное технологическим процессом распределение температур и давлений по корпусам;
- обеспечить непрерывное питание выпарной установки;
- поддерживать заданное разрежение в аппаратах, работающих под вакуумом;
- поддерживать в заданных пределах температуру воды, отводимой из барометрического конденсатора.

В случае остановки выпарной станции необходимо прекратить подачу греющего пара, а затем отключить поступление исходного раствора. При остановке на длительное время все аппараты и трубопроводы освобождаются от продукта согласно инструкции.

### ***Ректификационные установки***

Постоянный режим работы ректификационной установки обеспечивается стабильностью парообразования в кубе-испарителе и неизменным количеством возвращаемой флегмы. Изменяя подачу флегмы, можно регулировать работу колонны. Наибольшие трудности вызывает поддержание паропроизводительности куба на необходимом постоянном уровне из-за колебаний давления греющего пара. Постоянную производительность куба поддерживают автоматическим регулированием давления греющего пара. Степень разделения компонентов контролируется по температурам в нижней и верхней частях колонны.

### ***Сушильные установки***

Сушилки отличаются большим разнообразием. Если сушильным агентом является смесь дымовых газов с воздухом, то запуск сушилки в работу начинается с растопки устройства для сжигания топлива и прогрева всей системы установки. Когда температура в сушильной камере достигает стабильной и заданной величины, включают в работу устройство для загрузки материала. Сыпучие



материалы подают, например, с помощью шнековых питателей или дозирующих устройств, а жидкие материалы – с помощью насосов по трубам через регулятор расхода к распыливающим устройствам.

Во избежание взрывов в сушильной камере необходимо поддерживать стабильный режим горения в топке и режим сушки. Если сушка органических веществ (например, лакокрасочных покрытий) сопровождается образованием взрывоопасных смесей, то необходимо вести строгий контроль концентраций этих смесей, включая использование аварийной сигнализации (световой и звуковой). Распылительные сушилки должны иметь взрывные клапаны.

Барабанные сушилки требуют постоянного обслуживания приводных механизмов, роликовых опор и загрузочно-разгрузочных устройств. Также необходимо следить за состоянием уплотнительных устройств, так как разрежение в барабанной сушилке обычно составляет  $\sim 150 \dots 200$  Па и возможен подсос воздуха. Для регулирования тяги на дымоходах устанавливаются шиберы или заслонки.

Во избежание возможного загорания сажи на стенках газоходов сушильных установок необходимо производить периодическую чистку или обдувку острым паром.

Сооружения для очистки отходящего сушильного агента должны обеспечивать высокую степень очистки и не допускать превышения предельно допустимой концентрации (ПДК).

**Холодильные установки** поставляются предприятием-изготовителем в комплектном виде и имеют разработанную инструкцию по эксплуатации. Холодильная установка проверяется на герметичность, а затем заполняется хладагентом. Холодильные установки обычно имеют автоматизированное управление по заданной программе. Наличие неисправностей или дефектов в работе компрессоров и других аппаратов существенно отражается на температурном режиме работы установки.

## **Тема 12. ОРГАНИЗАЦИЯ КОНТРОЛЯ ПАРАМЕТРОВ, УЧЕТА РАСХОДОВ И АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССАМИ**

Работа современных теплообменных установок не представляется без эффективно действующих систем контроля и автоматического регулирования, что обеспечивает надежность и экономичность работы установок.

Большое количество контролируемых величин, органов управления приводит к увеличению габаритов щитов контроля, усложняет функции операторов. Единственным возможным путем решения задачи сбора и обработки информации, осуществления сигнализации и управления режимами работы мощной теплообменной установки является применение компьютерной техники в сочетании с элементами традиционных схем контроля.

При проектировании систем контроля и автоматического регулирования вначале разрабатываются функциональные схемы, при выполнении которых используется ряд ГОСТов.

Все оборудование (аппараты, насосы и др.) на схеме вычерчивают сплошными тонкими линиями толщиной 0,3...0,5 мм, а трубопроводы и арматуру сплошными основными линиями, т.е. в 2...3 раза толще, чем оборудование.

Разводку трубопроводов к оборудованию показывают схематично. Линии трубопроводов, а также расположенные на них арматуру и приборы изображают горизонтально и вертикально, параллельно линиям рамки.

Условное обозначение трубопроводов состоит из графического обозначения трубопровода и обозначения транспортируемой среды, характеризующего её вид, назначение и параметры. Например,

### ***Водопровод:***

- |                           |    |
|---------------------------|----|
| – общее обозначение       | B0 |
| – хозяйственно-питьевой   | B1 |
| – противопожарный         | B2 |
| – оборотной воды подающей | B4 |
| – оборотной воды обратной | B5 |

– умягченной воды

В6

**Теплопроводы:**

– трубопровод горячей воды на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и технологические процессы

подающий Т1

обратный Т2

– трубопровод пара Т7

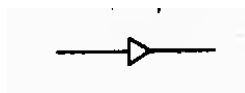
– трубопровод конденсата Т8

Пересекать изображения аппаратов линиями трубопроводов *не допускается*. На каждом трубопроводе у места его отвода от магистрального трубопровода или места подключения к аппарату проставляют стрелки, указывающие направление движения и вид среды:

– жидкость



– газ (воздух, пар)





**Обозначения трубопроводной арматуры** приведены в таблице 12.1.

Таблица 12.1 – Обозначения трубопроводной арматуры (по ГОСТ 2.785-70)

Арматура	Обозначение	Арматура	Обозначение
Вентиль, клапан запорный:		Клапан редукционный (вершина треугольника должна быть направлена в сторону повышения давления)	
а) проходной		Задвижка	
б) угловой		Клапан обратный (клапан невозвратный):	
Вентиль, клапан регулирующий:		проходной	
а) проходной		угловой	
б) угловой		(движение рабочей среды через клапан должно быть направлено от белого треугольника к черному)	
Клапан предохранительный:			
а) проходной			
б) угловой			
Клапан дроссельный			

Условные графические *обозначения приборов и средств автоматизации* приведены в таблице 12.2.

Таблица 12.2 – Условные графические обозначения приборов и средств автоматизации (по ГОСТ 21.404-85)

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Первичный измерительный преобразователь (датчик); прибор, устанавливаемый по месту: на технологическом трубопроводе, аппарате, стене, полу, колонне, металлоконструкции:		Исполнительный механизм:	
а) основное обозначение		а) общее обозначение (положение регулирующего органа при прекращении подачи энергии или управляющего сигнала не регламентируется)	
б) допускаемое обозначение		б) механизм, открывающий регулирующий орган при прекращении подачи энергии или управляющего сигнала	
Прибор, устанавливаемый на щите, пульте:		в) механизм, закрывающий регулирующий орган при прекращении подачи энергии или управляющего сигнала	
основное обозначение		г) механизм, который при прекращении подачи энергии или управляющего сигнала оставляет регулирующий орган в неизменном положении	
б) допускаемое обозначение			

*Параметры, измеряемые первичным преобразователем или прибором, устанавливаемым по месту, обозначают* следующим образом:

- температура Т
- давление Р
- расход F
- уровень L
- плотность D
- размер, положение, перемещение G
- время К
- влажность М
- состав, концентрация Q
- радиоактивность R
- скорость, частота S
- вязкость V

- масса W
- любая электрическая величина E

Для обозначения величин, не предусмотренных стандартом, могут быть использованы резервные буквы: F, D, C I, J, N, O Y, Z (буква X не рекомендуется), что должно быть расшифровано на схеме.

***Обозначения уточняющих значений измеряемых величин:***

- разность, перепад D
- соотношение, доля F
- автоматическое переключение J
- интегрирование, суммирование по времени Q

Для обозначения уточняющих значений D (плотность), F (расход), Q (состав) допускается применение строчных букв (d, f, q).

***Функции, выполняемые приборами по отображению информации:***

- сигнализация A

Сигнализируемые предельные значения измеряемых величин следует конкретизировать добавлением букв H (верхнее значение) и L (нижнее значение), которые проставляют справа от условного графического изображения прибора.

- показание I
- регистрация R

***Функции, выполняемые приборами по формированию выходного сигнала:***

- регулирование, управление C
- включение, отключение, переключение S
- дистанционная передача T
- станция управления K

Все перечисленные буквенные обозначения проставляют в верхней части окружности, обозначающей прибор или устройство.

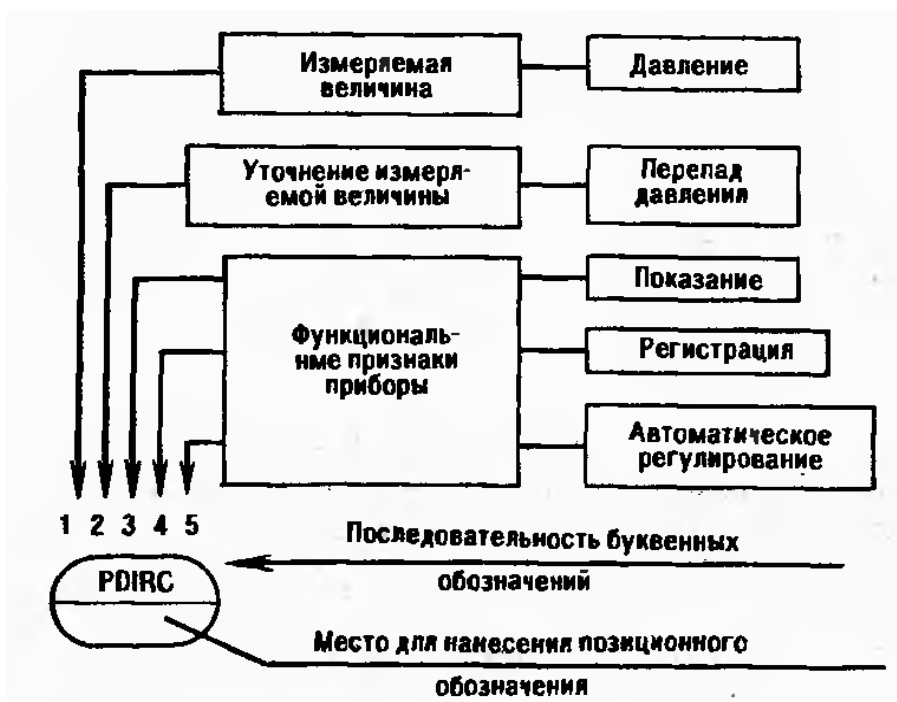


Рисунок 12.1 – Пример построения условного обозначения прибора для измерения, регистрации и автоматического регулирования перепада давления



*Пример построения условного обозначения прибора для измерения, регистрации и автоматического регулирования перепада давления* приведен на рисунке 12.1.

В нижней части окружности располагают цифровое позиционное обозначение, служащее для нумерации прибора или функциональной группы приборов для измерения, регулирования или сигнализации.

### *Примеры построения условных обозначений средств автоматизации*

№ пп	Обозначение	Прибор
1	⊙ TE	Первичный измерительный преобразователь для измерения температуры, установленный по месту отбора сигнала (термопара, термометр сопротивления)
2	⊙ TI	Прибор для измерения температуры показывающий, установленный по месту (термометр)
3	⊙ TI	Прибор для измерения температуры показывающий, установленный на щите (милливольтметр, потенциометр, логометр, мост автоматический и т.д.)
4	⊙ TJR	Прибор для измерения температуры с автоматическим обегаяющим устройством, регистрирующий, установленный на щите (многоточечный самопишущий потенциометр и др.)

№ пп	Обозначение	Прибор
5		Прибор для измерения температуры, регистрирующий, регулирующий, установленный на щите (любой самопишущий регулятор температуры)
6		Комплект для измерения температуры, регистрирующий, регулирующий, снабженный станцией управления, установленный на щите (вторичный прибор и регулирующий блок)
7		Прибор для измерения температуры бесшкальный с контактным устройством, установленный по месту (реле температурное)
8		Прибор для измерения давления (разрежения) показывающий, установленный по месту (любой показывающий манометр)
9		Прибор для измерения перепада давления показывающий, установленный по месту (дифманометр показывающий)
10		Регулятор давления, работающий без использования постороннего источника энергии (регулятор давления прямого действия) «до себя»
11		Первичный измерительный преобразователь (чувствительный элемент) для измерения расхода, установленный по месту (диафрагма, сопло, труба Вентури)
12		Прибор для измерения расхода показывающий, установленный по месту (ротаметр)
13		Прибор для измерения расхода интегрирующий, установленный по месту (любой бесшкальный счетчик-расходомер с интегратором)
14		Прибор для измерения соотношения расходов регистрирующий, установленный на щите (любой вторичный прибор для регистрации соотношения потоков)
15		Первичный измерительный преобразователь (чувствительный элемент) для измерения уровня, установленный по месту (датчик уровнемера)
16		Прибор для измерения уровня показывающий, установленный по месту (водомерное стекло)
17		Прибор для измерения уровня показывающий, с контактным устройством, установленный на щите (например, вторичный прибор с сигнальным устройством; буквы H и L означают сигнализацию верхнего и нижнего уровней)
18		Прибор для измерения качества продукта показывающий, установленный по месту (например, газоанализатор показывающий для контроля содержания O <sub>2</sub> в дымовых газах)
19		Прибор для контроля погасания факела в высокотемпературной установке бесшкальный, с контактным устройством, установленный на щите (вторичный прибор запально-защитного устройства). Применение резервной буквы B должно быть оговорено на поле схемы.
20		Пусковая аппаратура для управления электродвигателем: включение, выключение насоса; открытие, закрытие задвижки и т.д. (магнитный пускатель, контактор и т.д.). Применение резервной буквы N должно быть оговорено на поле схемы.
21		Аппаратура, предназначенная для ручного дистанционного управления (включение, выключение двигателя; открытие, закрытие запорного органа и т.д.), установленная на щите (кнопка, ключ управления).

№ пп	Обозначение	Прибор
22		Аппаратура, предназначенная для ручного дистанционного управления (включение, выключение двигателя; открытие, закрытие запорного органа и т.д.), снабженная устройством для сигнализации, установленная на щите (кнопка со встроенной лампочкой, ключ управления с подсветкой).
23		Ключ управления, предназначенный для выбора управления, установленный на щите.



### **Тема 13. РЕМОНТ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫХ УСТАНОВОК**

При соблюдении персоналом правил эксплуатации, режимов работы тепломассообменных установок, проведении регулярной смазки механизмов – обеспечивается бесперебойная их работа.

Устранение мелких дефектов оборудования (износ сальниковых набивок, прокладок, замена болтов и т.д.) производится по окончании производственной операции, когда механизмы простаивают, и оборудование не работает.

В это же время производятся осмотры узлов и деталей для выявления их сработанности и для разработки мер к предстоящему ремонту оборудования. В случае непрерывности процесса производства остановки оборудования для проведения осмотра и текущего ремонта производятся в обязательном порядке не реже 1 раза в месяц.

Более сложный ремонт с заменой изношенных деталей выполняется по установленному и согласованному на предприятии графику.

#### ***13.1 Система планово-предупредительного ремонта оборудования***

На всех промышленных предприятиях организована система планово-предупредительного ремонта (ППР) оборудования, которая представляет собой совокупность организационно-технических мероприятий, осуществляемых в плановом порядке по уходу, надзору, обслуживанию и ремонту оборудования. Система ППР предусматривает проведение ремонтов независимо от состояния и степени износа оборудования, что исключает случайные ремонты и вынужденные простои. Для внедрения системы ППР на предприятиях проводится ряд подготовительных работ, в том числе:

- полный учет машин, аппаратов и коммуникаций, подлежащих охвату системой ППР;
- составление технических паспортов на оборудование и систематическое их ведение;
- разработка технических условий на ремонт оборудования;

- составление спецификаций и чертежей на изготовление запасных частей, сменных узлов и агрегатов с указанием нормативного срока службы и норм складского запаса;
- разработка норм расхода вспомогательных материалов, проката, труб, листового металла, необходимых для выполнения ремонтов оборудования;
- разработка годовых и месячных планов ППР;
- разработка инструкций на проведение ремонтных работ, связанных с ведением огневых и газоопасных работ внутри сосудов и аппаратов, в которых перерабатываются взрывоопасные и токсичные вещества.

### ***13.2 Виды ремонтов оборудования***

Система ППР включает три вида ремонтов:

- текущий;
- средний;
- капитальный.

Всем этим ремонтам предшествует период межремонтного обслуживания, которое выполняется силами эксплуатационного персонала, для этого он должен иметь комплект необходимого инструмента, а также быстро заменяемые детали и материалы. В межремонтное обслуживание входят: смазка, обтирка, чистка, регулярный наружный осмотр, выявление дефектов в работе, проверка исправности предохранительных устройств, КИП.

***Текущий ремонт*** проводится по графику обслуживающим персоналом под руководством механика или мастера. При этом производится частичная разборка отдельных узлов и механизмов с целью выявления технического состояния и устранения мелких неисправностей, осуществляется замена смазки.

***Средний ремонт*** проводится на месте установки оборудования в сроки, предусмотренные графиком. Объем ремонтных работ устанавливается на основании результатов предшествующих осмотров и степени износа деталей (например, замена тросов, цепей и других движущихся деталей, замена арматуры и

деталей трубопроводов, износившихся в процессе эксплуатации). Конкретное содержание среднего ремонта разрабатывается механиком или мастером производства. Проведение среднего ремонта должно начинаться только при наличии всех заменяемых деталей или материалов. Средний ремонт выполняют специализированные бригады и квалифицированные рабочие, привлекаемые из ремонтно-механических цехов и мастерских предприятия.

Оборудование, прошедшее средний ремонт, испытывается на холостом ходу в течение нескольких часов, и данные, подтверждающие качество выполненных работ, отмечаются в ремонтной карте. После этого оборудование включают в работу.

**Капитальный ремонт** является восстановительным ремонтом. Производится полная разборка машин и аппаратов с целью замены изношенных деталей. К выполнению привлекаются специализированные строительномонтажные организации по предварительно заключенному договору. Оборудование может быть снято с места его установки и доставлено в специализированные мастерские или предприятия для выполнения более качественного восстановительного ремонта.

На проведение капитального ремонта составляется дефектная ведомость и смета расходов с приложением перечня необходимых материалов и запасных частей. На основе опыта разрабатываются план и график организации ремонтных работ с расчетами потребной рабочей силы и загрузки станочного парка.

Расходы на проведение капитального ремонта относят за счет амортизационных отчислений. До начала работ составляется сметно-финансовый расчет, утверждаемый директором предприятия.

Остановка оборудования на капитальный ремонт допускается лишь при полном обеспечении ремонта необходимыми материалами, запасными частями и рабочей силой. Объем капитального ремонта должен включать все слесарномонтажные, электротехнические, строительные работы.

Капитально отремонтированное оборудование подвергается испытаниям, как на холостом ходу, так и под нагрузкой. Приемка оборудования производится комиссией в составе главного механика, начальника производственного цеха и ответственных лиц за проведение капитального ремонта. Акт приемки утверждается главным инженером или директором и хранится в паспорте оборудования вместе с другими документами, подтверждающими качество ремонта: сертификаты на материалы, из которых изготовлены ответственные детали (болты, шпильки, детали трубопроводов высокого давления), чертежи и эскизы, по которым внесены конструктивные изменения, протоколы и справки об испытаниях.

### ***13.3 Нормативы на ремонт оборудования***

Общее время работы оборудования условно принято в нормах ППР равным 8640 ч/год. За это время на оборудовании проводится обычно ряд профилактических ремонтов для того, чтобы обеспечить бесперебойную работу. Профилактические ремонты вызывают простои оборудования. Самое меньшее время простоя – в текущем ремонте. В 4...5 раз больше времени затрачивается на средний ремонт. Максимальный простой – для капитального ремонта.

Длительность работы оборудования между капитальными ремонтами – ***межремонтный цикл***. Для нового оборудования межремонтный цикл равен периоду эксплуатации его до первого капитального ремонта.

Длительность работы оборудования между средними и текущими ремонтами называется ***межремонтными периодами***.

***Длительность межремонтного цикла не является стабильной величиной*** и изменяется в зависимости от общего отработанного времени, количества проведенных капитальных ремонтов и режима эксплуатации оборудования. Как правило, длительность межремонтного цикла после каждого очередного ремонта уменьшается на 10...15 %.

Межремонтный цикл включает в себя ряд текущих и средних ремонтов, которые проводятся в определенной последовательности в установленные сроки. Обычно средний ремонт проводится в середине межремонтного цикла, а текущие ремонты – ежемесячно. Чередование ремонтов в необходимой последовательности с соблюдением нормативов межремонтных пробегов оборудования называется *структурой межремонтного цикла*. Каждый вид оборудования имеет свою структуру межремонтного цикла. Например,

- структура межремонтного цикла *выпарного аппарата* представлена на рисунке 13.1.

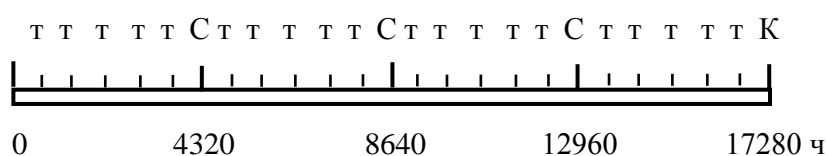


Рисунок 13.1 – Структура межремонтного цикла выпарного аппарата

К – капитальный ремонт; С – средний ремонт; Т – текущий ремонт

Межремонтный цикл равен 17280 часов и включает 20 текущих, 3 средних и 1 капитальный ремонт.

- структура межремонтного цикла *ленточной сушилки* представлена на рисунке 13.2.

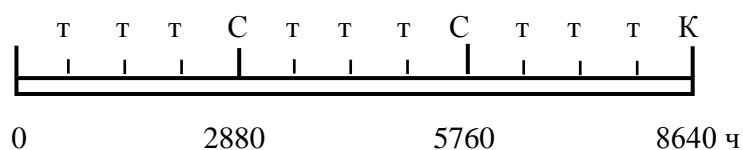


Рисунок 13.2 – Структура межремонтного цикла ленточной сушилки

К – капитальный ремонт; С – средний ремонт; Т – текущий ремонт

Межремонтный цикл равен 8640 часов и включает 9 текущих, 2 средних и 1 капитальный ремонт.

Нормативы длительности работы оборудования между текущими, средними и капитальными ремонтами, а также время простоя оборудования в ремонте

разрабатываются на основе научного обобщения опыта эксплуатации каждого типа оборудования и утверждаются министерством.

Нормативы не ремонт некоторого оборудования приведены в таблице 13.1. Пользуясь этими нормативами, на каждом предприятии составляется календарный график плано-предупредительных ремонтов на текущий год.

Таблица 13.1 – Нормативы плано-предупредительного ремонта оборудования

Наименование оборудования и краткая техническая характеристика	Вид ремонта								
	Время работы между ремонтами, ч			Время простоя при ремонте, ч			Затраты на ремонт, чел.·ч		
	К	С	Т	К	С	Т	К	С	Т
Кожухотрубчатый теплообменник с $F = 30 \text{ м}^2$	34560	8640	-	264	72	-	450	168	-
Выпарной аппарат для упарки щелоков с $F = 300...400 \text{ м}^2$	43200	-	720	240	-	24	195	-	42
Ректификационная колонна, тарельчатая диаметром 1200 мм, высотой 35760 мм	25920	8640	-	600	192	-	959	240	-
Сушилка распылительная, форсуночная, производительностью 3000 кг/ч	17280	4320	720	240	96	12	250	120	16
Сушильный аппарат с кипящим слоем, производительностью 5000 кг/ч	17280	4320	720	192	78	12	250	120	20

### 13.4 Планирование трудоемкости ремонтных работ

Среднегодовая трудоемкость ремонтных работ по каждому производству и предприятию определяется суммированием затрат на ремонт оборудования для каждого типа машин и аппаратов.

Для однотипного оборудования среднегодовая трудоемкость ремонта:

$$B_{\text{зр}} = \frac{8640m(a_m b_m + a_c b_c + a_k b_k)_{\text{к.ио}}}{\tau}, \quad (13.1)$$

где  $m$  - количество единиц однотипного оборудования;  
 $a_m, a_c, a_k$  - количество текущих, средних и капитальных ремонтов в межре-

монтажном цикле; обычно  $a_k = 1$ ;  $b_m$ ,  $b_c$ ,  $b_k$  - трудоемкость текущего, среднего и капитального ремонтов, чел·ч;  $\kappa_{uo}$  - коэффициент использования оборудования в производстве;  $\tau$  - межремонтный цикл, ч.

Коэффициент использования оборудования в производстве определяется по календарному времени:

$$\kappa_{uo} = \frac{T_\phi}{T_k}, \quad (13.2)$$

где  $T_\phi$  - фактическое время работы оборудования, ч;  $T_k$  - календарный фонд времени работы оборудования в течение года.; при непрерывной работе  $T_k = 8640$  ч.

Трудоемкость ремонтных работ всего оборудования в производстве представляет собой сумму трудоемкостей отдельных групп или типов оборудования, поименованного в календарном плане:

$$B = \sum_{i=1}^n B_{zpi}, \quad (13.3)$$

где  $n$  - число групп или типов оборудования.

Количество рабочих, необходимых для выполнения ремонтов,

$$N = \frac{B(1-\alpha)\kappa_2}{\Phi}, \quad (13.4)$$

где  $\alpha$  - плановый показатель повышения норм выработки;  $\kappa_2$  - коэффициент организационной формы ремонта: для индивидуального ремонта  $\kappa_2 = 1$ , для бригадного ремонта  $\kappa_2 = 0,85$ , для централизованного ремонта  $\kappa_2 = 0,75$ .  $\Phi$  - номинальный фонд времени работы одного рабочего в год или час.

Списочное число рабочих-ремонтников определяется по квалификациям с учетом сменности работы и норм загрузки.

## **Тема 14. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ В ЭНЕРГОСИСТЕМЕ ПРЕДПРИЯТИЯ**

Тепломассообменные установки промышленных предприятий являются активными потребителями водяного пара различных параметров, как основного теплоносителя. Объектами, снабжающими предприятия паром, могут быть котельная или ТЭЦ. В обоих случаях рациональное использование данного теплоносителя отражается на показателях как самой тепломассообменной установки, так и объекта энергоснабжения, а значит на себестоимости вырабатываемой продукции.

### ***14.1 Рациональное использование пара и конденсата в тепломассообменных установках***

Нагревание той или иной среды паром возможно двумя способами:

- непосредственным контактом пара и нагреваемой среды;
- пропускание пара через поверхностные нагреватели.

В первом случае пар полностью конденсируется, а его конденсат смешивается с нагреваемым веществом. В поверхностных нагревателях пар, соприкасаясь с более холодной стенкой, конденсируется, при этом между паром и конденсатом происходит интенсивный теплообмен, и поэтому температура конденсата при его регулярном и полном удалении из теплообменника близка к температуре насыщенного пара.

Если конденсат накапливается в теплообменнике, то он отдаёт часть своей теплоты нагреваемому теплоносителю, и температура конденсата становится ниже. В некоторых случаях это практикуется (например, в воздушных калориферах). Но заполнение конденсатом части нагревательных элементов (трубок) уменьшает активную поверхность теплообмена пара и снижает теплопроизводительность установки. В большинстве случаев выгодно не допускать переохлаждение конденсата и отводить его из теплообменника при температуре на-



сыщения. Способы отвода конденсата из межтрубного пространства теплообменников представлены на рисунке 2.9.

Для экономичной работы теплоиспользующей установки необходимо, чтобы пар в ней полностью конденсировался. Недопустима работа установки с неполной конденсацией, когда из аппарата отводится смесь конденсата с паром, т.к. в этом случае расход пара завышается.

Отвод из теплообменных установок конденсата без пропуска вместе с ним пара (пролетного пара) достигается при помощи конденсатоотводчиков. Нарушение нормальной работы конденсатоотводчиков может привести к большим потерям теплоты с пролетным паром или к чрезмерному скоплению конденсата в аппарате, в результате чего могут произойти гидравлические удары. Последние вызываются тем, что пар, движущийся с большой скоростью, встречает на своем пути накопившийся конденсат и приводит его в движение, следствием чего являются удары конденсата о стенки аппарата, что может причинить серьезные повреждения последним. Т.е. конденсатоотводчики применяются для автоматического бесшумного удаления конденсата с одновременным запирающим паром.

Значение конденсатоотводчиков велико: потери пара только из-за неудачной конструкции конденсатоотводчика и неправильно отрегулированной эксплуатации могут достигать 25% количества потребляемого пара.

Классификация и принцип действия наиболее распространенных конденсатоотводчиков представлены в [7, тема 5].

Большое значение имеет сбор и использование конденсата. Сбор конденсата осуществляется в баки. Закрытые баки для сбора конденсата предпочтительнее открытых, т.к. уменьшается опасность насыщения конденсата воздухом, следовательно, опасность коррозии конденсатопровода. Наиболее распространенным способом использования конденсата является возврат его на источник пароснабжения для питания паровых котлов.

Если конденсат загрязнен веществами, содержание которых недопустимо в питательной воде паровых котлов, а очистка от них представляет большие трудности, то его целесообразно использовать на технологические нужды промышленного предприятия.

Эффективность возврата конденсата определяется:

- количеством и температурой возвращаемого конденсата;
- расстоянием от потребителей до источника пароснабжения;
- температурой возвращаемого конденсата;
- стоимостью очистки конденсата;
- стоимостью питательной воды, включая химводообработку и деаэрацию;
- стоимостью электроэнергии (на перекачку конденсата).

Для определения целесообразности возврата конденсата подсчитываются капитальные затраты на эту систему и годовая экономия от возврата конденсата с учетом эксплуатационных расходов. После этого определяется срок окупаемости вкладываемых средств.

Теплообменные аппараты промышленных предприятий в зависимости от характера технологического процесса потребляют пар различного давления (0,3...1,5 МПа). При конденсации пара в межтрубном пространстве конденсатора из-за высокой интенсивности теплоотдачи, разница между температурой конденсации пара и его конденсатом мала. Поэтому конденсат, отводимый из аппаратов, имеет температуру насыщения 130...190°C.

Конденсатоотводчик, стоящий на линии вывода конденсата из теплообменника, предназначен для поддержания давления пара в межтрубном пространстве. Но при этом он не снижает температуры конденсата, т.е. конденсат после конденсатоотводчика имеет давление несколько выше атмосферного (0,12...0,15 МПа), а температуру практически равную температуре конденсации пара. Попадая в конденсатный бак в таком состоянии, конденсат вскипает. Образуется пар вторичного вскипания, заполняющий бак, давление в котором в результате повышается, что может навредить конденсатному баку.

Для решения описанной проблемы можно предложить следующие схемы использования теплоты промышленного конденсата (рисунок 14.1).

Теплота от конденсата отбирается или в водяном теплообменнике, установленном на конденсатопроводе (рисунок 14.1, а), или в конденсаторе пара вторичного вскипания (рисунок 14.1, б и в).

Если в цехе необходим пар двух давлений  $p_1$  и  $p_2$ , возможна установка на конденсатопроводе расширителя-сепаратора (рисунок 14.1. г). Горячий конденсат в расширителе вскипает, частично превратившись в пар, который можно

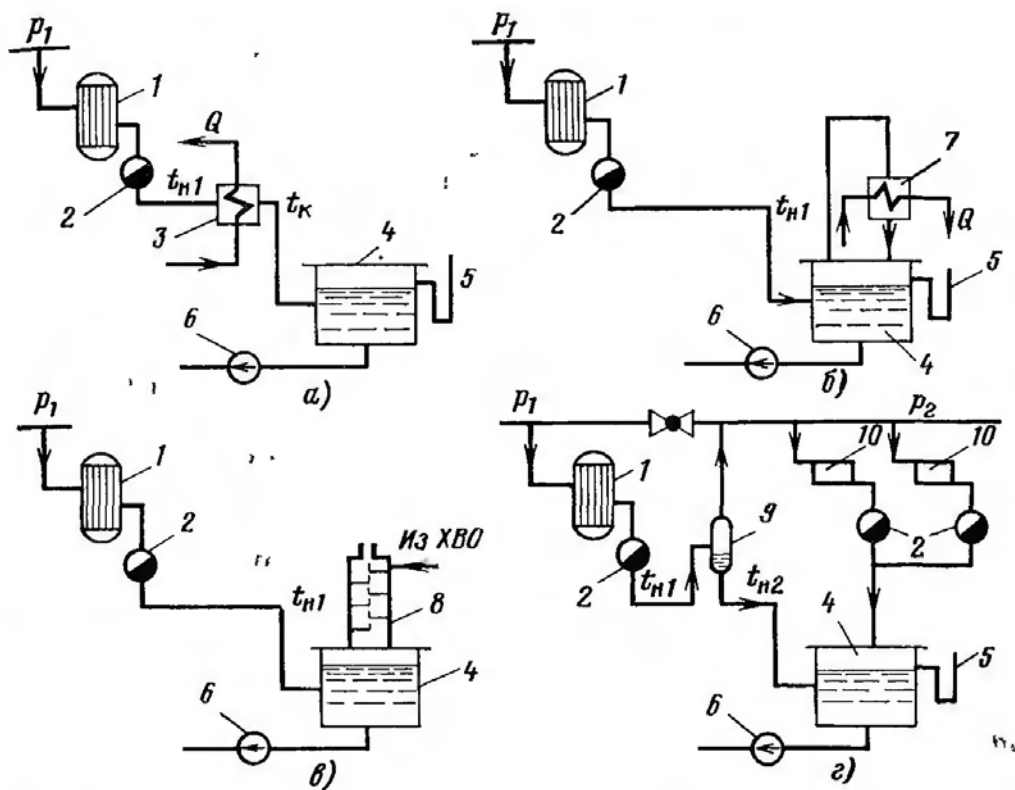


Рисунок 14.1 – Схемы использования теплоты производственного конденсата

а – с поверхностным охладителем конденсата; б – с конденсатором пара вторичного вскипания; в – со смесительным конденсатором пара вторичного вскипания; г – с расширителем-сепаратором; 1 – конденсатор; 2 - конденсатоотводчик; 3 – охладитель конденсата; 4 – конденсатосборный бак; 5 - предохранительный гидрозатвор; 6 – насос; 7 – поверхностный конденсатор; 8 - смесительный конденсатор; 9 – расширитель-сепаратор; 10 – отопительный прибор

направить к потребителю более низкого давления  $p_2$ . Оставшийся в расширителе конденсат, охлажденный до температуры  $t_{н2}$ , поступает в сборный бак.

#### ***14.2 Причины возникновения дебалансов производственного пара и способы решения этой проблемы на промышленном предприятии***

Расходы производственного пара потребителям сильно изменяются как по сезонам года, так и в пределах месяцев, суток и даже часов. Для обеспечения надежного, бесперебойного пароснабжения потребителей совершенно недостаточно свести баланс завода по средним значениям расходов и доходов за месяц и тем более за год, а нужно обязательно учитывать реальные графики расходов пара в течение месяца, суток, часа. Баланс пара должен сходиться в любой, хотя бы и короткий отрезок времени. Для этого необходимо иметь резервные, мобильные, пиковые парогенерирующие мощности или применять другие средства компенсации дебалансов. Необходимо также предусматривать возможность использования периодических избытков пара, во избежание вынужденного их сброса.

##### ***14.2.1 Целесообразность использования ТЭЦ в качестве звена, замыкающего баланс производственного пара по заводу***

На первый взгляд представляется наиболее простым и целесообразным компенсировать дебалансы производственного пара отборным паром турбин ТЭЦ. Однако это оказывается не всегда экономически оправданным, так как работа турбины с отбором пара дает экономию топлива (а тем более приведенных затрат) только при достаточной загрузке ее отборов в течение года. В противном случае теплофикационная турбина работают с перерасходом топлива и особенно приведенных затрат по сравнению с работой при отдельном варианте (КЭС + котельная).

Определим минимальное значение годового отпуска пара из отбора турбины ТЭЦ, при котором ещё достигается экономия топлива, используя формулу Л.А. Мелентьева (14.1). При этом выработка электроэнергии и отпуск теплоты

потребителю по отдельному (КЭС + котельная) и комбинированному (ТЭЦ) вариантам энергоснабжения потребителя приняты одинаковыми, т.е.

$$\mathcal{E}_{ТЭЦ} = \mathcal{E}_{КЭС} \text{ и } Q_{ТЭЦ} = Q_{кот}.$$

$$\Delta B = B_{разд} - B_{комб} \text{ или } \Delta B = (B_{КЭС} + B_{кот}) - B_{ТЭЦ}$$

$$\Delta B = \mathcal{E}_{ТЭЦ}^m \left( b_{КЭС} - b_{ТЭЦ}^{\mathcal{E}.m} \right) - \mathcal{E}_{ТЭЦ}^k \left( b_{ТЭЦ}^{\mathcal{E}.k} - b_{КЭС} \right) + Q \left( b_{кот} - b_{ТЭЦ}^m \right), \quad (14.1)$$

где  $\mathcal{E}_{ТЭЦ}^m$  и  $\mathcal{E}_{ТЭЦ}^k$  - количество электроэнергии, вырабатываемой на ТЭЦ комбинированным способом (на тепловом потреблении) и в конденсационном режиме, соответственно;  $Q$  - количество теплоты, отпускаемой потребителям от ТЭЦ или котельной;  $b_{ТЭЦ}^{\mathcal{E}.m}$ ,  $b_{ТЭЦ}^{\mathcal{E}.k}$  и  $b_{КЭС}$  - удельный расход условного топлива на выработку 1 кВт·ч электрической энергии по различному принципу:  $b_{ТЭЦ}^{\mathcal{E}.m}$  - на ТЭЦ на тепловом потреблении;  $b_{ТЭЦ}^{\mathcal{E}.k}$  - на ТЭЦ в конденсационном режиме;  $b_{КЭС}$  - на КЭС;  $b_{ТЭЦ}^m$  и  $b_{кот}$  - удельный расход топлива на единицу отпущенной потребителю теплоты с паром из отборов турбин ТЭЦ и от котельной.

При современном уровне развития техники вышеуказанные удельные расходы топлива меняются в нешироких пределах и их можно принять следующими:

$$\text{ми: } b_{КЭС} = 0,32 \dots 0,34 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}; \quad b_{ТЭЦ}^{\mathcal{E}.k} = 0,36 \dots 0,38 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}; \quad b_{ТЭЦ}^{\mathcal{E}.m} = 0,14 \dots 0,16 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

В уравнении (14.1) первое слагаемое представляет собой экономию топлива, которую дает комбинированная выработка теплоты и электроэнергии по сравнению с отдельным вариантом. Второе слагаемое - перерасход топлива на ТЭЦ по сравнению с отдельным вариантом из-за того, что удельный расход топлива на 1кВт·ч электроэнергии, вырабатываемой конденсационным способом на ТЭЦ, больше, чем на КЭС. Причина: КПД турбин ТЭЦ ниже КПД турбин КЭС. Третье слагаемое может быть как положительным, так и отрицательным, но если пароснабжение предприятия осуществляется от современной ко-

тельной, где КПД паровых котлов соизмерим с КПД парогенераторов ТЭЦ, то при анализе это слагаемое можно не учитывать.

Тогда для получения экономии топлива должно соблюдаться следующее неравенство:

$$\mathcal{E}_{ТЭЦ}^m \left( b_{КЭС} - b_{ТЭЦ}^{\mathcal{E}.m} \right) > \mathcal{E}_{ТЭЦ}^k \left( b_{ТЭЦ}^{\mathcal{E}.k} - b_{КЭС} \right) \quad (14.2)$$

Откуда минимальное (критическое) соотношение выработки электроэнергии на ТЭЦ на тепловом потреблении и конденсационным способами:

$$\frac{\mathcal{E}_{ТЭЦ}^m}{\mathcal{E}_{ТЭЦ}^k} = \frac{b_{ТЭЦ}^{\mathcal{E}.k} - b_{КЭС}}{b_{КЭС} - b_{ТЭЦ}^{\mathcal{E}.m}} \quad (14.3)$$

Подставив в уравнение (14.3) принятые из приведенных выше диапазонов значения удельных расходов топлива, получим значение критического соотношения равным

$$\frac{\mathcal{E}_{ТЭЦ}^m}{\mathcal{E}_{ТЭЦ}^k} \approx 0,4 \quad (14.4)$$

Так как капитальные затраты на ТЭЦ значительно больше, чем при раздельном варианте, то при нулевой экономии топлива будет иметь место увеличение приведенных затрат. Для равной экономичности по приведенным затратам вариантов с добавочной турбиной для компенсации дебалансов пара на производстве необходимо, как показали расчеты, иметь соотношение

$$\frac{\mathcal{E}_{ТЭЦ}^m}{\mathcal{E}_{ТЭЦ}^k} > 0,5 \quad (14.5)$$

Таким образом, покрытие периодических, особенно кратковременных, дебалансов производственного пара по заводу путем установки большего (против соответствующего оптимальному коэффициенту теплофикации) числа или более мощных турбин с производственным отбором на ТЭЦ, как правило, эконо-

мически менее выгодно, чем установка пиковых паровых котлов или других пиковых источников пара.

**Вывод** Хотя для эксплуатационников использование более мощной ТЭЦ в качестве замыкающего звена является наиболее удобным решением, необходимо рассмотреть и другие способы сведения балансов производственного пара по заводу в любой отрезок времени.

#### 14.2.2 Пути сведения балансов производственного пара (аккумулирование пара, пиковые парогенерирующие мощности)

Одним из возможных путей сведения балансов производственного пара является его **аккумулирование** в периоды избыточного поступления с отдачей пара во время, когда его не хватает. Для выравнивания графика поступления пара к потребителям и устранения перебоев в их снабжении в схеме целесообразно устанавливать паровые аккумуляторы переменного давления (рисунок 14.1). Аккумулятор присоединяется к паропроводу. Если давление в паропроводе возрастает, пар по ответвлению **б** проходит через обратный клапан в подводный коллектор и далее через сопла в водное пространство аккумулятора.

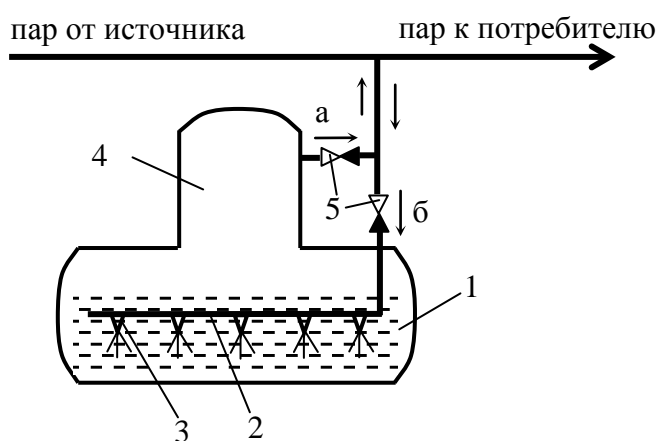


Рисунок 14.1 – Схема включения парового аккумулятора переменного давления

1 – бак-аккумулятор; 2 – коллектор; 3 – сопло; 4 – сухопарник; 5 – обратный клапан

проводе возрастает, пар по ответвлению **б** проходит через обратный клапан в подводный коллектор и далее через сопла в водное пространство аккумулятора. Поступления пара по ответвлению **а** в сухопарник аккумулятора не произойдет, так как этому воспрепятствует обратный клапан.

Пар, поступивший в водное пространство аккумулятора, конденсируется, и, так как его давле-

ние несколько выше, чем в аккумуляторе, он нагревает воду. Последняя испаряется с поверхности водяного объема, в результате чего давление пара в паровом пространстве повышается. Так протекает зарядка аккумулятора.

Когда расход пара потребителями повышается и превышает его поступление от источника, давление в линии становится ниже давления в аккумуляторе; пар из последнего начинает поступать по ответвлению **a** через обратный клапан в паровую магистраль. Давление в аккумуляторе понижается, и перегретая вода испаряется – происходит разрядка аккумулятора. Пар, поступивший из аккумулятора в магистраль, компенсирует разницу между расходом и приходом пара. Паровые аккумуляторы выполняются в виде горизонтальных цилиндрических сосудов, заполненных на 90...95 % объема водой. Тепловые потери изолированных аккумуляторов даже при установке их на открытом месте незначительны и не превышают 115...175 Вт/м<sup>2</sup>.

Аккумуляторы пара могут применяться, если в данном производстве дефицита пара невелики (несколько десятков тонн в час) и длятся недолго (доли часа). Размеры аккумулятора зависят от заданных значений начального и конечного давления и общей требуемой аккумулялирующей способности. Последняя должна быть определена по графику нагрузки аккумулятора. Использование аккумулятора тем эффективнее, чем чаще и равномернее чередуются пики и провалы в графике нагрузки аккумулятора и чем короче периоды его зарядки и разрядки.

Необходимая емкость парового аккумулятора находится из уравнения теплового баланса

$$I_1 = I_2 + I_n, \quad (14.6)$$

где  $I_1$  – полная энтальпия воды, содержащейся в аккумуляторе до разрядки, кДж;

$I_2$  – то же после разрядки, кДж;

$I_n$  – полная энтальпия пара, полученного при разрядке, кДж.

Обозначим:



$G_1$  – масса воды в аккумуляторе до разрядки, кг;

$G_2$  – то же после разрядки, кг;

$D = G_1 - G_2$  - масса полученного в аккумуляторе пара, кг;

$t_{н1}$  и  $t_{н2}$  – температура воды в аккумуляторе до и после разрядки, °С;

$c_p$  - массовая теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

$i_2$  – энтальпия пара в конце разрядки аккумулятора, кДж/кг.

Баланс (14.6) можно представить:

$$G_1 c_p t_{н1} = (G_1 - D) c_p t_{н2} + D i_2, \quad (14.7)$$

откуда

$$G_1 = D \frac{i_2 - c_p t_{н2}}{c_p (t_{н1} - t_{н2})} \quad (14.8)$$

Полный объем аккумулятора, м<sup>3</sup>,

$$V_{ак} = \frac{G_1}{\alpha \rho_1} = \frac{D (i_2 - c_p t_{н2})}{\alpha \rho_1 c_p (t_{н1} - t_{н2})}, \quad (14.9)$$

где  $\rho_1$  – плотность воды в начале разрядки, кг/м<sup>3</sup>;  $\alpha$  – коэффициент, учитывающий долю заполнения аккумулятора водой ( $\alpha = 0,9 \dots 0,95$ ).

Удельный объем аккумулятора (м<sup>3</sup>/кг), отнесенный к 1 кг аккумулируемого пара,

$$v_{ак} = \frac{V_{ак}}{D} = \frac{i_2 - c_p t_{н2}}{\alpha \rho_1 c_p (t_{н1} - t_{н2})} \quad (14.10)$$

зависит от перепада давлений  $\frac{P_1}{P_2}$  и с его повышением  $v_{ак}$  уменьшается.

### **14.2.3 Выравнивание паропроизводительности утилизационной установки методом подтопки**

Дебалансы производственного пара могут возникнуть из-за неравномерности выдачи пара утилизационной установкой. Выравнивание паропроизводи-

тельности теплоутилизационной установки можно осуществить путем подтопки, т.е. сжиганием в утилизационной установке топлива. Обычно котлы-утилизаторы (КУ) обогреваются отходящими от технологического агрегата дымовыми газами. Когда расход или температура отходящих газов по разным причинам уменьшаются, паропроизводительность КУ снижается. Повысить ее до нужного значения можно путем сжигания топлива в подтопочном устройстве и подмешивания горячих газов, выходящих из подтопочного устройства к отходящим газам из печи (рисунок 14.2). Подтопкой можно обеспечить номинальную паропроизводительность КУ и при остановленной печи и даже повысить ее. В обоих случаях дополнительный пар получается за счет сжигания топлива, как в обычных производственных или пиковых котельных.

Наиболее распространены КУ змеевикового типа с многократной принудительной циркуляцией (МПЦ). Змеевиковые КУ с МПЦ рассчитаны на температуру греющих газов не выше  $850\text{ }^{\circ}\text{C}$ , т.к. пакеты труб крепятся к своду котла неохлаждаемыми подвесками, которые могут перегореть. Обеспечить температуру перед КУ не выше  $850\text{ }^{\circ}\text{C}$  при значительных размерах подтопки, особенно

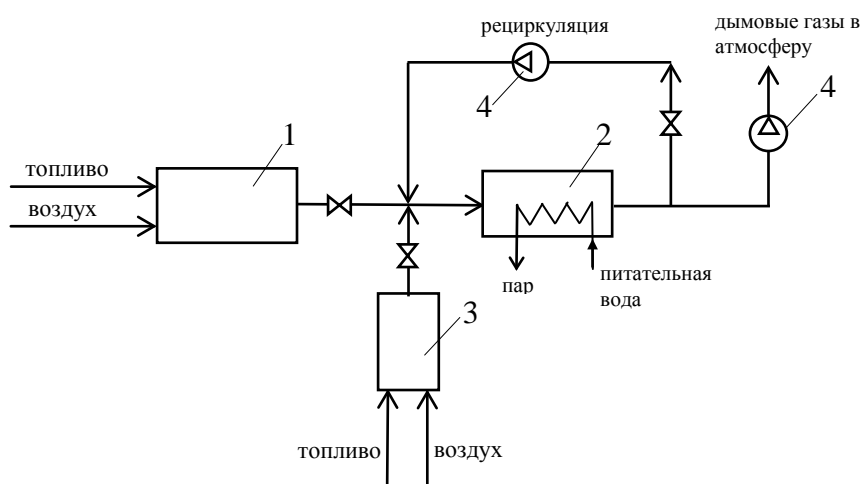


Рисунок 14.2 – Схема утилизационной установки с подтопкой

1 – технологический агрегат; 2 – котел-утилизатор; 3 – вынесенная топка; 4 – дымосос

при остановленной печи можно сжиганием топлива в подтопочном устройстве со значительно увеличенным избытком воздуха (больше 2), но это приводит к снижению КПД утилизационной установки из-за увеличения объема уходящих газов (потерь). Так при остановленной печи и номинальной паропроизводительности КУ за счет подтопки КПД КУ может быть равным 0,65...0,7. Существенно повысить КПД до 0,8...0,87 можно применением рециркуляции газов. Расход газов, сбрасываемых после КУ в атмосферу, в этом случае будет равен расходу их из подтопочного устройства, в котором топливо сжигается с минимальным избытком воздуха. Потеря теплоты будет такая же, как у обычных котлов.

***Используя котлы-утилизаторы с подтопкой в качестве обычных парогенераторов как пиковых можно решить проблему дебаланса пара на промышленном предприятии.***

Рациональный выбор параметров пара от утилизационных установок с комплексным учетом общезаводских интересов является весьма сложной задачей. В котлах, работающих на топливе, температура продуктов сгорания в топке составляет обычно около 2000 °С. Температура отходящих газов перед КУ

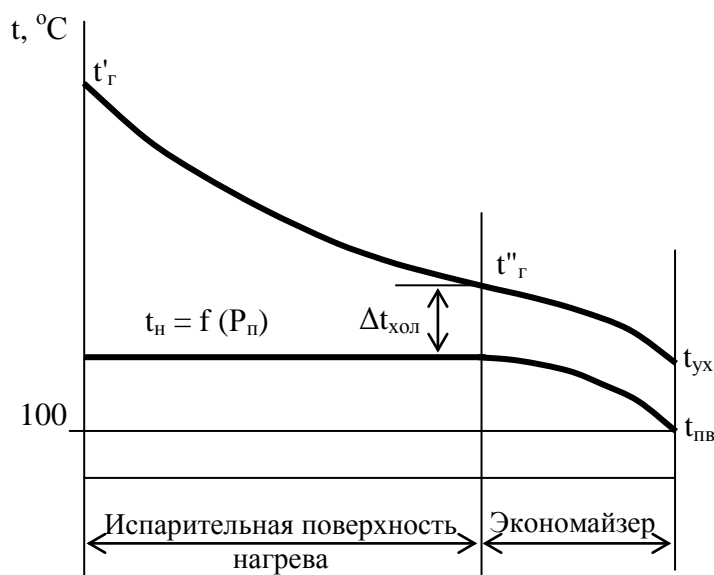


Рисунок 14.3 – Температурный график котла-утилизатора

(рисунок 14.3) в большинстве случаев не превышает 400...700 °С. Вследствие этого отношение  $G_{y.z.}/D_n$ , где  $G_{y.z.}$  – расход греющих газов в КУ;  $D_n$  – расход вырабатываемого пара, во много раз больше, чем в котлах на топливе. А это, в свою очередь, приводит к тому, что в экономайзере КУ температура уходящих газов может быть снижена, как правило, только незначи-

тельно. В связи со сравнительно низкой температурой газов на входе в КУ большое влияние на его паропроизводительность имеет давление вывешиваемого пара, которым определяется температура испарения воды, а, тельно, и возможное охлаждение греющих газов в испарительной части, в торой отдается основное количество теплоты. Экономически оправданная нимальная разность температур между газами и испаряемой водой на холодном конце испарительной части КУ  $\Delta t_{\text{хол}} \sim 40 \text{ }^\circ\text{C}$  (рисунок 14.3).

Теплота, отдаваемая потребителям 1 кг пара, сравнительно мало зависит от его давления, так как определяется в основном теплотой конденсации, поэтому, чем ниже давление пара в КУ, тем больше теплоты получит потребитель при том же расходе греющих газов и одинаковой их начальной температуре.

При заданном расходе греющих газов  $G_{KY}$  и их температуре на входе в КУ выработка пара составит:

$$D_{KY} = \frac{c_p G_{KY} (t'_2 - t''_2)}{i'' - i'} = \frac{c_p G_{KY} (t'_2 - t''_2)}{r}, \quad (14.11)$$

где  $c_p$  – средняя массовая изобарная теплоемкость газов в КУ можно принять  $c_p = 1,05 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;  $t'_2$  и  $t''_2$  – температура газов на входе и на выходе из испарительной части КУ;  $t''_2 = t_n + \Delta t_{\text{хол}}$ , здесь  $t_n$  – температура кипения воды в КУ определяется по давлению из таблиц состояния насыщения;  $\Delta t_{\text{хол}}$  – экономически оправданная минимальная разность температур между газами и испаряемой водой на холодном конце испарительной части КУ, можно принять  $\Delta t_{\text{хол}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $i''$ ,  $i'$  и  $r$  – энтальпия сухого насыщенного пара, кипящей воды и теплота парообразования определяются по давлению из таблиц состояния насыщения.

Проведя исследование зависимости паропроизводительности КУ от давления вырабатываемого сухого насыщенного пара на основе формулы (14.11) можно получить кривую, изображенную на рисунке 14.4. Поэтому если пар от КУ имеет круглогодичных производственных потребителей, то нецелесообразно повышать давление пара выше требуемого потребителями, так как это при-

водит, в конечном счете, к значительному уменьшению экономии, как топлива, так и приведенных затрат.

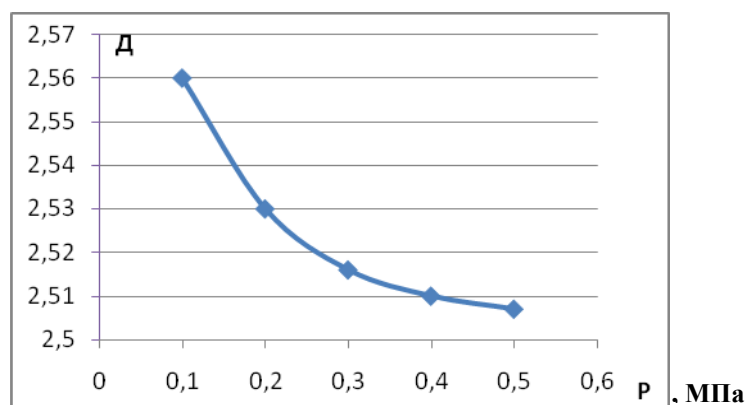


Рисунок 14.4 – Зависимость паропроизводительности котла-утилизатора от давления генерируемого пара

### ***14.3 Использование вторичных тепловых ресурсов на промышленном предприятии***

Технологические процессы сопровождаются в ряде случаев значительными отходами, которые при использовании в других технологиях называются вторичными (или внутренними) ресурсами. Если эти отходы представляют интерес как источник энергии, то их называют вторичными энергетическими ресурсами (ВЭР). Различают следующие ВЭР:

- горючие ВЭР (используется их теплота сгорания);
- ВЭР повышенного давления (используется их внутренняя энергия для совершения работы);
- тепловые ВЭР.

К тепловым ВЭР можно отнести горячие газы ВТУ и ДВС; водяной пар, отработавший в двигателях, и вторичный пар после технологического процесса;

горячая вода от различных охлаждающих устройств; производственный конденсат и др.

Понятие «вторичные энергетические ресурсы» (тепловые отходы) в известной мере имеет относительный характер. Если усовершенствование тепловой схемы промышленного предприятия позволит найти полезное применение части тепловых отходов в пределах данного производства, то эта энергия перестает быть отходом, т.е. ВЭР. Одним из наиболее популярных способов повышения эффективности использования теплоты топлива является регенерация (например, в ГТУ, в ПСУ, в промышленных печах), которая значительно снижает величину тепловых отходов. И только после этого можно рассматривать вопрос о дальнейшем использовании ВЭР. В любом случае при разработке схем использования тепловых отходов необходимо технико-экономическое обоснование предлагаемого решения.

Основной проблемой, возникающей при этом, является несоответствие графиков выдачи ВЭР и их потребления. Для выравнивания графика поступления пара к потребителям и устранения перебоев в их снабжении в схеме целесообразно устанавливать паровые аккумуляторы переменного давления (см. пункт 14.2.2).

#### ***14.3.1 Использование вторичного пара и конденсата выпарной установки***

Примером рационального использования вторичного пара и конденсата промышленной тепломассообменной установки является многокорпусная выпарная установка, схема которой с вариантом более глубокого использования энергии вторичного пара и конденсата рассмотрена в теме 2.

#### ***14.3.2 Компрессия вторичного пара выпарной установки***

Во многих отраслях промышленности от различных парoisпользующих установок отводится значительное количество отработавшего или вторичного

пара низкого давления, параметры которого непригодны для дальнейшего использования его в технологических аппаратах или в отопительно-вентиляционных системах. Однако при помощи механических или тепловых трансформаторов тепла можно повысить давление отработавшего пара для дальнейшего его использования и тем самым обеспечить значительную экономию теплоты и топлива.

Выпаривание является первым производственным процессом, в котором трансформаторы тепла получили применение и распространение. Это объясняется следующими благоприятными обстоятельствами:

а) при выпаривании на 1 кг рабочего пара получается около 1 кг вторичного пара;

б) параметры первичного и вторичного пара при малых температурных депрессиях достаточно близки, поэтому необходимая степень сжатия невелика;

в) вторичный пар после компрессии является греющим паром и используется в этом же аппарате.

Применение *трансформатора тепла с приводом от турбины* в выпарной установке требует меньшего расхода рабочего пара от источника пароснабжения, но более высокого давления (рисунок 14.5, а). Рассмотрение схемы *с турбокомпрессором, имеющим привод от электродвигателя* (рисунок 14.5, б), показывает, что расход пара из котельной необходим только для пуска аппарата, а во время работы турбокомпрессора – отсутствует. Эксплуатационные расходы на выпаривание по этой схеме определяются в основном расходом электроэнергии, который в свою очередь зависит от производительности выпарного аппарата и степени сжатия вторичного пара. Температурный перепад, определяющий разность давлений, представляет собой сумму полезного перепада температур в выпарном аппарате и температурной депрессии. Отсюда следует, что при прочих одинаковых условиях расход энергии на выпаривание меньше для тех жидкостей, у которых меньше температурная депрессия вслед-

ствии малой концентрации раствора или высокомолекулярной массы растворенных веществ.

Применение теплового насоса в двухкорпусной выпарной установке (рисунок 14.5, б) показывает, что по сравнению с однокорпусной количество сжимаемого пара уменьшается вдвое, а располагаемый температурный напор увеличивается примерно в 1,5 раза, чем достигается некоторая экономия электроэнергии. Дальнейшая экономия энергии за счет введения третьего корпуса весьма незначительна, так как экономия в температурном перепаде получается за счет первого корпуса, где депрессия и без того мала.

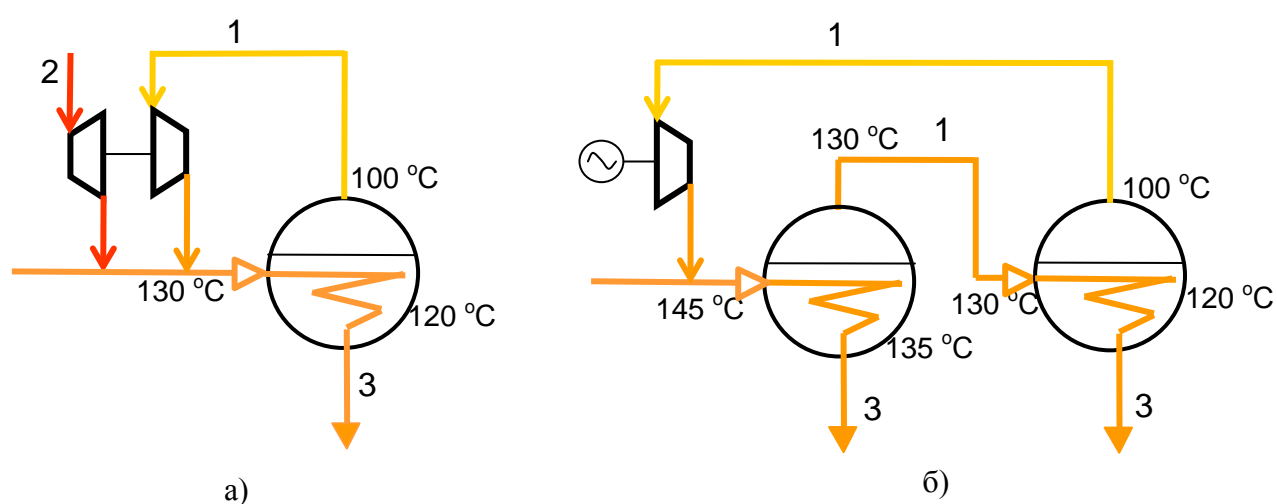


Рисунок 14.5- Схема выпарных установок с турбокомпрессорами

а – однокорпусная выпарная установка;  
 б – двухкорпусная выпарная установка;  
 1 – вторичный пар; 2 – рабочий пар; 3 - конденсат

Турбокомпрессоры для сжатия вторичного пара выпарных установок малоперспективны из-за их сложности и высокой стоимости.

Дешевыми и надежными устройствами являются струйные компрессоры – инжекторы, подключенные к выпарному аппарату по одной из двух схем (рисунок 14.6). По схеме, изображенной на рисунке 14.6, а), весь вторичный пар сжимают до давления, равного давлению его в греющей камере. До этого же давления расширяется рабочий пар в сопле инжектора. Так как количество



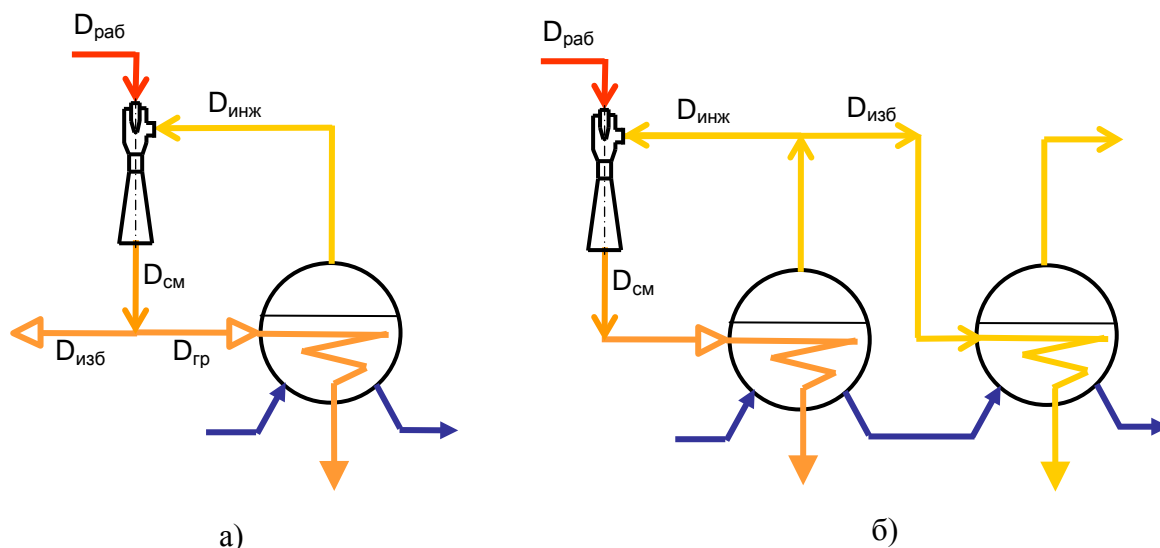


Рисунок 14.6 - Схема выпарных установок с парозжекторным тепловым насосом

смешанного (рабочего и вторичного) пара превышает количество пара, необходимое для поддержания производительности выпарного аппарата, часть сжатого пара  $D_{изб}$  может быть использована другими потребителями тепла. Если для них могут оказаться достаточными параметры вторичного пара из выпарного аппарата, то в этом случае более экономична схема, изображенная на рисунке 14.6, б). По этой схеме только часть вторичного пара сжимается в струйном компрессоре, а избыточный пар подается потребителю (например, во второй корпус установки).

Можно доказать аналитически, что расход рабочего пара при работе установки по схеме рисунок 14.6, а) в  $\frac{u+1}{u}$  раз больше, чем при работе по схеме рисунок 14.6, б), где  $u$  – коэффициент инжекции (см. ниже). Если, однако, учесть, что при работе по схеме рисунок 14.6, б), несжимаемая доля вторичного пара из-за низких его параметров часто не находит потребителя и направляется в конденсатор, то для большинства случаев схема рисунок 14.6, а), окажется более экономичной.

Рабочий пар высокого давления  $p_p$  поступает в струйный аппарат, расширяется в сопле инжектора и засасывает вторичный пар давлением  $p_{вт}$  (рисунок 14.7). Из инжектора выходит смесь паров при некотором среднем давлении

$p_c$ . Таким образом, при сжатии инжектируемого пара одновременно повышается его температура, а, следовательно, и энтальпия. Степень повышения давления в таких аппаратах сравнительно невелика  $\frac{p_c}{p_{вт}} = 1,2...4,0$ .

Процесс в струйном аппарате в  $i,s$ - диаграмме изображен на рисунке 14.8. Рабочий поток с параметрами  $p_p, t_p$  (точка А) расширяется в сопле от давления  $p_p$  до давления  $p_k$  (точка В). Инжектируемый пар с давлением  $p_{вт}$  (точка К) расширяется на выходном участке камеры смешения до давления  $p_k$  (точка М).

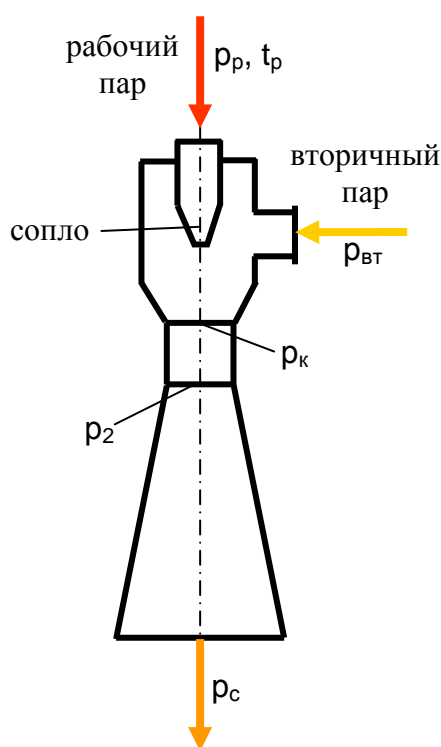


Рисунок 14.7 – Принципиальная схема струйного теплового насоса

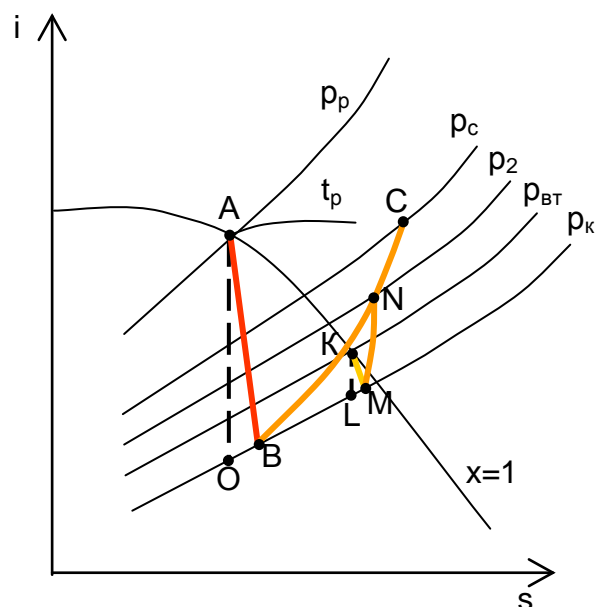


Рисунок 14.8 – Процессы в струйном аппарате

В камере смешения происходит выравнивание скоростей рабочего и инжектируемого пара и частичное повышение давления смешиваемых потоков (точка N). Смешанный поток поступает в диффузор, где происходит преобразование кинетической энергии во внутреннюю – повышаются давление и энтальпия смешанного потока. Конечное состояние пара, выходящего из компрессора, характеризуется параметрами  $p_c$  и  $h_c$  (точка С).

Из уравнения теплового баланса компрессора следует, что

$$G_p i_p + G_{вт} i_{вт} = (G_p + G_{вт}) i_c \quad (14.12)$$

Из этого равенства

$$\frac{G_{вт}}{G_p} = \frac{i_p - i_c}{i_c - i_{вт}}, \quad (14.13)$$

где  $\frac{G_{вт}}{G_p} = u$  - коэффициент инжекции (отношение количества засасываемого вторичного пара  $G_{вт}$  к количеству рабочего пара высокого давления  $G_p$ ).

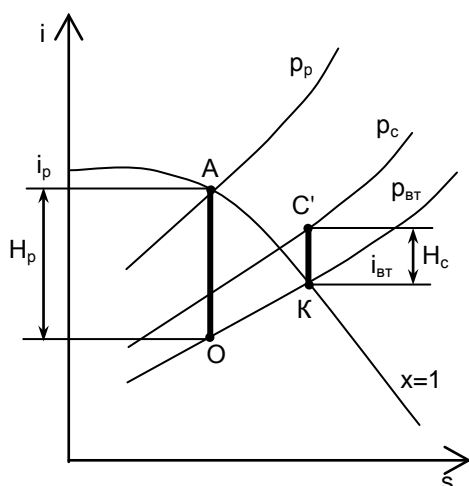


Рисунок 14.9 – Процессы сжатия и расширения в струйном аппарате

Осуществить расчет основных характеристик струйного компрессора можно по следующей методике. По  $i,s$  - диаграмме водяного пара находится адиабатный перепад при расширении рабочего пара от  $p_p$  до  $p_{вт}$  (рисунок 14.9)  $H_p = i_A - i_O$  и адиабатный перепад при сжатии вторичного пара от  $p_{вт}$  до  $p_{cp} = p_c$   $H_c = i_{C'} - i_K$ .

Коэффициент инжекции

$$u = \sqrt{\eta_a \frac{H_p}{H_c} - 1}, \quad (14.14)$$

где  $H_p$  - адиабатический перепад при расширении рабочего пара от давления  $p_p$  до давления  $p_{вт}$ ;  $H_c$  - адиабатический перепад при сжатии вторичного пара;  $\eta_a$  - внешний КПД инжектора, равный  $\eta_a = \eta_1 \eta_2 \eta_3$ , здесь  $\eta_1$ ,  $\eta_2$  и  $\eta_3$  - КПД сопла, камеры смешения и диффузора; при расчетах принимаются  $\eta_1 = 0,9$ ;  $\eta_2 = 0,8$ ;  $\eta_3 = 0,7 \dots 0,8$ .

Энтальпия смеси паров после инжектора составляет

$$i_c = \frac{i_p + u i_{em}}{1 + u}, \quad (14.15)$$

где  $i_p = i_A = var$ ;  $i_{em} = i_k$  (определяется по  $p_{em}$ ).

Расход греющего пара

$$D_{gp} = \frac{D_{em}}{\eta}, \quad (14.16)$$

где  $\eta$  – коэффициент, учитывающий тепловые потери в окружающую среду и неравенство теплоты парообразования греющего и вторичного пара ( $\eta = 0,85 \dots 0,88$ ).

Расход рабочего пара

$$D_p = \frac{D_{gp}}{u + 1} \quad (14.17)$$

Расход засасываемого инжектором вторичного пара

$$D_{инж} = D_{gp} - D_p \quad (14.18)$$

Остальное количество вторичного пара, равное  $D_{em} - D_{инж}$ , не подвергается термокомпрессии и может быть использовано в следующем корпусе многокорпусной выпарной установки (рисунок 14.6, б).

КПД струйного компрессора определяется как отношение полезной работы повышения энтальпии инжектируемого потока к работе, затраченной инжектирующим (рабочим) потоком

$$\eta_K = \frac{u H_c}{H_p - H_c} \quad (14.19)$$

Характеристики струйного компрессора зависят от давления рабочего пара: с увеличением давления коэффициент инжекции и КПД компрессора увеличиваются. Тем не менее, КПД компрессора не превосходит 20 %.

### 14.3.3 Использование теплоты нагретой воды охлаждающих устройств производственных агрегатов

На промышленных предприятиях часто для поддержания режима работы технологических агрегатов используется охлаждающая вода. Это технологическая вода, которая циркулирует между охлаждаемым объектом и градирней, брызгальным бассейном или водоемом. Температура воды в охлаждаемых элементах повышается, но не выше  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , так как при более высоких температурах химически необработанная вода дает накипь. Существуют системы испарительного охлаждения, требующие химическую обработку и деаэрацию воды. В противном случае вода имеет невысокую температуру.

Примеры использования энергии охлаждающей воды изображены на рисунке 14.10. Часть воды, направляющаяся в градирню 2, отпускается потребителю 4, который не возвращает воду в систему, используя ее в своей технологии. Другая часть, пройдя через подогреватели 5 и отдав теплоту в отопитель-

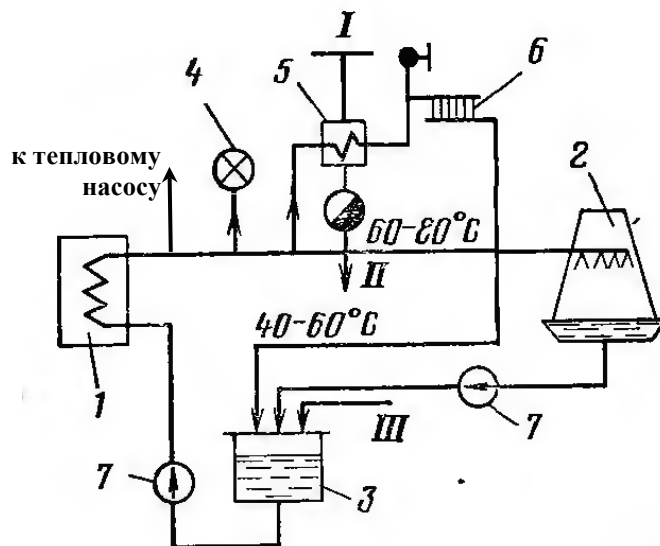


Рисунок 14.10 – Схема использования теплоты нагретой воды охлаждающих устройств производственных агрегатов

1 – производственный агрегат; 2 – охладитель воды (градирня); 3 – сборный бак; 4 – внешние потребители нагретой воды; 5 – пароводяной подогреватель; 6 – отопительный прибор; 7 – насос; I – пар; II – конденсат; III – добавочная вода

ных приборах 6, возвращается в систему охлаждения. Достаточно перспективным является использование энергии низкопотенциальной охлаждающей воды, повысив потенциал энергии в тепловом насосе (схема насоса на рисунке не представлена).

#### ***14.3.4 Энергетическая эффективность использования низкотемпературных вторичных тепловых ресурсов***

Энергетическую эффективность использования вторичных энергоресурсов принято оценивать экономией теплоты в топливе, получающейся в той энергетической установке (котельная, ТЭЦ), которую замещает данная утилизационная установка.

При отдельной схеме энергоснабжения (КЭС + промышленная котельная) работа утилизационной установки не влияет на способ выработки электрической энергии. Поэтому экономия теплоты в топливе  $\Delta Q_m$ , полученная в промышленной котельной при работе теплоутилизационной установки, равна:

$$\Delta Q_m = \frac{Q_{ум}}{\eta_{кот}}, \quad (14.20)$$

где  $Q_{ум}$  - количество полезной утилизационной теплоты;  $\eta_{кот}$  - КПД замещаемой котельной.

Если энергоснабжение промышленного предприятия осуществляется по комбинированной схеме от ТЭЦ, то работа теплоутилизационной установки снижает величину отпуска теплоты от теплофикационных турбин. Это в свою очередь сокращает количество электроэнергии, вырабатываемой по теплофикационному циклу. Недовыработка электроэнергии на заводской ТЭЦ должна быть восполнена электроэнергией, вырабатываемой по конденсационному циклу с высокими удельными расходами теплоты, что вызывает перерасход топлива. Таким образом, энергетическая эффективность использования вторичных тепловых ресурсов на теплоснабжение снижается.

Следовательно, действительная экономия теплоты (в топливе)  $\Delta Q_m$ , получаемая от реализации теплоты вторичных ресурсов, равна разности между количеством полезно утилизируемого тепла и количеством дополнительной теплоты, затрачиваемой на восполнение невыработанной электроэнергии по теплофикационному циклу:

$$\Delta Q_m = \frac{Q_{ум} - \Delta \mathcal{E} (q_k - q_m)}{\eta_{кот}}, \quad (14.21)$$

где  $\Delta \mathcal{E}$  - электроэнергия, невыработанная на ТЭЦ по теплофикационному циклу из-за включения в тепловую схему предприятия утилизационной установки, МВт·ч;  $q_k$  и  $q_m$  - удельные расходы теплоты на производство электроэнергии по конденсационному и теплофикационному циклам, ГДж/(МВт·ч);  $\eta_{кот}$  - КПД замещаемых котлов (на ТЭЦ).

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Бакластов, А.М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплообменных установок: учеб. пособие для вузов / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, П.Г. Удыма; под ред. А.М. Бакластова. – М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с.
2. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию / Г.С. Борисов [и др.]; под общ. ред. Ю.И. Дытнерского. - М.: Химия, 1991. – 496 с.
3. Лебедев, П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки / П.Д. Лебедев. - М.: Энергия, 1972. – 318 с.
4. Лебедев, П.Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий: учебное пособие для энергетических вузов и факультетов / П.Д. Лебедев, А.А. Щукин. - М.: Энергия, 1970. – 408 с.
5. Промышленные теплообменные процессы и установки / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, П.Г. Удыма; под ред. А.М. Бакластова. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 336 с.
6. Холодильные машины: учебник для вузов / Н.Н. Кошкин [и др.]; под общ. ред. И.А. Сакуна. - Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.
7. Промышленные теплообменные процессы и установки: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-43 01 05 "Промышленная теплоэнергетика и теплотехника" / Белорусский национальный технический университет, Кафедра "Промышленная теплоэнергетика и теплотехника"; сост. Э. М. Космачева. - Электрон. дан. - Минск: БНТУ, 2014. – 225 с.
8. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи): учебное пособие для вузов / П.Г. Романков [и др.]; под общ. ред. П.Г. Романкова. - СПб.: Химия, 1993. – 576 с.
9. Сажин Б.С. Основы техники сушки. М.: Химия, 1984. - 320с.



10. Мартынов А.В. Установки для трансформации тепла и охлаждения. М.: Энергоатомиздат, 1989. – 200с.
11. Ривкин, С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справочник / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. - М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.
12. Дытнерский, Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов / Ю.И. Дытнерский. – 2-е изд. – М.: Химия, 1995. – 400 с.
13. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник / В.М. Зорин [и др.]; под общ. ред. В.М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 588 с.
14. Гинзбург, А.С. Расчет и проектирование сушильных установок пищевой промышленности / А.С. Гинзбург. – М.: Агропромиздат, 1985. – 389 с.
15. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. - М.: Энергия, 1977. – 344 с.

## Глава III. ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

### Раздел I. ТЕМЫ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

#### *1. Тематика задач по учебной дисциплине, рассматриваемых на практических занятиях в первом семестре*

1. Выбор теплоносителей, их параметров, тепловой расчет рекуперативного теплообменного аппарата.
2. Расчет нормализованного теплообменного аппарата.
3. Конструкторский расчет трубчатого теплообменного аппарата.
4. Решение задачи выбора оптимального варианта нормализованного теплообменного аппарата на ЭВМ с помощью электронных таблиц Excel.
5. Определение оптимальной скорости движения теплоносителя в трубах спроектированного теплообменного аппарата с помощью ЭВМ.
6. Выбор схемы подогрева раствора. Расчет и выбор подогревателя раствора свежим паром.
7. Выбор параметров многокорпусной выпарной установки. Определение рационального числа ступеней выпаривания при условии одинаковой и минимальной поверхности теплообмена корпусов.
8. Выбор конденсатоотводящего устройства за греющей камерой однокорпусной выпарной установки.
9. Расчет геометрических размеров и выбор барометрического конденсатора выпарной установки.
10. Определение числа контактных устройств ректификационной колонны.
11. Определение оптимального флегмового числа процесса перегонки.
12. Материальный баланс ректификационной установки. Тепловой баланс колонны. Определение расхода пара на колонну.
13. Расчет и выбор основных теплообменных устройств ректификационной установки.

***2. Тематика задач по учебной дисциплине, рассматриваемых на практических занятиях во втором семестре***

1. Определение расхода сушильного агента в конвективной сушилке.
2. Тепловой баланс сушильной установки. Определение расхода первичного энергоносителя.
3. Определение геометрических размеров сушильной камеры для сушки твердого мелкодисперсного материала в кипящем слое.
4. Исследование поведения частиц мелкодисперсного материала с широким диапазоном фракционного состава в камере конвективной сушилки кипящего слоя с заданными геометрическими характеристиками.
5. Выбор хладагента. Расчет цикла одноступенчатой КХУ.
6. Расчет температурного режима цикла компрессионной холодильной установки (КХУ). Внедрение мероприятий по повышению эффективности КХУ.
7. Определение области преимущественной экономической эффективности использования компрессионной и абсорбционной холодильных установок для различных вариантов источников первичного энергоресурса.
8. Конструирование рекуперативного теплообменного аппарата и его гидравлический расчет.
9. Расчет на прочность корпуса, днища и крышки трубчатого теплообменного аппарата.
10. Определение возможности применения жесткой конструкции кожуха теплообменного аппарата.
11. Механический расчет вращающегося барабана.
12. Проектирование тепловой изоляции теплообменных аппаратов и трубопроводов теплообменных установок.
13. Составление функциональных схем контроля параметров, учета расходов и автоматического управления процессами в теплообменных установках.
14. Исследование параметров пароструйного инжектора, используемого для повышения давления вторичного пара выпарной установки.

15. Определение экономии топлива в энергосистеме от утилизации теплоты воды в системе оборотного водоснабжения тепломассообменной установки с помощью теплового насоса.

## **Раздел II. КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

### **ВВЕДЕНИЕ**

Тематика курсовых проектов по дисциплине «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования» для студентов специальности 1-43 01 05 "Промышленная теплоэнергетика" предполагает разработку теплотехнологических установок для концентрирования и перегонки бинарных растворов, сушки различных материалов, создания искусственного холода, а также трансформации низкопотенциальной энергии. Рассчитываются протекающие в них процессы, разрабатываются и проектируются энергоэффективные теплотехнологические схемы и конструктивные элементы оборудования. Рассматриваются варианты схем оптимального использования внутренних энергоресурсов.

Объем проекта: расчетно-пояснительная записка объемом 25-35 стр., графическая часть – 2 листа формата А2.

### **РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА**

1. Лебедев, П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки / П.Д. Лебедев. - М.: Энергия, 1972. – 318 с.
2. Лебедев, П.Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий: учебное пособие для энергетических вузов и факультетов / П.Д. Лебедев, А.А. Щукин. - М.: Энергия, 1970. – 408 с.
3. Промышленные тепломассообменные процессы и установки / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, П.Г. Удыма; под ред. А.М. Бакластова. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 336 с.

4. Бакластов, А.М., Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок / А.М. Бакластов, А.А. Горбенко, П.Г. Удыма – М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с.
5. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию / Г.С. Борисов [и др.]; под общ. ред. Ю.И. Дытнерского. – 2-е изд. – М.: Химия, 1991. – 496 с.
6. Лебедев, П.Д. Расчет и проектирование сушильных установок / П.Д. Лебедев. - М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 320 с.
7. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. /Под ред. И.А. Сакуна. - Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.
8. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи): учебное пособие для вузов / П.Г. Романков [и др.]; под общ. Ред. П.Г. Романкова. - СПб.: Химия, 1993. – 576 с.
9. Мартынов, А.В. Установки для трансформации тепла и охлаждения. Сборник задач: учебное пособие для вузов / А.В. Мартынов. - М.: Энергоатомиздат, 1989. – 200 с.
10. Ривкин, С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справочник / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. - М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.
11. Колач Т.А., Радун Д.В. Выпарные станции. – М.: Машгиз, 1963. – 400 с.
12. Зайцев, И.Д. Физико-химические свойства бинарных и многокомпонентных растворов неорганических веществ. Справочное издание / И.Д. Зайцев, Г.Г. Асеев. – М.: Химия, 1988. – 416 с.
13. Чумак, И.Г. Холодильные установки. Проектирование: Учеб. пособие для вузов /И.Г. Чумак, Д.Г. Никульшина. – К.: Выща шк. Головное изд-во, 1988. – 280 с.
14. Термодинамические диаграммы  $i$ -lg  $p$  для хладагентов. – М.: АВИСАНКО, 2003. – 50 с.

## МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОСНОВНЫМ ТЕМАМ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

### *1. Методические указания по расчету схемы установки концентрирования водных растворов веществ*

#### Задание

Рассчитать выпарную установку с одинаковыми поверхностями нагрева корпусов для упаривания водного раствора вещества при следующих исходных данных:

- вид раствора;
- производительность установки  $G_k$  (или  $G_o$ );
- начальная концентрация раствора  $b_o$ ;
- конечная концентрация раствора  $b_k$ ;
- давление греющего пара  $p$ ;
- давление в барометрическом конденсаторе  $p_k$ ;
- расход экстрапара из первого корпуса  $\varepsilon_1$ ;
- начальная температура раствора  $t_o$ .

#### *1.1 Расчет схемы двухкорпусной выпарной установки*

Раствор перед выпаркой подогревается в двух подогревателях (рисунок 1.1): в первом – экстрапаром первого корпуса, во втором – острым паром до температуры кипения раствора в первом корпусе. Установка работает без перепуска и переохлаждения конденсата.

Количество раствора, поступающего на выпарку,

$$G_o = G_k \frac{b_k}{b_o}. \quad (1.1)$$

Количество воды, выпаренной в установке,

$$W = G_o - G_k. \quad (1.2)$$

То же на 1 кг раствора, поступающего на выпарку,

$$\omega = \frac{W}{G_o} . \quad (1.3)$$

Теплоемкость раствора, поступающего на выпарку,

$$c_o = \frac{c_{\text{сух}} b_o + c_{\text{воды}} (100 - b_o)}{100} , \quad (1.4)$$

где  $c_{\text{сух}}$  – теплоемкость сухого вещества;  $c_{\text{воды}}$  – теплоемкость воды;  $b_o$  – начальная концентрация раствора.

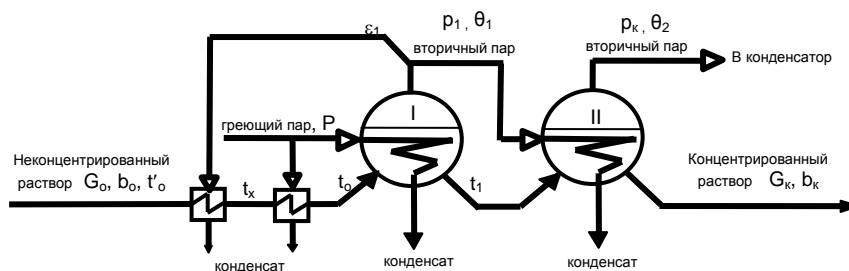


Рисунок 1.1 - Схема двухкорпусной прямоточной выпарной установки

Количество теплоты, поступающее в подогреватель с экстрапаром,

$$q = \varepsilon_1 r , \quad (1.5)$$

где  $r$  – теплота парообразования экстрапара, определяемая из таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара [9] по давлению в корпусе.

Для определения давления в корпусах находится перепад давлений, приходящийся на один корпус, по формуле

$$\Delta p = \frac{p - p_k}{n} , \quad (1.6)$$

где  $p$  – давление греющего пара;  $p_k$  – давление в последнем корпусе;  $n$  – число корпусов.

Тогда давление в первом и во втором корпусах будет

$$p_1 = p - \Delta p ; \quad (1.7)$$

$$p_2 = p_1 - \Delta p = p_k . \quad (1.8)$$

Температура раствора  $t_x$  после подогревателя экстрапаром определяется из уравнения теплового баланса подогревателя

$$c_o (t_x - t_o) = \varepsilon_1 r \eta, \quad (1.9)$$

где  $\eta$  - коэффициент сохранения тепла подогревателем ( $\eta = 0,95 \dots 0,98$ ); откуда

$$t_x = t_o + \frac{\varepsilon_1 r \eta}{c_o} \quad (1.10)$$

Количество воды, выпаренной во втором корпусе,

$$\omega_2 = \frac{\omega - \varepsilon_1}{2}. \quad (1.11)$$

Количество воды, выпаренной в первом корпусе,

$$\omega_1 = \omega - \omega_2. \quad (1.12)$$

Концентрация раствора в первом корпусе

$$b_1 = \frac{b_o}{1 - \omega_1} \quad (1.13)$$

То же во втором корпусе

$$b_2 = \frac{b_o}{1 - \omega}. \quad (1.14)$$

Теплоемкость раствора в первом корпусе

$$c_1 = \frac{c_{\text{сух}} b_1 + c_{\text{воды}} (100 - b_1)}{100}. \quad (1.15)$$

То же во втором корпусе

$$c_2 = \frac{c_{\text{сух}} b_2 + c_{\text{воды}} (100 - b_2)}{100}. \quad (1.16)$$

По справочным материалам [2, 7] и найденным концентрациям предварительно определяются температуры кипения раствора по корпусам и физические параметры раствора, которые можно свести в таблицу 1.1.



Таблица 1.1 – Основные теплофизические параметры воды и водного раствора по корпусам выпарной установки

Наименование параметра	I корпус		II корпус	
	вода	раствор	вода	раствор
Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>				
Удельная теплоемкость при постоянном давлении $c$ , кДж/(кг·К)				
Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с				
Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м·К)				

Находятся значения температурных депрессий:

- физико-химической  $\Delta_1$  в зависимости от концентрации и с учетом давления;

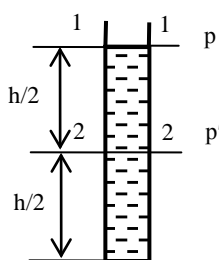


Рисунок 1.2 – К определению гидростатической температурной депрессии

- гидростатической  $\Delta_2$ , определяемой условно на половине высоты  $h$  кипящих труб выпарного аппарата, которая предварительно принимается. Для этого по давлению в аппарате  $p$  находится температура кипения раствора в сечении 1-1  $t_{\text{кип1}}$  (рисунок 1.2). Увеличение давления на половине высоты трубок с учетом паронаполнения  $\varepsilon = 0,4 \dots 0,6$  определяется по формуле  $\Delta p = \frac{1}{2} h g \rho (1 - \varepsilon)$  и давление в сечении 2-2

$p' = p + \Delta p$ . По давлению  $p'$  находится температура кипения раствора в сечении 2-2  $t_{\text{кип2}}$ . Гидростатическая депрессия  $\Delta_2 = t_{\text{кип2}} - t_{\text{кип1}}$ ;

- гидравлическую депрессию  $\Delta_3$  можно принять  $0,5 \dots 1,0$  °С для каждого корпуса установки;

- суммарная температурная депрессия  $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3$ .

Полная разность температур в установке

$$\Delta t_{\text{полн}} = t_{\text{п}} - \theta_2, \quad (1.17)$$

где  $t_{\text{п}}$  – температура греющего пара (в первом корпусе),  $\theta_2$  – температура вторичного пара второго корпуса.

Полезная разность температур в установке

$$\Delta t_{\text{полезн}} = \Delta t_{\text{полн}} - \sum_{i=1}^n \Delta t_i, \quad (1.18)$$

где  $n$  – число корпусов.

Для выполнения условия одинаковой поверхности нагрева корпусов должно соблюдаться равенство

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \frac{\kappa_1 Q_2}{\kappa_2 Q_1}, \quad (1.19)$$

где  $\Delta t_1$  и  $\Delta t_2$  – полезная разность температур по корпусам;  $\kappa_1$  и  $\kappa_2$  – коэффициент теплопередачи в корпусах;  $Q_1$  и  $Q_2$  – тепловая нагрузка по корпусам.

Можно принять  $\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ , а отношение коэффициентов теплопередачи по

опытным данным  $\frac{\kappa_1}{\kappa_2} = 2$ .

Таким образом,

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = 2 \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (1.20)$$

$$\Delta t_{\text{полезн}} = \Delta t_1 + \Delta t_2. \quad (1.21)$$

Решая уравнения (1-20) и (1-21), находятся значения полезной разности температур по корпусам.

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к вертикальной стенке труб кипятильника выпарного аппарата

$$\alpha_1 = 1,15 \sqrt[4]{\frac{\rho^2 g \lambda^3}{\mu}} \sqrt[4]{\frac{r}{h(t_{\text{н}} - t_{\text{ст}})}}, \quad (1.22)$$

где  $\rho$ ,  $\lambda$ ,  $\mu$  - плотность, коэффициент теплопроводности и кинематическая вязкость конденсата;  $g$  – ускорение свободного падения;  $r$  – теплота парообразования (конденсации);  $h$  – высота труб;  $t_n$  - температура насыщения при давлении пара;  $t_{ст}$  – температура наружной поверхности труб кипятильника.

Разностью температур  $\Delta t = (t_n - t_{ст})$  необходимо предварительно задаться (с последующей проверкой).

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  от внутренней поверхности труб к кипящему раствору при естественной циркуляции раствора можно определить по формуле

$$\alpha_2 = 780 q^{0,6} \frac{\lambda_p^{1,3} \rho_p^{0,5} \rho_{п}^{0,06}}{\sigma_p^{0,5} r_v^{0,6} \rho_o^{0,66} c_p^{0,3} \mu_p^{0,3}}, \quad (1.23)$$

где  $\lambda_p$ ,  $\rho_p$ ,  $\sigma_p$ ,  $c_p$ ,  $\mu_p$  – соответственно, коэффициент теплопроводности, плотность, поверхностное натяжение, теплоемкость и динамическая вязкость раствора при соответствующей концентрации;  $\rho_{п}$  – плотность вторичного пара при давлении в аппарате;  $\rho_o$  – плотность раствора на входе в аппарат;  $r_v$  – теплота парообразования вторичного пара при давлении в аппарате.

Расчет  $\alpha_2$  при вынужденном движении раствора (в аппарате с принудительной циркуляцией) приведен в [2].

Коэффициент теплопередачи от конденсирующегося пара к кипящему раствору с учетом термического сопротивления накипи

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (1.24)$$

Проверяется принятая ранее разность температур  $\Delta t = (t_n - t_{ст})$ . Из уравнения  $\alpha(t_n - t_{ст}) = \kappa \Delta t \rightarrow (t_n - t_{ст}) = \frac{\kappa \Delta t}{\alpha}$ , где  $\Delta t$  – полезная разность температур в соответствующем корпусе выпарной установки.

Удельный (на 1 кг неконцентрированного раствора, поступающего на выпарку) расход греющего пара на первый корпус установки

$$d_1 = \frac{\omega - c_0 y_2 + \varepsilon_1 z_2}{x_2}, \quad (1.25)$$

где  $x_2, y_2, z_2$  – коэффициенты, которые определяются по формулам, приведенным в таблицах 2-5 и 2-6 [2]:

$$x_2 = 2 - \beta_2 c_B + \sigma_2; \quad (1.26)$$

$$y_2 = 2\beta_1 + \beta_2; \quad (1.27)$$

$$z_2 = 1, \quad (1.28)$$

здесь

$$\beta_1 = \frac{t_0 - t_1}{i_1'' - c_B t_1}; \quad (1.29)$$

$$\beta_2 = \frac{t_1 - t_2}{i_2'' - c_B t_2}; \quad (1.30)$$

$$\sigma_2 = \frac{\tau_1 - \tau_2}{i_2'' - c_B t_2}. \quad (1.31)$$

Если раствор поступает в первый корпус предварительно подогретым до температуры кипения, то  $t_0 = t_1$  и  $\beta_1 = 0$ . Так как установка работает без перепуска конденсата, то  $\sigma_2 = 0$ .

В выражениях (1.26), (1.29) – (1.31)  $c_B$  – теплоемкость воды,  $i_1''$  и  $i_2''$  – энтальпия вторичного пара в первом и втором корпусе, соответственно,  $t_1$  и  $t_2$  – температура кипения раствора в соответствующем корпусе.

Полный расход пара

$$D = d_1 G_0. \quad (1.32)$$

Уточняется количество выпаренной воды. Количество воды, выпаренной в первом корпусе на 1 кг раствора,

$$\omega_1 = d_1 a_1 + c_0 \beta_1. \quad (1.33)$$

Так как  $\alpha_1 = 1$ ;  $\beta_1 = 0$ , то  $\omega_1 = d_1$  и

$$W_1 = \omega_1 G_0 = d_1 G_0. \quad (1.34)$$

Количество воды, выпаренной во втором корпусе на 1 кг раствора, поступающего на выпарку

$$\omega_2 = \omega_1 - \varepsilon_1 + (c_o - c_B \omega_1) \beta_2, \quad (1.35)$$

т.е. 
$$W_2 = \omega_2 G_0 \quad (1.36)$$

Общее количество воды, выпаренной во всей установке,

$$W = W_1 + W_2. \quad (1.37)$$

Сравнить с ранее определенной величиной.

Проверяется количество тепла, переданное в отдельных корпусах:

- в первом корпусе

$$q_1 = d_1 r_o, \quad (1.38)$$

где  $r_o$  – теплота парообразования греющего пара;

- во втором корпусе

$$q_2 = (\omega_1 - \varepsilon_1) r_1, \quad (1.39)$$

где  $r_1$  – теплота парообразования вторичного пара первого корпуса.

Определяется отношение полученных количеств теплоты  $\frac{q_2}{q_1}$  и сравнивается с принятым ранее  $\frac{Q_2}{Q_1}$ .

Проверяются полученные концентрации раствора:

- в первом корпусе

$$b_1 = \frac{b_o}{1 - \omega_1}; \quad (1.40)$$

- во втором корпусе

$$b_2 = \frac{b_o}{1 - \omega} \quad (1.41)$$

с ранее принятыми.

Поверхность нагрева выпарных аппаратов:

- первого корпуса

$$F_1 = \frac{q_1 G_o}{\kappa_1 \Delta t_1}; \quad (1.42)$$

- второго корпуса

$$F_2 = \frac{q_2 G_o}{\kappa_2 \Delta t_2}. \quad (1.43)$$

Проверяется условие примерного равенства этих поверхностей.

По ГОСТ 11987-81 [5] выбирается стандартный выпарной аппарат на каждую ступень выпаривания.

Выбираются теплообменные аппараты, включенные в схему выпарной установки (рисунок 1.1), вспомогательное оборудование (насосы, конденсатоотводчики, барометрический конденсатор) [5].

Рассматриваются вопросы рационального использования теплоты конденсата, вторичного пара первого и второго корпусов.

## ***1.2 Определение оптимального числа ступеней многокорпусной выпарной установки***

Многоступенчатое выпаривание (рисунок 1.1) дает значительную экономию тепловой энергии. Ориентировочно расход греющего пара в выпарной установке с  $n$  корпусами:

$$D = \frac{W}{\eta n}, \quad (1.44)$$

где  $W$  – общее количество выпаренной воды во всех корпусах установки;  $\eta$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду, недоиспользование энергии конденсата, а также увеличение теплоты парообразования с понижением давления. Для 3-ех и 4-ех корпусных установок  $\eta \cong 0,85$ .

С увеличением числа корпусов снижается расход свежего греющего пара на установку (формула 1.44). Однако удельная экономия теплоты уменьшается с увеличением числа корпусов. В то же время удлиняется схема, повышается стоимость установки, усложняется обслуживание ее.

Упрощенно представив экономические затраты на процесс выпаривания в виде трех составляющих: 1 - стоимость тепловой энергии (пара), 2 - затраты на обслуживание, 3 - амортизационные отчисления, можно суммарные затраты на выпаривание в установках с различным числом ступеней представить в виде

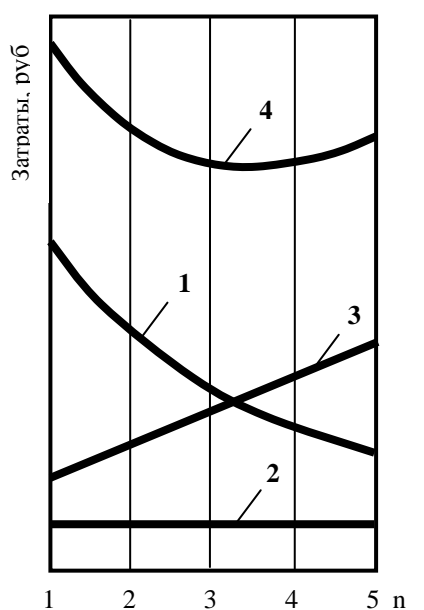


Рисунок 1.3 – Зависимость величины затрат от числа ступеней (корпусов)

графика 4 (рисунок 1.3).

Расход пара (линия 1) с ростом числа ступеней снижается, затраты на обслуживание (линия 2) практически не изменяются, амортизационные расходы (линия 3) возрастают пропорционально числу ступеней ( $k_a \cdot K$ ), где  $K$  – величина единовременных капвложений, а  $k_a$  – коэффициент отчислений на амортизацию. Суммарные затраты (линия 4) имеют минимум, который для реальных современных выпарных установок соответствует 3...4 ступеням выпаривания.

Экономически оптимальное число корпусов многокорпусной выпарной установки можно найти по минимуму приведенных затрат, которые определяют по формуле

$$\Pi = \frac{K}{T_n} + \mathcal{E}, \quad \frac{\text{руб}}{\text{год}}, \quad (1.45)$$

где  $K$  – капитальные затраты, руб.;  $\mathcal{E}$  – эксплуатационные затраты, руб./год;  $T_n$  – нормативный срок окупаемости, который можно принять равным 5 годам.

Капитальные затраты, зависящие от числа корпусов  $n$ , складываются из стоимости всех корпусов, подогревателя исходного раствора, вакуум-насоса,

арматуры, трубопроводов, КИП и вспомогательного оборудования, а также затрат на доставку и монтаж оборудования, устройство площадки, фундамент здания и пр.

С увеличением  $n$  наиболее существенно возрастает стоимость самих корпусов вследствие роста температурных потерь во всей установке и непропорционального уменьшения полезной разности температур, приходящейся на один корпус. Растут также затраты на арматуру, трубопроводы, КИП и вспомогательное оборудование, а также затраты на доставку и монтаж оборудования. Эти затраты в совокупности составляют  $\sim 60\text{--}80\%$  от стоимости корпусов.

Другие слагаемые капитальных затрат изменяются с ростом числа корпусов менее значительно, и при минимизации приведенных затрат их можно не учитывать. В частности, стоимости подогревателя и насоса увеличиваются, так как с увеличением  $n$  растут температура и давление в первом корпусе. Стоимости же барометрического конденсатора и вакуум-насоса уменьшаются, так как уменьшается количество вторичного пара в последнем корпусе.

Эксплуатационные расходы  $\mathcal{E}$  включают годовые амортизационные отчисления и затраты на ремонт, определяемые в долях от капитальных затрат коэффициентами  $K_a$  и  $K_p$ , а также затраты на пар и электроэнергию. Для приближенных расчетов можно принять  $K_a = 0,1 \text{ год}^{-1}$  и  $K_p = 0,05 \text{ год}^{-1}$ .

Наибольшие затраты приходятся на греющий пар  $D$ , подаваемый в первый корпус установки и в подогреватель  $D_n$ , причем с увеличением  $n$  достигается существенная экономия лишь пара на выпаривание, а расход пара на подогрев исходного раствора до температуры кипения даже несколько возрастает за счет увеличения давления в первом корпусе.

Расходы на электроэнергию в прямоточных установках (рисунок 1.1) с естественной циркуляцией незначительны (только на подачу раствора в первый корпус и поддержание вакуума), мало зависят от числа корпусов и в расчетах приведенных затрат с целью оптимизации могут не учитываться.



Для анализа влияния числа ступеней на суммарную величину поверхности нагрева, а, следовательно, и на стоимость установки рассмотрим две выпарные установки равной тепловой производительности: одноступенчатую и многоступенчатую с равными поверхностями нагрева в каждой ступени. Пусть указанные установки работают в одинаковых условиях по параметрам греющего и вторичного пара, покидающего выпарную установку. Для простоты анализа предварительно примем, что коэффициенты теплопередачи в одноступенчатой установке и в каждом аппарате многоступенчатой установки одинаковы. Кроме того будем полагать, что температурные потери в установках отсутствуют.

Тепловая нагрузка одноступенчатой установки выразится уравнением

$$Q_1 = k_1 F_1 \Delta t_1, \quad (1.46)$$

а многоступенчатой установки

$$Q_\Sigma = \sum_{i=1}^n k_i F_i \Delta t_i, \quad (1.47)$$

где  $k_1$  и  $k_i$  - коэффициенты теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_1$  и  $F_i$  - поверхности нагрева, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_1$  и  $\Delta t_i$  - полезные разности температур, °С. Индекс 1 относится к одноступенчатой выпарной установке, а индекс  $i$  - к аппаратам многоступенчатой установки.

По условию  $k_i = k_1$ ;  $F_i = idem$ , поэтому уравнение (1.47) можно записать в виде

$$Q_\Sigma = k_i F_i \sum_{i=1}^n \Delta t_i, \quad (1.48)$$

Так как параметры греющего и вторичного пара, покидающего выпарную установку, одинаковы, а температурные потери отсутствуют, то общие полезные перепады температур в указанных установках равны между собой, т.е.

$\sum_{i=1}^n \Delta t_i = \Delta t_1$ . Кроме того, по условию  $Q_1 = Q_\Sigma$ , сравнивая уравнения (1.46) и (1.47), с учетом вышесказанного получим

$$F_i = F_1 \quad (1.49)$$

т.е. при принятых условиях поверхность нагрева каждой ступени многоступенчатой выпарной установки равна поверхности нагрева одноступенчатой установки одинаковой тепловой производительности. Суммарная поверхность всех ступеней многоступенчатой установки при равной поверхности нагрева каждой ступени составит

$$\sum_{i=1}^n F_i = n F_1, \quad (1.50)$$

где  $n$  - число ступеней многоступенчатой выпарной установки.

При выводе формулы (1.50) было принято, что коэффициенты теплопередачи в каждой ступени многоступенчатой установки одинаковы.

Однако такие условия могут быть только при выпарке однокомпонентных жидкостей, физические параметры которых не изменяются в процессе испарения. При выпарке растворов коэффициенты теплопередачи сильно зависят не только от физической природы растворителя и растворенного вещества, но и от концентрации выпариваемого раствора.

В каждой ступени многоступенчатой установки устанавливается определенное значение коэффициента теплопередачи, соответствующее концентрации раствора в данной ступени. Если число ступеней уменьшить, то соответственно в оставшихся ступенях повышается концентрация раствора и понижается коэффициент теплопередачи. Следовательно, для поддержания заданной производительности при данной полезной разности температур уменьшение числа ступеней должно компенсироваться некоторым увеличением поверхности нагрева оставшихся ступеней. Но, с другой стороны, уменьшение числа ступеней

приводит к снижению температурных потерь в установке, т.е. ведет к некоторому увеличению полезной разности температур при заданной располагаемой разности. Таким образом, связь между поверхностью нагрева одноступенчатой установки и суммарной поверхностью нагрева многоступенчатой установки равной производительности может быть выражена уравнением

$$\sum_{i=1}^n F_i = \chi^n F_1, \quad (1.51)$$

где  $\chi$  - поправочный коэффициент. В общем виде невозможно дать методику определения поправочного коэффициента  $\chi$ . При предварительных расчетах принимается  $\chi = 1$ .

Введем следующие обозначения для одноступенчатой выпарной установки, схема которой представлена на рисунке 1.4:

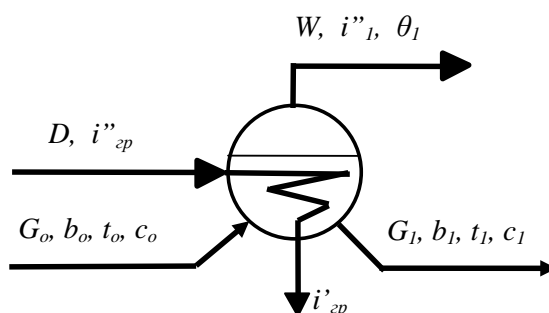


Рисунок 1.4 – Принципиальная схема одноступенчатой выпарной установки с характерными параметрами

$G_o$  и  $G_1$  – расход раствора, поступающего в аппарат и выходящего из него, кг/ч;  $W$  – расход вторичного пара, кг/ч;  $b_o, b_1$  – концентрация раствора, %;  $t_o, t_1$  – температура раствора, °С;  $c_o, c_1$  – теплоемкость раствора, соответствующей концентрации, кДж/(кг·К);  $i''_{гр}, t_{гр}$  – энтальпия и температура греющего пара, кДж/кг и °С;  $i'_{гр}$  – энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг;  $i''_1, \theta_1$  – энтальпия и температура вторичного пара, кДж/кг и °С.

Система уравнений материального баланса

$$\begin{cases} W = G_o - G_1 \\ G_o b_o - G_1 b_1 \end{cases} \quad (1.52)$$

позволяет найти недостающие расходы.

Принимаем, что в выпарной аппарат поступает раствор, доведенный до температуры кипения  $t_o$ , зависящей от концентрации раствора  $b_o$ .

Уравнение теплового баланса выпарного аппарата без учета тепловых потерь

$$Q + G_o c_o t_o = W i_1'' + G_1 c_1 t_1, \quad (1.53)$$

где  $Q$  – расход теплоты с греющим паром.

Откуда

$$Q = W \left( (i_1'' - c_1 t_1) - \frac{G_o}{W} (c_o t_o - c_1 t_1) \right) \quad (1.54)$$

Необходимая поверхность нагрева аппарата

$$F = \frac{Q}{k_1 (t_{2p} - t_1)}, \quad (1.55)$$

где  $k_1$  - коэффициент теплопередачи от греющего пара к кипящему раствору, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

С учетом выражения (1.54)

$$F = \frac{W \left( (i_1'' - c_1 t_1) - \frac{G_o}{W} (c_o t_o - c_1 t_1) \right)}{k_1 (t_{2p} - t_1)}. \quad (1.56)$$

Суммарная поверхность нагрева многоступенчатой выпарной установки в соответствии с формулой (1.51)

$$\sum_{i=1}^n F_i = \chi n \frac{W \left( (i_1'' - c_1 t_1) - \frac{G_o}{W} (c_o t_o - c_1 t_1) \right)}{k_1 (t_{2p} - t_1)} \quad (1.57)$$

Индекс  $l$  указывает на то, что данный параметр относится к одноступенчатой установке, которая по производительности эквивалентна рассматриваемой многоступенчатой выпарной установке.

Параметры вторичного пара и раствора в последней ступени многоступенчатой установки будут такими же, как и в сравниваемом одноступенчатом аппарате. Следовательно,

$$\sum_{i=1}^n F_i = \chi n \frac{W \left( (i_n'' - c_n t_n) - \frac{G_o}{W} (c_o t_o - c_n t_n) \right)}{k_n (t_{2p} - t_n)}, \quad (1.58)$$

где  $c_n$  и  $t_n$  - теплоемкость раствора и его температура кипения в последней ступени выпаривания, кДж/(кг·К) и °С;  $i_n''$  - энтальпия вторичного пара последней ступени, кДж/(кг·К);  $k_n$  - коэффициент теплопередачи в последней ступени, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Теплоемкость раствора исходного и в последней ступени выпаривания в зависимости от концентрации  $b_o$  и  $b_n$ , %, определяется по формулам

$$c_o = c_{\text{сух}} \frac{b_o}{100} + c_{\text{воды}} \frac{100 - b_o}{100}, \quad (1.59)$$

$$c_n = c_{\text{сух}} \frac{b_n}{100} + c_{\text{воды}} \frac{100 - b_n}{100}, \quad (1.60)$$

где  $c_{\text{сух}}$  и  $c_{\text{воды}}$  - теплоемкость растворенного сухого вещества и воды, соответственно, кДж/(кг·К).

Если последняя ступень работает под вакуумом, то расход охлаждающей воды на барометрический конденсатор, определяется из уравнения теплового баланса

$$W_n i_n'' + G c_{\theta} t_{\theta}' = (G + W_n) c_{\theta} t_{\theta}'', \quad (1.61)$$

откуда

$$G = \frac{W_n (i_n'' - c_{\theta} t_{\theta}'')}{c_{\theta} (t_{\theta}'' - t_{\theta}')}, \quad (1.62)$$

где  $c_{\theta}$  - теплоемкость воды, можно принять  $c_{\theta} = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;  $t_{\theta}'$  и  $t_{\theta}''$  - температура охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора, °С.

В результате величину приведенных затрат с учетом слагаемых, существенно зависящих от числа ступеней выпаривания, можно представить следующим выражением:

$$\Pi = \Pi_n D \tau + \Pi_a \sum_{i=1}^n F_i + \Pi_{\theta} G \tau, \quad \text{руб/год}, \quad (1.63)$$

где  $\Pi_n$  и  $\Pi_{\theta}$  - цена на греющий пар и охлаждающую воду, руб/кг;  $\Pi_a$  - отчисления на амортизацию, ремонт, обслуживание установки в расчете на  $1 \text{ м}^2$  поверхности нагрева, руб/( $\text{м}^2 \cdot \text{год}$ );  $D$  - расход пара на многокорпусную установку, кг/ч;  $\tau$  - число часов использования установки, ч/год.

Подставляя значения  $D$ ,  $\sum_{i=1}^n F_i$  и  $G$  из уравнений (1.44), (1.58) и (1.62) в уравнение (1.63), получим, руб/год:

$$\begin{aligned}
\Pi = & \Pi_n \frac{W}{0,85 n} \tau + \\
& + \Pi_a \chi n \frac{W \left( \left( i_n'' - c_n t_n \right) - \frac{G_o}{W} \left( c_o t_o - c_n t_n \right) \right)}{k_n \left( t_{2p} - t_n \right)} + \\
& + \Pi_{\epsilon} \frac{W \left( i_n'' - c_{\epsilon} t_{\epsilon}'' \right)}{n c_{\epsilon} \left( t_{\epsilon}'' - t_{\epsilon}' \right)} \tau
\end{aligned} \tag{1.64}$$

Для определения оптимального числа ступеней, которое обеспечивает минимальную стоимость выпарки, необходимо уравнение (1.64) продифференцировать по  $n$  и приравнять первую производную нулю

$$\begin{aligned}
\frac{d\Pi}{dn} = & -\Pi_n \frac{W}{0,85 n^2} \tau + \\
& + \Pi_a \chi \frac{W \left( \left( i_n'' - c_n t_n \right) - \frac{G_o}{W} \left( c_o t_o - c_n t_n \right) \right)}{k_n \left( t_{2p} - t_n \right)}, \\
& - \Pi_{\epsilon} \frac{W \left( i_n'' - c_{\epsilon} t_{\epsilon}'' \right)}{n^2 c_{\epsilon} \left( t_{\epsilon}'' - t_{\epsilon}' \right)} \tau = 0
\end{aligned} \tag{1.65}$$

откуда оптимальное число ступеней

$$n_{opt} = \sqrt[3]{\frac{k_n \left( t_{2p} - t_n \right) \tau}{\Pi_a \chi \left( \left( i_n'' - c_n t_n \right) - \frac{G_o}{W} \left( c_o t_o - c_n t_n \right) \right)}} \times \left( \frac{\Pi_n}{0,85} + \Pi_{\epsilon} \frac{\left( i_n'' - c_{\epsilon} t_{\epsilon}'' \right)}{c_{\epsilon} \left( t_{\epsilon}'' - t_{\epsilon}' \right)} \right) \tag{1.66}$$

*Примечание:* С учетом размерности величин, описанных выше, в подкоренное выражение формулы (1.66) необходимо добавить множителем величину 3,6.

Анализ оптимального числа корпусов многоступенчатой выпарной установки целесообразно осуществить с помощью ПЭВМ.

## **2. Методические указания по расчету схемы установки для разделения бинарной смеси взаимно растворимых компонентов**

### Задание

Рассчитать ректификационную установку непрерывного действия для разделения бинарной смеси при следующих данных:

- вид раствора;
- производительность установки по исходной смеси  $G_f$  ;
- массовое содержание летучего компонента в исходной смеси  $a_f$  ;
- то же в дистилляте  $a_d$  ;
- то же в кубовом остатке  $a_w$  ;
- давление греющего пара  $p$  ;
- температура готового продукта  $t'_d$  ;
- температура охлаждающей воды на входе в установку  $t_1$  ;
- то же на выходе  $t_2$ .

### **2.1 Расчет схемы ректификационной установки**

Принципиальная схема установки представлена на рисунке 2.1.

Смесь поступает в колонну, предварительно подогретой до температуры кипения на данной тарелке.

Составляется материальный баланс установки, и определяются недостающие величины

$$\left. \begin{aligned} G_f &= G_d + G_w \\ G_f a_f &= G_d a_d + G_w a_w \end{aligned} \right\}, \quad (2.1)$$

где  $G_f$  ,  $G_d$  ,  $G_w$  – расход, соответственно, исходной смеси, готового продукта и кубового остатка;  $a_f$  ,  $a_d$  ,  $a_w$  - содержание летучего компонента в исходной смеси, готовом продукте, кубовом остатке, %.



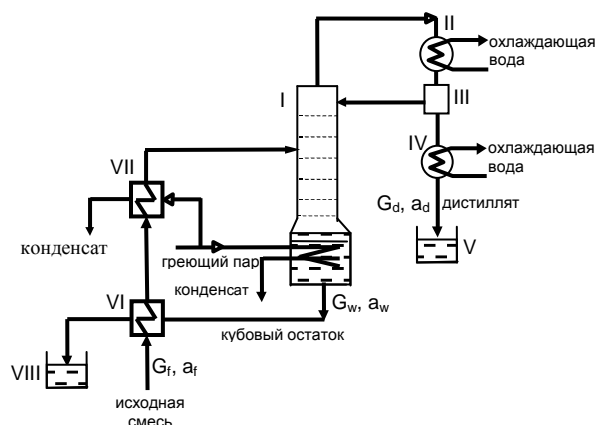


Рисунок 2.1 – Принципиальная схема ректификационной установки

I – ректификационная колонна, II – дефлегматор, III – сепаратор, IV – конденсатор - холодильник, V – сборный бак готового продукта (дистиллята), VI – подогреватель исходной смеси кубовым остатком, VII – подогреватель исходной смеси паром, VIII – сборный бак кубового остатка

Находятся молярные доли летучего компонента в исходной смеси, дистилляте и кубовом остатке по формулам:

$$x_f = \frac{\frac{a_f}{\mu_a}}{\frac{a_f}{\mu_a} + \frac{100 - a_f}{\mu_b}}; \quad (2.2)$$

$$x_d = \frac{\frac{a_d}{\mu_a}}{\frac{a_d}{\mu_a} + \frac{100 - a_d}{\mu_b}}; \quad (2.3)$$

$$x_w = \frac{\frac{a_w}{\mu_a}}{\frac{a_w}{\mu_a} + \frac{100 - a_w}{\mu_b}} \quad (2.4)$$

где  $\mu_a$  и  $\mu_b$  – молярная масса летучего и нелетучего компонентов смеси.

Определение числа тарелок  $n$  в ректификационной колонне осуществляется графоаналитическим методом с помощью фазовой диаграммы заданной бинарной смеси. Для этого в квадрате  $Y, X$ -координат (рисунок 2.2) проводится диагональ. Из литературы (табл. XLIII [7]) выписываются равновесные составы

жидкости и пара для бинарной смеси заданных веществ и их температура насыщения. Перечисленные характеристики оформляются в виде таблицы 2.1.

Таблица 2.1 Равновесный состав смеси

X, моль-%	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Y, моль-%												
t, °C												

Строится диаграмма равновесия для заданной бинарной смеси (рисунок 2.2). Откладываются на оси  $OX$  точки, соответствующие составам кубового остатка  $x_w$ , исходной смеси  $x_f$  и дистиллята  $x_d$ . Проводятся через эти точки вертикали. Находится молярная доля летучего в парах, равновесных жидкости питания  $y_f^*$ . Обозначаются точки  $M$  и  $W$ . Определяется минимальное флегмовое число по формуле

$$R_{\text{мин}} = \frac{x_d - y_f^*}{y_f^* - x_f}, \quad (2.5)$$

где  $x_d$  – молярная доля летучего компонента в дистилляте (готовом продукте);  $x_f$  – то же в исходной жидкости (питании) колонны;  $y_f^*$  – то же в паре, равновесном с жидкостью питания.

Рабочее флегмовое число

$$R = 1,3 R_{\text{мин}} + 0,3 \quad (2.6)$$

Проводится рабочая линия концентраций, для чего на оси ординат откладывается отрезок  $ON$ , величина которого определяется по формуле

$$ON = \frac{x_d}{R + 1}. \quad (2.7)$$

Соединяются точки  $N$  и  $M$ , а также точки  $W$  и  $F$  отрезками (точка  $F$  получается при пересечении двух рабочих линий и соответствует составу исходной смеси). Отрезки  $FM$  и  $WF$  – рабочие линии, соответственно, верхней (укрепляющей) и нижней (исчерпывающей) частей колонны.

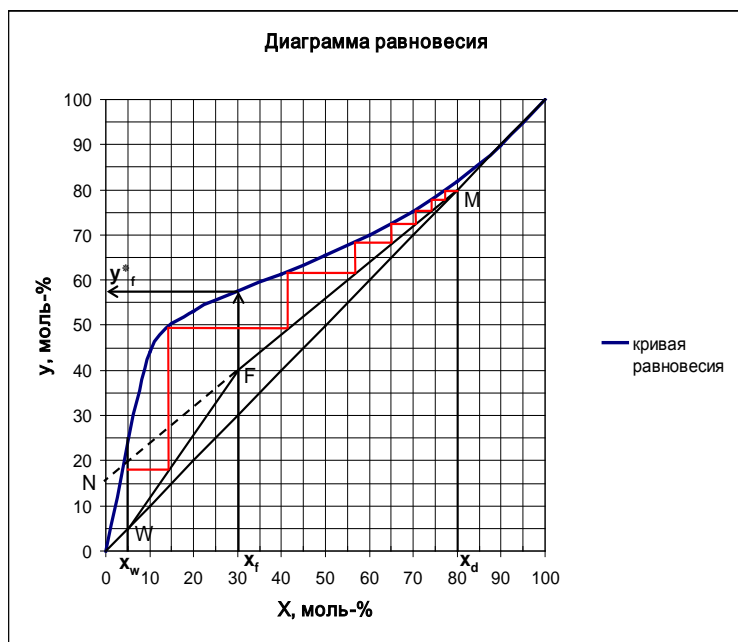


Рисунок 2.2 - Графическое определение числа теоретических тарелок

Проводятся последовательно из точки М горизонтальные до линии равновесия и вертикальные до рабочей линии отрезки между кривой равновесия и рабочими линиями MF и FW. Последнюю горизонталь провести так, чтобы она пересекла вертикальную прямую  $x = x_w$ . Число полученных при построении ступеней соответствует числу теоретически необходимых тарелок ректификационной колонны  $n_T$ .

Действительное число тарелок определяется по формуле

$$n_d = \frac{n_T}{\eta_T}, \quad (2.8)$$

где  $\eta_T$  – КПД тарелки, определяемый по графику (рисунок 3-7) [2] по вязкости разгоняемой жидкости  $\mu_{ж}$  и относительной летучести  $\alpha$  или по уравнению (2.9), описывающему этот график.

$$\eta_T = 0,49 (\mu_{ж} \alpha)^{-0,245}, \quad (2.9)$$

$$\mu_{ж} = \mu_a \frac{a_{ср}}{100} + \mu_b \frac{100 - a_{ср}}{100}, \quad (2.10)$$

$$\lg \alpha = 9 \frac{T_b - T_a}{T_b + T_a}, \quad (2.11)$$

где  $\mu_a$  и  $\mu_b$  – вязкость летучего и нелетучего компонентов при температуре кипения исходной смеси;  $T_a$  и  $T_b$  – абсолютная температура кипения чистых компонентов;  $a_{\text{ср}}$  – среднее массовое содержание летучего компонента в колонне

$$a_{\text{ср}} = \frac{a_d + a_w}{2} \quad (2.12)$$

Тепловой баланс колонны позволяет определить расход греющего пара на процесс ректификации.

Приходные статьи теплового баланса:

– с исходной смесью

$$Q_1 = G_f c_f t_f; \quad (2.13)$$

где  $c_f$  – теплоемкость исходной смеси (жидкости питания),  $t_f$  – температура поступающей в колонну смеси, находится как температура насыщения по  $a_f$ ;

$$c_f = c_a \frac{a_f}{100} + c_b \frac{100 - a_f}{100}, \quad (2.14)$$

здесь  $c_a$  и  $c_b$  – соответственно теплоемкость летучего и нелетучего компонента;

– с греющим паром

$$Q_2 = D(i_n - i_k), \quad (2.15)$$

где  $i_n$  и  $i_k$  – энтальпия греющего пара и конденсата, определяются из таблиц [9] по давлению пара;

– с флегмой

$$Q_3 = G_d R c_d t_d; \quad (2.16)$$

где  $t_d$  – температура дистиллята, находится как температура насыщения по  $a_d$ .

$$c_d = c_a \frac{a_d}{100} + c_b \frac{100 - a_d}{100} \quad (2.17)$$

Расходные статьи теплового баланса:

- с парами, выходящими из колонны

$$Q_4 = G_d (R + 1) (r_d + c_d t_d); \quad (2.18)$$

$$r_d = r_a \frac{a_d}{100} + r_b \frac{100 - a_d}{100}, \quad (2.19)$$

где  $r_a$  и  $r_b$  – соответственно теплота парообразования летучего и нелетучего компонента [7];

- с кубовым остатком

$$Q_5 = G_w c_w t_w; \quad (2.20)$$

где  $t_w$  – температура кубового остатка, находится как температура насыщения по  $a_w$ ;

$$c_w = c_a \frac{a_w}{100} + c_b \frac{100 - a_w}{100}, \quad (2.21)$$

- потери теплоты в окружающую среду принимаются 5 % от общего количества тепла.

Из уравнения теплового баланса определяется расход греющего пара на процесс ректификации

$$D = \frac{1,05 (Q_4 + Q_5 - Q_1 - Q_3)}{(i_n - i_k)}. \quad (2.22)$$

Расход воды, поступающей в дефлегматор,

$$G_D = \frac{G_d R r_d}{c_B (t_2 - t_1)}. \quad (2.23)$$

Расход воды, поступающей в конденсатор-холодильник,

$$G_{K-X} = \frac{G_d (r_d + c_d (t_d - t'_d))}{c_B (t_2 - t_1)} \quad (2.24)$$

Общий расход охлаждающей воды в установке

$$G = G_d + G_{к-х} \quad (2.25)$$

Диаметр ректификационной колонны

$$D = \sqrt{\frac{4V}{\pi \omega_p}}, \quad (2.26)$$

где  $V$  – секундный расход паров, движущихся по колонне;  $\omega_p$  – рабочая скорость паров.

Объем паров находится из уравнений объединенного закона газового состояния

$$\frac{pV}{T} = \frac{p_H V_H}{T_H},$$

откуда

$$V = \frac{p_H V_H T}{p T_H}, \quad (2.27)$$

где  $p, V, T$  - давление, объем, абсолютная температура пара при заданных условиях;  $p_H, V_H, T_H$  - то же при нормальных условиях;  $V_H = 22,4 Z$ , здесь  $Z$  – молярный расход паров по колонне,

$$Z = \frac{G_d (R+1)}{\mu_{см}}, \quad (2.28)$$

$$\mu_{см} = \mu_a \frac{a_{ср}}{100} + \mu_b \frac{100-a_{ср}}{100}, \quad (2.29)$$

$$T = t_{ср} + 273, \quad (2.30)$$

здесь  $\mu_a$  и  $\mu_b$  – соответственно молярная масса летучего и нелетучего компонентов.

Средняя температура и массовое содержание летучего верхней, нижней частей колонны и в целом по колонне

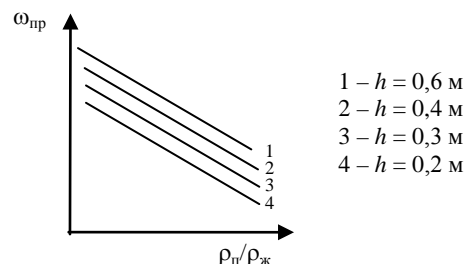
$$t_{ср в} = \frac{t_d + t_f}{2}; \quad t_{ср н} = \frac{t_f + t_w}{2};$$

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{ср в}} + t_{\text{ср н}}}{2}; \quad (2.31)$$

$$a_{\text{ср в}} = \frac{a_d + a_f}{2}; \quad a_{\text{ср н}} = \frac{a_f + a_w}{2};$$

$$a_{\text{ср}} = \frac{a_{\text{ср в}} + a_{\text{ср н}}}{2}. \quad (2.32)$$

Предельная скорость паров в колонне определяется по графику (рисунок 3-9 [2]) для принятого расстояния между тарелками  $h$ . На графике  $\rho_{\text{п}}$  и  $\rho_{\text{ж}}$  - плотность паров и жидкости. Плотность паров летучего компонента



$$\rho_{\text{п а}} = \frac{\mu_a T_{\text{н}}}{22,4 T_d}, \quad (2.33)$$

здесь  $T_d = t_d + 273$ ,  $\mu_a$  - мольная масса летучего компонента;  
 $T_{\text{н}}$  - температура при нормальных условиях.

То же для нелетучего компонента

$$\rho_{\text{п б}} = \frac{\mu_b T_{\text{н}}}{22,4 T_w}, \quad (2.34)$$

здесь  $T_w = t_w + 273$ ;  $\mu_b$  - мольная масса нелетучего компонента.

Плотность жидкости

$$\rho_{\text{ж}} = \frac{\rho_a + \rho_b}{2}. \quad (2.35)$$

Рабочая скорость паров

$$\omega_{\text{р}} = (0,8 \dots 0,9) \omega_{\text{пр}} \quad (2.36)$$

## 2.2 Выбор оптимального варианта ректификационной установки для перегонки бинарной смеси

Рабочее (действительное) флегмовое число  $R > R_{\text{мин}}$  (формула 2.6). От значения  $R$  зависят капитальные затраты и эксплуатационные расходы на ректификацию (рисунок 2.3). Эксплуатационные расходы (линия 1) прямо пропорциональны  $R$  и определяются расходом теплоносителя (греющего пара) на испарение жидкости в кубе-испарителе. Капитальные затраты (кривая 2) в зависимости от  $R$  имеют минимум, соответствующий минимальному рабочему объему колонны. Суммарные (приведенные) затраты в зависимости от значения флегмового числа (кривая 3) также будут иметь

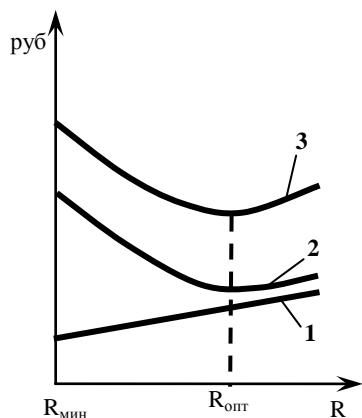


Рисунок 2.3 - Определение оптимального флегмового числа по минимуму приведенных затрат

минимум, который в общем случае не совпадает с минимумом капитальных затрат.

В качестве критерия оптимизации рационально принять минимум приведенных затрат, которые рассчитывают по формуле

$$П = EK + Э, \text{ руб/год}, \quad (2.37)$$

где  $E$  - нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, который можно принять равным  $0,15 \text{ год}^{-1}$ ;  $K$  - капитальные затраты, руб;  $Э$  - эксплуатационные затраты, руб/год.

Для исследования влияния флегмового числа на геометрические размеры ректификационной колонны необходимо по методике описанной выше определить действительное число тарелок при различных значениях флегмового числа  $R$ . Для принятых значений флегмового числа определить площадь сечения колонны по формуле

$$S = \frac{G_d (R+1)}{\rho_{\text{п}} w_{\text{п}}}, \quad (2.38)$$

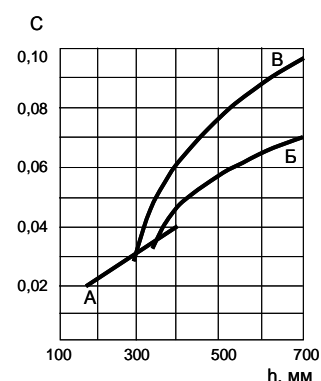


где  $w_{\Pi}$  – скорость паров, отнесенная к полному поперечному сечению колонны;  $\rho_{\Pi}$  – плотность паров.

Скорость паров в колонне вычисляется по уравнению

$$w_{\Pi} = C \sqrt{\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\Pi}}}, \quad (2.39)$$

где  $C$  – коэффициент, зависящий от конструкции тарелок (колпачковые, ситчатые) и расстояния между ними  $h$  (принять  $h = 0,2 \dots 0,6$  м и оставлять постоянным при изменении  $R$ ); определяется по графику, представленному на рисунке 2.3;



$\rho_{\text{ж}}$  и  $\rho_{\Pi}$  – плотность жидкости и паров; определить при средней концентрации жидкости питания  $a_f$  по формуле:

$$\rho_{\text{ж}} = \rho_f = \rho_a \frac{a_f}{100} + \rho_b \frac{100 - a_f}{100}, \quad (2.40)$$

здесь  $\rho_a$  и  $\rho_b$  – плотность жидких летучего и нелетучего компонентов смеси при температуре  $t_f$  (табл. III [7]);  $t_f$  – температура кипения смеси при концентрации  $x_f$  (таблица 2.1);

$$\rho_{\Pi} = \frac{\mu_{\text{ср}} 273}{22,4 (273 + t_f)}, \quad (2.41)$$

здесь  $\mu_{\text{ср}}$  – средняя молярная масса при концентрации в парах летучего  $y_f^*$

$$\mu_{\text{ср}} = \mu_a y_f^* + \mu_b (1 - y_f^*), \quad (2.42)$$

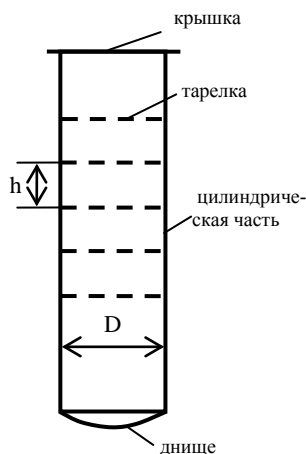
где  $\mu_a$  и  $\mu_b$  – молярная масса летучего и нелетучего компонентов (табл. XL [7]).

Для полученных сечений колонны объем ее активной части

Рисунок 2.3 – Значение коэффициента  $C$  в формуле (2.39)  
А, Б – колпачковые тарелки,  
В – ситчатые тарелки

$$V = S \cdot H = S h (n - 1), \quad (2.43)$$

где  $H$  – высота активной части колонны;  $h$  – расстояние между тарелками.



Геометрические размеры определяют металлоемкость колонны, а значит ее стоимость. Капитальные затраты складываются из стоимости колонны  $C_K$ , стоимости трубопроводов, арматуры, КИП, фундаментов, затрат на доставку и монтаж установки, которую можно оценить в 60...80 % от стоимости колонны, и стоимости вспомогательного оборудования (испарителя  $C_u$ , дефлегматора  $C_\partial$ , подогревателя исходной смеси  $C_{ни}$ , холодильников дистиллята и кубового остатка  $C_{хд}$  и  $C_{хк}$ , насосов  $C_{н1}$ ,  $C_{н2}$ )

$$K = 1,7 C_K + \sum C_{всп.об} \quad (2.44)$$

В стоимость вспомогательного оборудования,  $\sum C_{всп.об}$ , достаточно включить только стоимость испарителя и дефлегматора, т.к. при изменении флегмового числа или конструкции колонны другое оборудование остается практически неизменным. В этом случае

$$K = 1,7 C_K + C_u + C_\partial \quad (2.45)$$

Стоимость колонны  $C_K$  определяется как произведение массы колонны  $M_K$  на цену за единицу массы  $u_K$ , т.е.

$$C_K = u_K M_K \quad (2.46)$$

Масса колонны равна сумме массы корпуса и всех тарелок

$$M_K = M_{корп} + n M_{тар} \quad (2.47)$$

Масса корпуса складывается из масс цилиндрической части, крышки, днища

$$M_{корп} = M_{цил} + M_{кр} + M_{дн} \quad (2.48)$$

Масса цилиндрической части колонны определяется ее высотой, зависящей от числа тарелок  $n$  и межтарельчатым расстоянием  $h$ , а также диаметром колонны  $D$  и толщиной стенки обечайки  $\delta$

$$M_{цил} = \pi D \left( (n-1)h + H_{сеп} + H_{куб} \right) \delta \rho, \quad (2.49)$$

где  $\rho$  - плотность материала колонны, для стали можно принять  $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$ ;  $H_{сеп}$  - высота сепарационного пространства (расстояние от верхней тарелки до крышки), принять  $H_{сеп} = D$ , м;  $H_{куб}$  - высота куба-испарителя (расстояние от нижней тарелки до днища), принять  $H_{куб} = 2D$ , м;  $\delta$  - толщина стенки, принять  $\delta = 0,008 \dots 0,012$  м;  $D = \sqrt{\frac{4S}{\pi}}$ .

Массу крышки и днища можно приближенно рассчитать по формуле

$$M_{кр} + M_{дн} \approx 2 D \delta \rho \quad (2.50)$$

Масса тарелки  $M_{тар}$  зависит от ее конструкции и диаметра и может быть определена из [5].

Стоимость испарителя  $\Pi_u$  и дефлегматора  $\Pi_\partial$  зависит от поверхности их теплообмена  $F_u$  и  $F_\partial$ , соответственно, и цены за  $1 \text{ м}^2$  кожухотрубного теплообменного аппарата  $u_{m.a}$

$$\Pi_u = u_{m.a} F_u; \quad \Pi_\partial = u_{m.a} F_\partial \quad (2.51)-(2.52)$$

Эксплуатационные затраты при оптимизационных расчетах можно представить только суммой затрат на греющий пар и воду, охлаждающую дефлегматор, т.к. они наиболее зависят от величины флегмового числа,

$$\mathcal{E} = (C_n D + C_g G) \tau, \text{ руб/год} \quad (2.53)$$

где  $D$  и  $G$  - расход греющего пара в испаритель и охлаждающей воды в дефлегматор (находятся из уравнений теплового баланса соответствующего теплообменного аппарата), кг/ч;  $C_n$  и  $C_g$  - цена пара и охлаждающей воды, руб./кг, (постоянно корректируются);  $\tau$  - число часов использования установки, ч/год.

Тепловая нагрузка на испаритель, Вт

$$Q_{\text{и}} = \frac{D}{3,6} r_{\text{гр}}, \quad (2.54)$$

где  $r_{\text{гр}}$  - теплота конденсации греющего пара.

Поверхность теплообмена испарителя

$$F_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{и}}}{k_{\text{и}} \Delta t_{\text{и}}}, \quad (2.55)$$

где  $k_{\text{и}}$  - коэффициент теплопередачи от конденсирующегося греющего пара к кипящему раствору, Вт/(м<sup>2</sup>·К), [5];  $\Delta t_{\text{и}}$  - температурный напор в испарителе, °С,

$$\Delta t_{\text{и}} = t_{\text{гр}} - t_w, \quad (2.56)$$

здесь  $t_{\text{гр}}$  - температура греющего пара, °С, определяется по давлению пара [9].

Тепловая нагрузка на дефлегматор, Вт

$$Q_{\text{д}} = \frac{G_d}{3,6} R r_d, \quad (2.57)$$

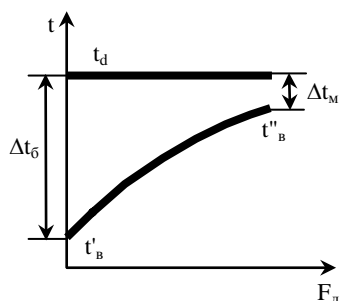
Расход охлаждающей дефлегматор воды, кг/ч

$$G = \frac{3,6 Q_D}{c_B (t_B'' - t_B')} \quad (2.58)$$

где  $c_B$  - теплоемкость воды,  $c_B = 4,19$  кДж/(кг·К);  $t_B'$  и  $t_B''$  - температура охлаждающей воды на входе и выходе из дефлегматора, °С.

Поверхность теплообмена дефлегматора

$$F_D = \frac{Q_D}{k_D \Delta t_D}, \quad (2.59)$$



где  $k_D$  - коэффициент теплопередачи от конденсирующихся паров к охлаждающей воде, Вт/(м<sup>2</sup>·К), [5];  $\Delta t_D$  - температурный напор в дефлегматоре, °С,

$$\Delta t_D = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (2.60)$$

Анализ оптимального флегмового числа с точки зрения технико-экономических показателей целесообразно осуществлять по приведенной выше методике с помощью ПЭВМ.

### **3. Методические указания по расчету конвективных сушильных установок**

#### Задание

Рассчитать конвективную сушилку для сушки зернистого материала смесью дымовых газов с воздухом (рисунок 3.1) при следующих данных:

- производительность по влажному материалу -  $G_1$ ;
- влажность материала на общий вес начальная -  $w_1$ ;

- влажность материала на общий вес конечная -  $w_2$  ;
- средний диаметр частиц материала -  $d$  .

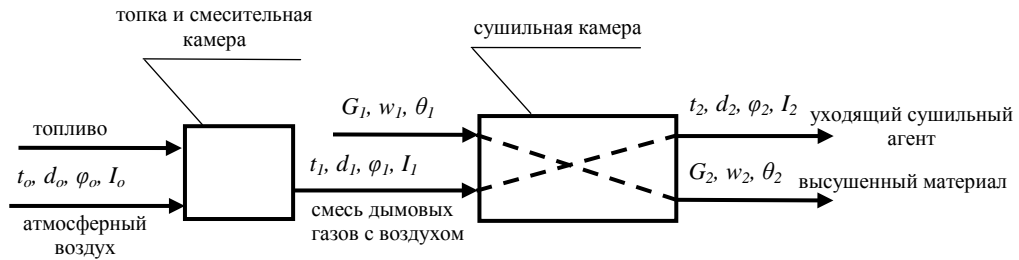


Рисунок 3.1 – Принципиальная схема конвективной сушильной установки на смеси дымовых газов с воздухом

### 3.1 Материальный баланс сушилки

Количество влаги, испаряемой из материала,

$$W = G_1 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_2} \quad (3.1)$$

Производительность сушилки по высушенному материалу

$$G_2 = G_1 - W \quad (3.2)$$

### 3.2 Построение теоретического и действительного процессов сушки в $I, d$ – диаграмме влажного воздуха

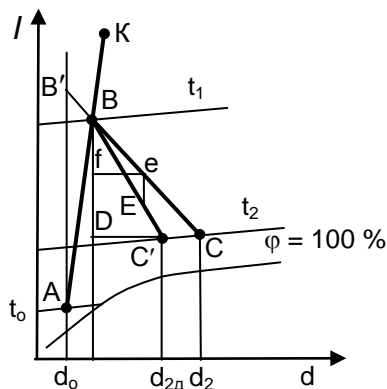


Рисунок 3.2 - Построение теоретического и действительного процессов сушки в  $I, d$  - диаграмме влажного воздуха

Задаются параметрами наружного воздуха  $t_o$  и  $d_o$  (точка А на рисунке 3.2). Температура сушильного агента (смесь дымовых газов с воздухом) на входе в сушильную камеру  $t_1$  принимается для данного типа высушиваемого материала согласно рекомендациям в специальной литературе [5].

Определяется коэффициент рас-

хода воздуха в дымовых газах, выходящих из смесительной камеры (на входе в сушильную камеру) (точка В).

При использовании газообразного топлива формула для определения общего коэффициента расхода воздуха, необходимого для получения газов с температурой  $t_1$  имеет вид:

$$\alpha = \frac{Q_6^p \eta_m + c_m t_m - \left(1 - \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n\right) c_{c2} t_{c2}}{L_o \left(c_{c2} t_{c2} + \frac{d_o}{1000} i_n - I_o\right)} - \frac{\left(\sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n\right) i_n - W_m (i'_n - i_n)}{L_o \left(c_{c2} t_{c2} + \frac{d_o}{1000} i_n - I_o\right)}, \quad (3.3)$$

где  $Q_6^p$  - высшая теплота сгорания топлива;  $\eta_m = 0,95$  - КПД топки;  $c_m$  и  $t_m$  - теплоемкость и температура газообразного топлива;  $c_{c2}$  и  $t_{c2}$  - изобарная теплоемкость и температура дымовых газов, принимается  $t_{c2} = t_1$ ;  $i_n$  - энтальпия водяного пара при температуре  $t_1$ ,  $i_n = 2493 + 1,97t_1$ ;  $W_m = 0$  - масса водяного пара, содержащегося в газе (топливе);  $I_o$  - энтальпия атмосферного воздуха, определяется по  $I, d$  - диаграмме (в точке А, рисунок 3.2);  $L_o$  - теоретическое количество воздуха на сжигание 1 кг газообразного топлива (формула 1.4).

Теоретическое количество воздуха на сжигание 1 кг газообразного топлива при известном его составе

$$L_o = 1,38 \left( 0,0179 CO + 0,248 H_2 + \sum \frac{m + \frac{n}{4}}{2m+n} C_m H_n \right) \quad (3.4)$$

Удельный (на 1 кг сжигаемого топлива) расход сухих газов при температуре  $t_1$  при сжигании газообразного топлива

$$G_{c2} = 1 + \alpha L_o - \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n \quad (3.5)$$

Удельный расход водяных паров, образующихся при полном сгорании 1 кг газообразного топлива при температуре  $t_1$

$$G_{\text{вн}} = \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n + \frac{\alpha L_o d_o}{1000}. \quad (3.6)$$

Влагосодержание дымовых газов при  $t_1$  (точка В на рисунке 3.2)

$$d_1 = 1000 \frac{G_{\text{вн}}}{G_{\text{сг}}} \quad (3.7)$$

Теплосодержание дымовых газов в точке В

$$I_1 = \frac{Q_{\text{в}}^p \eta_m + c_m t_m + \alpha L_o I_o}{G_{\text{сг}}} \quad (3.8)$$

По  $d_1$  и  $I_1$  на  $I, d$  – диаграмме находится точка В (рисунок 3.2), соединив которую с точкой А, получаем линию смешения атмосферного воздуха с дымовыми газами, выходящими из топки (точка К). Точку К на диаграмме находить не обязательно.

Для построения теоретического процесса сушки из точки В проводится линия  $I = \text{const}$  до пересечения с изотермой  $t_2$  в точке С. Температура  $t_2$  выбирается таким образом, чтобы разница между ней и точкой росы для состояния воздуха в точке С была не менее  $40^\circ\text{C}$ .

Для построения действительного процесса сушки находится величина

$$\Delta = c_{\text{в}} \theta_1 + q_{\text{дон}} - (q_{\text{м}} + q_{\text{тп}} + q_5), \quad (3.9)$$

где  $c_{\text{в}}$  – изобарная теплоемкость воды;  $\theta_1$  – температура материала на входе в сушилку;  $q_{\text{дон}}$  – удельная (на 1 кг испаренной из материала влаги) теплота, вносимая в дополнительное, встроенное в сушильную камеру, подогревателе, чаще  $q_{\text{дон}} = 0$ ;  $q_{\text{м}}$  – удельные потери теплоты с материалом

$$q_{\text{м}} = \frac{G_2}{W} c_{\text{м}} (\theta_2 - \theta_1), \quad (3.10)$$

здесь  $c_{\text{м}}$  – теплоемкость высушенного материала,



$$c_m = \frac{c_{\text{сух}} (100 - w_2) + 4,19 w_2}{100}. \quad (3.11)$$

$c_{\text{сух}}$  – теплоемкость сухой части материала (находится в справочной литературе).

В расчетах можно принимать температуру материала на входе в сушильную камеру  $\theta_1 = t_o$ , а на выходе из нее на 30...40 °С ниже температуры сушильного агента, находящего над выходящим материалом.

Потеря теплоты с транспортным устройством  $q_{mp}$  учитывается, если есть транспортное устройство, выходящее наружу и остывающее. В конвективных сушилках, предназначенных для сушки дисперсного материала транспортное устройство, как правило, отсутствует, т.е.  $q_{mp} = 0$ .

Удельная потеря теплоты сушильной камерой в окружающую среду  $q_5$  от наружного охлаждения конструкции

$$q_5 = \frac{\sum \alpha_i F_i (t_{cm} - t_{o.c})}{W}, \quad (3.12)$$

здесь  $\alpha_i$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности соответствующего ограждения к окружающей среде, можно найти по эмпирической зависимости  $\alpha_i = 8,4 + 0,06(t_{cm} - t_{o.c})$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_i$  – площадь поверхности ограждения;  $t_{cm}$  – средняя температура поверхности ограждения, из условия безопасной эксплуатации сушилки принимается  $t_{cm} = 45...48^\circ\text{C}$ ;  $t_{o.c}$  – температура окружающей среды.

Так как геометрические размеры сушилки пока неизвестны, потери теплоты в окружающую среду  $q_5$  предварительно принимаются с последующей проверкой.

Затем на линии ВС (рисунок 3.2) выбирается произвольная точка  $e$  и проводится отрезок  $ef$ , длина которого измеряется.

Из уравнения  $eE \cdot M_i = \frac{\Delta}{1000} ef \cdot M_d$  находится длина отрезка  $eE$ , где  $M_i$  и  $M_d$  – соответственно, масштаб оси энтальпии и влагосодержания  $I, d$  – диаграммы.

Если  $\Delta < 0$ , то отрезок  $eE$  откладывается вниз и через точки В и Е проводится прямая до пересечения с изотермой  $t_2$  (рисунок 3.2). Линия ВС' - действительный процесс сушки, на основании которого определяется влагосодержание сушильного агента на выходе из сушилки  $d_2$ , используемое для определения расхода сушильного агента (формула 3.16).

### 3.3 Тепловой баланс сушилки

Тепловой баланс конвективной сушилки на 1 кг испаренной из материала влаги

$$q = q_1 + q_2 + q_m + q_{mp} + q_5, \quad (3.13)$$

где  $q_1$  – полезная теплота, пошедшая на испарение 1 кг влаги из материала,

$$q_1 = i_n - c_\theta \theta_1 = 2493 + 1,97 t_2 - 4,19 t_o, \text{ кДж/кг}, \quad (3.14)$$

$q_2$  – потери теплоты с уходящим сушильным агентом,

$$q_2 = \ell c_2 (t_2 - t_o), \quad (3.15)$$

здесь  $\ell$  – удельный расход сушильного агента, кг/кг;

$$\ell = \frac{1000}{d_{2d} - d_1} \quad (3.16)$$

$c_2$  – массовая теплоемкость сушильного агента, покидающего сушилку (смеси дымовых газов с воздухом), можно принять равной теплоемкости воздуха и определить по формуле

$$c_{возд} = 1,0056 + 1,97 \frac{d_1}{1000}; \quad (3.17)$$

$q_m$ ,  $q_{mp}$  и  $q_5$  – описаны ранее.

КПД сушильной камеры

$$\eta_{СК} = \frac{q_1}{q} 100 = \frac{q_1}{q_1 + q_2 + q_M + q_{mp} + q_5} 100 \quad (3.18)$$

Тепловой баланс сушильной установки (сушильная камера + топка)

$$q_{СУ} = \frac{Q_H^P B}{W} = q_1 + q_2 + q_M + q_{mp} + q_5 + (q_3 + q_4 + q_5^m) \quad (3.19)$$

где  $Q_H^P$  – теплота сгорания топлива;  $B$  – расход топлива;  $q_3$  - потери теплоты в топке от химической неполноты сгорания;  $q_4$  – потери теплоты в топке от механического недожога (при сжигании твердого топлива);  $q_5^m$  – потери теплоты в топке от наружного охлаждения (через ограждающие конструкции).

КПД сушильной установки

$$\eta_{СУ} = \frac{q_1}{q_{СУ}} 100 \quad (3.20)$$

### **3.4 Расчет геометрических размеров сушильной камеры**

Методика определения геометрических размеров сушильной камеры для конвективной сушки дисперсных (сыпучих) материалов определяется видом сушилки (барабанная, в кипящем слое (рисунок 3.3), пневмотранспортная, аэрофонтанная).

Например, определение геометрических размеров камеры для сушки материала во взвешенном состоянии (в кипящем слое) можно осуществить следующим образом.

Критерий Архимеда

$$Ar = \frac{d^3 \rho_M g}{v_z^2 \rho_z} \quad (3.21)$$

где  $d$  – средний диаметр частиц материала;  $\rho_M$  – плотность материала;  
 $v_2$  и  $\rho_2$  – вязкость и плотность газов при температуре  $t_2$ .

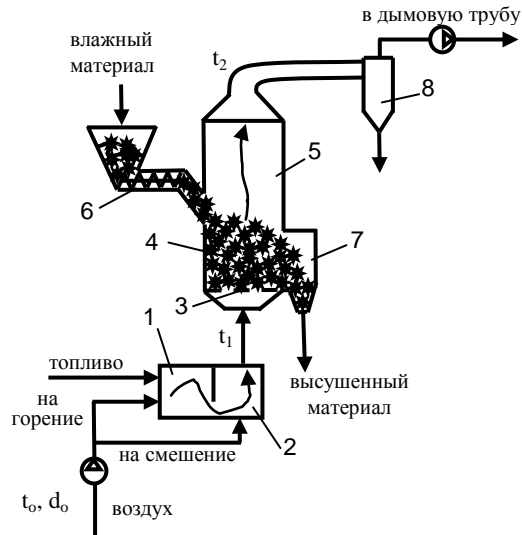


Рисунок 3.3 – Принципиальная схема сушильной установки с кипящим слоем  
 1 – топка; 2 – смесительная камера; 3 – газораспределительная решетка; 4 – слой материала; 5 – сушильная камера; 6 – питательное устройство; 7 – приемное устройство; 8 – циклон

С помощью номограммы  $Ly = f(Ar, \varepsilon)$  [2] определяется критерий Лященко  $Ly$  для рабочей порозности слоя  $\varepsilon = 0,55 \dots 0,75$ , а по нему - скорость газов (сушильного агента) на полное сечение газораспределительной решетки

$$v = \sqrt[3]{\frac{Ly v_2 g \rho_M}{\rho_2}}. \quad (3.22)$$

Площадь решетки

$$S_{resh} = \frac{\ell W}{3600 \rho_2 v}. \quad (3.23)$$

Диаметр решетки

$$D_{resh} = \sqrt{\frac{S_{resh}}{0,785}} \quad (3.24)$$

Высота кипящего слоя

$$H_{сл} = 4 h_{cm}, \quad (3.25)$$

где  $h_{cm}$  – высота гидродинамической стабилизации слоя, определяется по формуле  $h_{cm} = 20d_{отв}$ , в которой  $d_{отв}$  – диаметр отверстия решетки (принимается).

Высота сепарационного пространства

$$H_{сен} = 4 H_{сл} \quad (3.26)$$

Полная высота сушильной камеры (над газораспределительной решеткой)

$$H = H_{сл} + H_{сен} \quad (3.27)$$

Методика определения геометрических размеров барабанной сушилки приводится в [2, 5, 6], пневмотранспортной (трубы-сушилки) – в [2, 6].

Далее осуществляется расчет и выбор топочного устройства, аэродинамический расчет сушильной установки и выбор вспомогательного оборудования (вентилятора, дымососа).

### 3.5 Целесообразность использования газовых двигателей в когенерации с сушильной установкой

Одним из направлений повышения эффективности использования топлива в сушильных установках является внедрение когенерации, суть которой в данном случае состоит в том, что в качестве сушильного агента можно использовать выхлопные газы газового двигателя, как внутреннего сгорания, так и газотурбинного (рисунок 3.4). При этом в газовом двигателе будет вырабатываться электрическая энергия, которая может использоваться для собственных нужд сушильной установки и предприятия в целом.

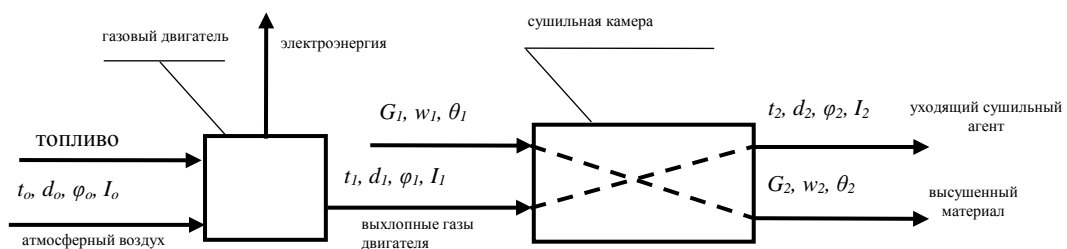


Рисунок 3.4 – Принципиальная схема конвективной сушильной установки на выхлопных газах двигателя

Для определения целесообразности использования газового двигателя в когенерации с сушильной установкой необходимо сравнить расход топлива двигателем в режиме когенерации с суммой расходов топлива сушильной установкой, оборудованной индивидуальной топкой, и топлива на объекте энергосистемы для выработки эквивалентного количества электрической энергии.

Электрическая мощность газового двигателя

$$N_{ГД}^{эл} = l_{ГД} L \eta_{oi} \eta_{эм} , \quad (3.28)$$

где  $l_{ГД}$  - удельная работа 1 кг рабочего тела в цикле газового двигателя, кДж/кг;  $L$  - расход рабочего тела (расход сушильного агента), принимается из расчета сушилки, кг/с;  $\eta_{oi}$  - внутренний относительный КПД газового двигателя, можно принять  $\eta_{oi} = 0,82 \dots 0,88$ ;  $\eta_{эм}$  - электромеханический КПД,  $\eta_{эм} = 0,95 \dots 0,98$ .

Для определения удельной работы газового двигателя необходимо принять параметры цикла и рассчитать удельные расходы подведенной  $q_1^2$  и отведенной  $q_2^2$  в цикле теплоты.

Тогда удельная работа 1 кг рабочего тела в цикле газового двигателя

$$l_{ГД} = q_1^2 - q_2^2 \quad (3.29)$$

Термический КПД газового двигателя

$$\eta_t^{ГД} = \frac{l_{ГД}}{q_1^2} \quad (3.30)$$

Расход условного топлива газовым двигателем, входящим в состав когенерационной установки

$$B_{ГД} = \frac{q_1^2 \cdot L}{Q_{усл}} , \quad (3.31)$$

где  $Q_{усл}$  - теплота сгорания условного топлива,  $Q_{усл} = 29330$  кДж/кг.

Для выработки аналогичного количества электрической энергии на КЭС будет израсходовано топлива

$$B_{эл}^{КЭС} = b_{КЭС} \cdot N_{ГД} \cdot \tau, \quad (3.32)$$

где  $b_{КЭС}$  - удельный расход условного топлива на выработку 1 кВт·ч электрической энергии в энергосистеме (на КЭС), можно принять  $b_{КЭС} = 0,32 \dots 0,34$  кг/кВт·ч.

Расход топлива в сушильной установке в случае оборудования ее собственной топкой определяется в расчете сушилки (формула 3.19) и переводится в условное топливо.

Осуществляется сравнение расходов топлива  $B_{ГД} \Leftrightarrow B_{суш} + B_{эл}^{КЭС}$  и делается соответствующий вывод об экономии топлива.

#### **4. Методические указания по расчету компрессионной холодильной установки**

##### Задание

Рассчитать компрессионную холодильную установку при следующих данных:

- холодопроизводительность установки –  $Q_o$  ;
- средняя температура охлаждаемого помещения -  $t_{он}$  ;
- средняя температура охлаждающей воды -  $t_{в.ср}$  ;
- переохлаждение конденсата -  $\Delta t$  .

Принципиальная схема одноступенчатой аммиачной компрессионной холодильной установки изображена на рисунке 4.1.

Компрессор одноступенчатого сжатия I, приводимый в действие асинхронным электродвигателем II, засасывает из испарителя V холодильный агент

– пары аммиака  $\text{NH}_3$ . Жидкий аммиак кипит в испарителе при температуре  $t_o$  и давлении  $p_o$  под воздействием энергии в виде теплового потока, полученного от рассола. Рассол – раствор  $\text{CaCl}_2$  (или  $\text{NaCl}$ ) в воде циркулирует по системе охлаждения камер холодильника VII при помощи центробежного насоса VI,

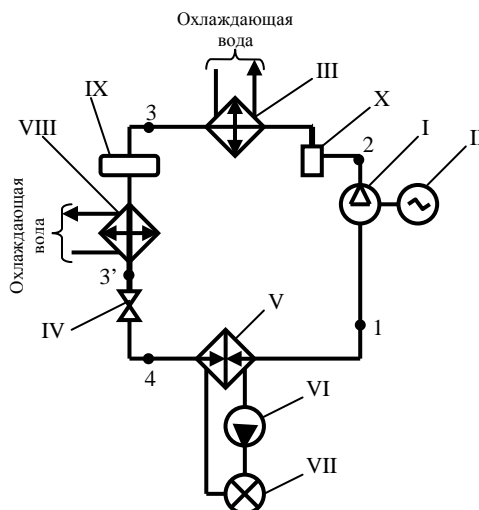


Рисунок 4.1 - Принципиальная схема одноступенчатой парожидкостной компрессионной холодильной установки

отнимая теплоту от продуктов, находящихся в камерах. Сжатые в компрессоре до давления конденсации  $p_k$  пары аммиака при температуре перегрева  $t_2$  направляются через маслоотделитель X в конденсатор III, охлаждаемый водой из системы обратного водоснабжения. Сконденсировавшийся аммиак при температуре  $t_k$  собирается в ресивере IX, представляющем запасную емкость, откуда через переохладитель VIII транспортируется к регулирующей станции, имея температуру  $t_{3'}$ . В регулирующем вентиле IV жидкий аммиак дросселируется до давления  $p_o$  и температуры  $t_o$ , при этих параметрах он поступает снова в испаритель.

Значения энтальпии  $i$  в различных точках холодильного цикла (рисунок 4.2) определяются с помощью диаграммы  $T, s$  для аммиака (или



$i, \lg p$  - диаграммы). Индексы значений  $i_1, i_2$  и т.д. и  $t_1 = t_2$  и т.д. соответствуют точкам на диаграмме.

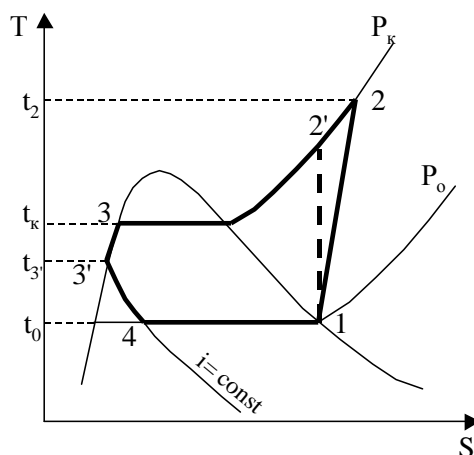


Рисунок 4.2 - Цикл одноступенчатой парожидкостной компрессионной холодильной установки

Для построения цикла в  $T, s$  - диаграмме хладагента определяются следующие параметры:

- температура рассола  $t_p = t_{on} - (2...3)...(5...7) ^\circ C$  ;
- температура аммиака в испарителе  $t_o = t_p - (2...3)...(5...7) ^\circ C$  ; с помощью  $T, s$  - диаграммы аммиака по  $t_o$  находится его давление в испарителе  $p_o$  ;
- температура конденсации аммиака  $t_k = t_{e.cp} + (2...3)...(5...7) ^\circ C$  ; на  $T, s$  - диаграмме аммиака по  $t_k$  находится его давление в конденсаторе  $p_k$  .

Строится цикл компрессионной холодильной установки в  $T, s$  - диаграмме:

- проводится изобара  $p_o$  до пересечения с верхней пограничной кривой в точке 1;
- проводится изобара  $p_k$  до пересечения с нижней пограничной кривой в точке 3;

- из точки 1 проводится адиабата (вертикаль) до пересечения с изобарой  $p_k$  в точке 2';
- из точки 3 по нижней пограничной кривой опуститься на  $\Delta t$  (величину переохлаждения конденсата) до точки 3';
- из точки 3' по линии  $i = const$  (процесс дросселирования) опуститься до пересечения с изобарой  $p_o$  в точке 4.

Определяются основные параметры ( $p, t, i$ ) в характерных точках цикла 1, 2, 3, 3', 4 и удельный объем аммиака в точке 1  $v_1$ .

Удельная массовая холодопроизводительность

$$q_o = i_1 - i_4, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (4.1)$$

Массовый расход аммиака в системе

$$G_{xa} = \frac{Q}{q_o}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (4.2)$$

Удельная объемная холодопроизводительность

$$q_v = \frac{q_o}{v_1}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}. \quad (4.3)$$

Действительная объемная производительность компрессора

$$V_d = v_1 G_{xa} \quad (4.4)$$

Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_v \lambda_\omega \lambda_{пл}, \quad (4.5)$$

где  $\lambda_v$  - объемный коэффициент компрессора;  $\lambda_\omega$  - коэффициент подогрева;  $\lambda_{пл}$  - коэффициент плотности;

$$\lambda_v = 1 - c \left( \frac{p_K}{p_o} - 1 \right), \quad (4.6)$$

где  $c$  – коэффициент, учитывающий наличие вредного пространства (в долях),  $c=1,5...8\%$ . Для крупных горизонтальных машин  $c=1,5...3\%$ ; мелких горизонтальных  $c=5...8\%$ ; вертикальных простого действия  $c=2...6\%$ .

$$\lambda_\omega = \frac{T_o}{T_K}; \quad (4.7)$$

здесь  $T_o = t_o + 273$ ;  $T_K = t_K + 273$  - абсолютные температуры кипения хладагента в испарителе и конденсации его в конденсаторе.

Коэффициент плотности принимается  $\lambda_{пл} = 0,95...0,98$ .

Теоретическая объемная производительность компрессора

$$V_m = \frac{V_\partial}{\lambda}. \quad (4.8)$$

То же через характеристики компрессора

$$V_m = \frac{\pi D^2}{240} s n z, \quad \frac{m^3}{c}; \quad (4.9)$$

где  $D$  – диаметр цилиндра компрессора, м;  $s$  – ход поршня компрессора, м;  $n$  – число оборотов коленчатого вала компрессора, об/мин;  $z$  – число цилиндров компрессора.

Откуда диаметр поршня

$$D = \sqrt{\frac{240 V_m}{\pi s n z}}, \quad \text{м} \quad (4.10)$$

Из таблиц [2, 13] выбирается компрессор.

Работа, затрачиваемая компрессором на адиабатное обратимое сжатие 1 кг хладагента в процессе 1-2'

$$\ell = i_{2'} - i_1, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.11)$$

Теоретическая мощность компрессора

$$N_m = G_{xa} \ell, \text{ кВт} \quad (4.12)$$

Индикаторная мощность компрессор

$$N_i = \frac{N_m}{\eta_i}, \text{ кВт} \quad (4.13)$$

где  $\eta_i$  – индикаторный КПД компрессора, равный  $\eta_i = \lambda_\omega + b t_o$ ,  
 $\lambda_\omega$  – коэффициент подогрева;  $b$  – коэффициент, который для компрессоров:

- горизонтальных двойного действия  $b = 0,002$ ;
- аммиачных вертикальных простого действия  $b = 0,001$ ;
- фреоновых вертикальных простого действия  $b = 0,0025$ .

Эффективная мощность компрессора

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m}, \text{ кВт}, \quad (4.14)$$

где  $\eta_m$  – механический КПД,  $\eta_m = 0,98 \dots 0,99$ .

Мощность на валу двигателя

$$N_\partial = (1,1 \dots 1,12) \frac{N_e}{\eta_n}, \text{ кВт}, \quad (4.15)$$

где  $\eta_n$  – КПД передачи,  $\eta_n = 0,98 \dots 0,99$ .

Теоретический холодильный коэффициент

$$\varepsilon_m = \frac{q_o}{\ell}. \quad (4.16)$$

Действительный холодильный коэффициент

$$\varepsilon_\partial = \varepsilon_m \eta_i \eta_m. \quad (4.17)$$

Выбираются теплообменные аппараты (конденсатор, переохладитель, испаритель), включенные в схему холодильной установки (рисунок 4.1).

### ***Многоступенчатое сжатие***

При понижении температуры кипения хладагента в испарителе  $t_o$  и повышении температуры конденсации его в конденсаторе  $t_k$  соответственно умень-

шается давление  $p_o$  и возрастает давление  $p_k$ , что приведет к увеличению отношения давлений  $p_k/p_o$ . Большое значение степени повышения давления значительно снижает экономичность компрессора, а значит компрессионной холодильной установки (КХУ) в целом. Кроме того с увеличением  $p_k/p_o$  увеличивается температура в конце сжатия (точка 2, рисунок 4.2), что ухудшает условия смазки компрессора и может вызвать самовозгорание масла, смазывающего подвижные части компрессора. Поэтому при  $p_k/p_o = 7 \dots 100$  используют двухступенчатые установки с промежуточным (между ступенями сжатия) охлаждением паров хладагента.

На рисунке 4.3 представлена принципиальная схема компрессионной холодильной установки с двухступенчатым сжатием и двойным регулированием, а на рисунке 4.4 цикл данной установки в  $T, s$  - диаграмме хладагента.

В двухступенчатой КХУ сжатие паров хладагента осуществляется сначала в первой ступени Iа от  $p_o$  до  $p_{np}$ , а затем во второй ступени Iб от  $p_{np}$  до  $p_k$ . Между ступенями сжатия пары хладагента охлаждаются водой в теплообменнике (промежуточном холодильнике) (процесс 2-2'). Затем они смешиваются с парами, вышедшими из промежуточного сосуда V (состояние 6'') и смесь 2'' направляется на всас компрессора верхней ступени, где сжимаются (процесс 2''-3). В результате наблюдается экономия в работе по сравнению с одноступенчатым сжатием, соответствующая площади фигуры на цикле 2-2''-3-3'.

Двухступенчатое регулирование (дросселирование), представленное на схеме (рисунок 4.3), уменьшает потребляемую установкой мощность, так как пар, образовавшийся при верхнем дросселировании, отделяется и сразу поступает в компрессор верхней ступени, т.е. не проходит через компрессор нижней ступени, где нужно было бы затратить энергию на его сжатие от  $p_o$  до  $p_{np}$ .

Холодильный коэффициент такой установки определяется по формуле

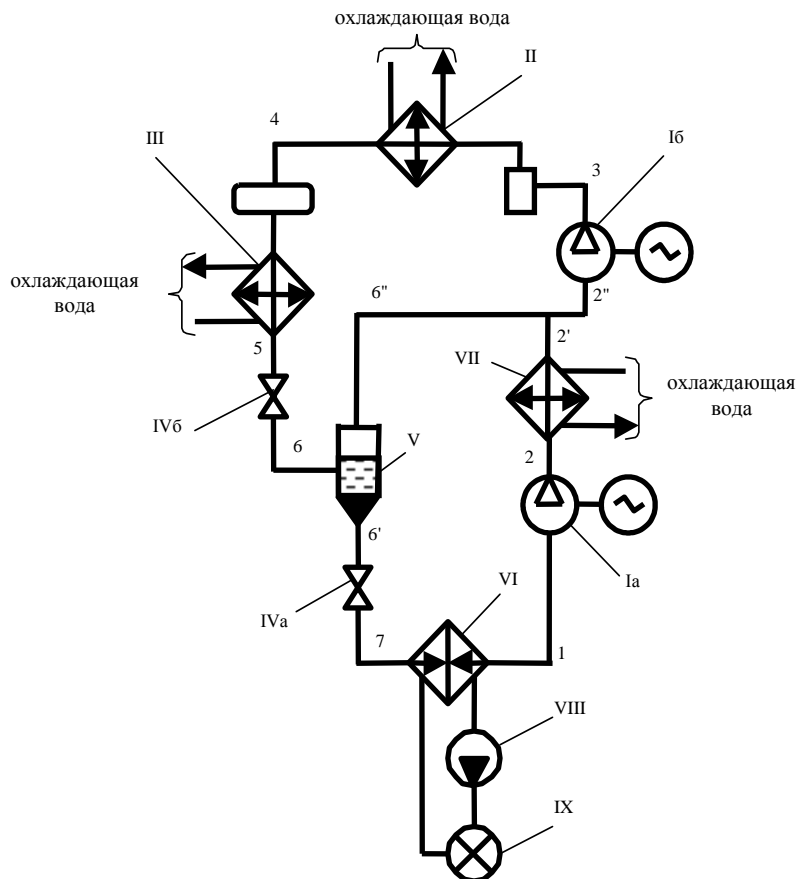


Рисунок 4.3 – Принципиальная схема компрессионной холодильной установки с двухступенчатым сжатием и двойным регулированием

Ia и Ib – компрессоры нижней и верхней ступеней сжатия; II – конденсатор; III – переохладитель; IVb и IVa – дроссельные вентили верхней и нижней ступеней; V – промежуточный сосуд; VI – испаритель; VII – промежуточный холодильник; VIII – рассольный насос; IX – охлаждаемое помещение

$$\varepsilon = \frac{q_0}{\ell}, \quad (4.18)$$

где  $q_0 = (1 - x_6)(i_1 - i_7)$  (4.19)

и  $\ell = (1 - x_6)(i_2 - i_1) + 1 \cdot (i_3 - i_{2'})$  (4.20)

Тогда 
$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_7}{i_2 - i_1 + \frac{1}{1 - x_6}(i_3 - i_{2'})}$$
 (4.21)

Степень сухости хладагента после дросселя верхней ступени находится из уравнения теплового баланса промежуточного сосуда

$$1 \cdot i_6 = x_6 \cdot i_{6''} + (1 - x_6) i_{6'}, \quad (4.22)$$

откуда 
$$x_6 = \frac{i_6 - i_{6'}}{i_{6''} - i_{6'}}. \quad (4.23)$$

Т.к.  $i_6 = i_5$ , то 
$$x_6 = \frac{i_5 - i_{6'}}{i_{6''} - i_{6'}}. \quad (4.24)$$

$i_7 = i_{6'}$  - определяется по  $p_{np}$

$$p_{np} = \sqrt{p_0 p_k}. \quad (4.25)$$

Для определения энтальпии  $i_{2''}$  составим уравнение теплового баланса точки смешения потоков пара из промежуточного сосуда и после промежуточного холодильника:

$$x_6 \cdot i_{6''} + (1 - x_6) i_{2'} = 1 \cdot i_{2''},$$

откуда 
$$i_{2''} = i_{2'} - x_6 (i_{2'} - i_{6''}) \quad (4.26)$$

где  $i_{2'}$  - энтальпия паров хладагента после промежуточного холодильника определяется по  $T, s$  - диаграмме при  $p_{np}$  и  $t_{2'} = t_k$ , предполагая, что конденсатор и промежуточный холодильник используют охлаждающую воду из одного источника.

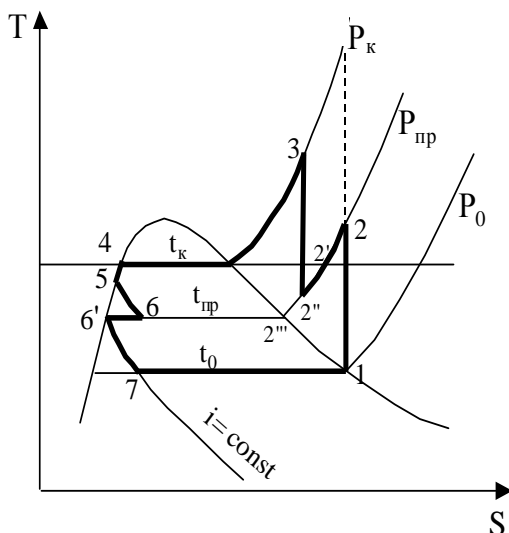


Рисунок 4.4 – Цикл компрессионной холодильной установки с двухступенчатым сжатием и двойным

## 5. Методические указания по расчету абсорбционной холодильной установки

### Задание

Рассчитать абсорбционную холодильную установку (рисунок 5.1) при следующих данных:

- холодопроизводительность установки –  $Q_o$ ;
- температура рассола на входе в испаритель –  $t_{p1}$ ;
- температура рассола на выходе из испарителя –  $t_{p2}$ ;
- температура охлаждающей воды на входе в аппараты –  $t_{в1}$ ;
- температура охлаждающей воды на выходе из аппаратов –  $t_{в2}$ ;
- давление греющего водяного пара –  $p$ ;
- конечные разности температур (принять самостоятельно):

в испарителе –  $\Delta t_u$ ; в конденсаторе –  $\Delta t_k$ ; в абсорбере –  $\Delta t_a$ ; в генераторе –  $\Delta t_2$ ; в охладителе –  $\Delta t_{3-7}$ ; в теплообменнике раствора –  $\Delta t_{14-10}$ ; в дефлегматоре  $\Delta t_{\partial} = \Delta t_k$ , °С.

Абсорбционная холодильная установка (АХУ), принципиальная схема которой представлена на рисунке 5.1, работает следующим образом. К ректификационной колонне Ib из абсорбера IX насосом X через теплообменник VII подводится крепкий раствор давлением  $p_k$ , т.е. раствор повышенной концентрации в состоянии 15, представляющий собой смесь хладагента (аммиака) и абсорбента (воды) с концентрацией  $\xi_{кр}$ . Этот раствор проходит через ректификационную колонну. При этом из состояния 15 крепкий раствор нагревается до температуры кипения, соответствующей  $\xi_{кр}$  (точка 8) и образуются пары, равновесное состояние которых характеризуется точкой 1. Обогащенные летучим (аммиаком) пары движутся по колонне вверх, а обедненная жидкость стекает вниз в генератор Ia (состояние 9). Изменение состояния раствора в ректифика-



ционной колонне и генераторе изображено на  $i, \xi$  - диаграмме линией 15-8-9, в том числе 15-8 – подогрев крепкого раствора до кипения при постоянной  $\xi_{кр}$ , а 8-9 – изменение состояния кипящего раствора за счет уменьшения его концентрации от  $\xi_{кр}$  до  $\xi_{сл}$ .

Для обогащения паров летучим компонентом в колонну необходимо возвращать флегму, которая образуется при конденсации паров, выходящих из колонны, в дефлегматоре за счет отвода теплоты с охлаждающей водой. В результате после колонны и дефлегматора концентрация паров значительно повышается. Довести концентрацию до единицы, т.е. получить после дефлегматора идеально чистый пар аммиака теоретически невозможно, т.к. для этой цели пришлось бы сконденсировать в дефлегматоре весь пар (флегмовое число  $R \rightarrow \infty$ ). Поэтому концентрацию пара доводят до значения, отличающегося от единицы на доли процента. Процесс обогащения паров в колонне изображен кривой 1-2 на  $i, \xi$  - диаграмме.

Генератор, ректификационная колонна и дефлегматор обычно компонуются вместе таким образом, чтобы обеспечить естественное движение паров вверх, а флегмы и крепкого раствора – вниз.

После дефлегматора пар аммиака поступает в конденсатор III – процесс 2-3, затем в охладитель, где дополнительно охлаждается парами хладагента из испарителя – процесс 3-4. Далее жидкий хладагент дросселируется в V ( $i = \text{const}$ ,  $\xi = 1 = \text{const}$ , поэтому точки 4 и 5 совпадают). Но эти состояния относятся к разным давлениям: точка 4 к  $p_k$ , а точка 5 к  $p_o$ . Т.е. в точке 4 - охлажденная жидкость (ниже пограничной кривой  $p_k$ ), а в точке 5 – влажный насыщенный пар (т.к. выше пограничной кривой  $p_o$ ).

После дроссельного вентиля хладагент поступает в испаритель VI, где в результате подвода теплоты извне он кипит и превращается в сухой насыщенный пар (процесс 5-6). Затем пары хладагента поступают в охладитель, где пе-

регреваются, охлаждая жидкий хладагент (процесс 6-7) и направляются в абсорбер IX. Там происходит смешение паров аммиака со слабым раствором (кубовым остатком), который перед этим охлаждается в VII (процесс 9-10 при  $\xi_{\text{сл}} = \text{const}$ ) и дросселируется в VIII (процесс 10-11 при  $i = \text{const}$  и  $\xi_{\text{сл}} = \text{const}$ , т.е. точки 10 и 11 совпадают). Итак, в абсорбере смешивается пар с состоянием в точке 7 и жидкость в точке 11. При адиабатном смешении состояние смеси на диаграмме определяется как точка пересечения прямой, соединяющей исходные состояния (----- на рисунке 5.1) с ординатой, соответствующей концентрации полученной смеси ( $\xi_{\text{кр}}$ ). Т.е. на пересечении прямой 7-11 с ординатой  $\xi_{\text{кр}}$  получена точка 12, которая при давлении  $p_0$  оказалась выше нижней пограничной кривой, следовательно, смесь в этом состоянии – влажный пар. Для превращения важного насыщенного пара в жидкий крепкий раствор из абсорбера отводится теплота, что изображается прямой 12-13. Далее крепкий раствор насосом X подается через теплообменник VII в ректификационную колонну. Т.к. в насосе  $i \approx \text{const}$  и  $\xi_{\text{кр}} = \text{const}$ , то точки 13 и 14 совпадают. Процесс подогрева крепкого раствора в теплообменнике VII 14-15. Применение теплообменника позволяет снизить удельный подвод теплоты в генераторе и удельный отвод теплоты из абсорбера. Следовательно, чем полнее осуществляется передача энергии в этом теплообменнике, тем экономически выгоднее. Однако температура крепкого раствора после теплообменника не должна превышать температуру его кипения при давлении в генераторе, т.е. энтальпия точки 15 не должна превышать энтальпию точки 8, т.е.  $i_{15} \leq i_8$  или  $t_{15} \leq t_8$ .

Для определения температур и остальных параметров раствора, циркулирующего в схеме АХУ, задаются значениями меньшей конечной разности температур между греющей и нагреваемой средами в испарителе, конденсаторе, абсорбере, генераторе, охладителе жидкого хладагента (ХА), теплообменнике раствора, в дефлегматоре. Тогда температуры испарения и конденсации ХА

$$t_o = t_{p2} - \Delta t_u, \quad (5.1)$$

$$t_k = t_{e2} + \Delta t_k \quad (5.2)$$

Этим температурам соответствуют давления  $p_0$  – в испарителе и абсорбере,  $p_k$  – в конденсаторе и генераторе (таблицы термодинамических свойств или Т,s-диаграмма ХА).

Температура крепкого раствора на выходе из абсорбера (рисунок 5.1)

$$t_{13} = t_{e2} + \Delta t_a \quad (5.3)$$

По давлению  $p_0$  и температуре  $t_{13}$  определяют концентрацию крепкого раствора  $\xi_{кр} = \xi_{13}$  и его энтальпию  $i_{13}$  (по термодинамическим таблицам или  $i, \xi$ - диаграмме ХА).

Температура слабого раствора на выходе из генератора

$$t_9 = t_{gp.n} - \Delta t_z, \quad (5.4)$$

где  $t_{gp.n}$  – температура греющего пара, поступающего в генератор, определяется по заданному давлению.

По давлению  $p_k$  и температуре  $t_9$  определяют концентрацию слабого раствора  $\xi_{сл} = \xi_9$  и его энтальпию  $i_9$  (по  $i, \xi$ -диаграмме или таблицам раствора).

При расчете состояние агента в отдельных точках схемы и ход процесса наносят на  $i, \xi$ -диаграмму. Схема построения изображена на рисунке 5.1.

Кратность циркуляции, т.е. отношение массового расхода крепкого раствора к массовому расходу паров ХА из дефлегматора,

$$f = \frac{G_{кр}}{D} = \frac{G_{15}}{G_2} = \frac{\xi_2 - \xi_9}{\xi_{13} - \xi_9} \quad (5.5)$$

При правильно организованной дефлегмации и ректификации  $\xi_2 \cong 1,0$ .

Температура пара после дефлегматора должна немного (на  $\Delta t_d$ ) превышать температуру конденсации чистого агента при давлении  $p_k$

$$t_2 = t_{e2} + \Delta t_d \quad (5.6)$$

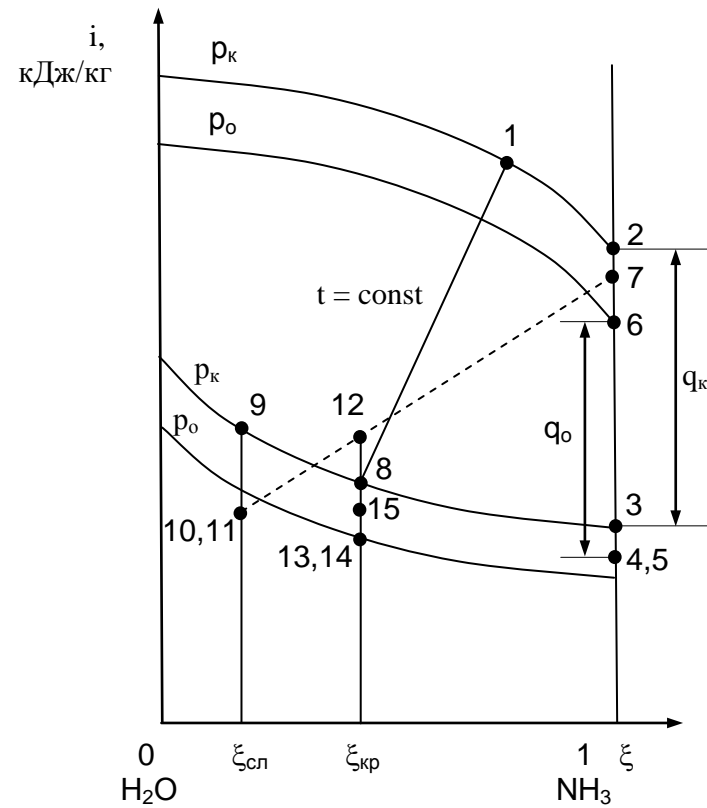
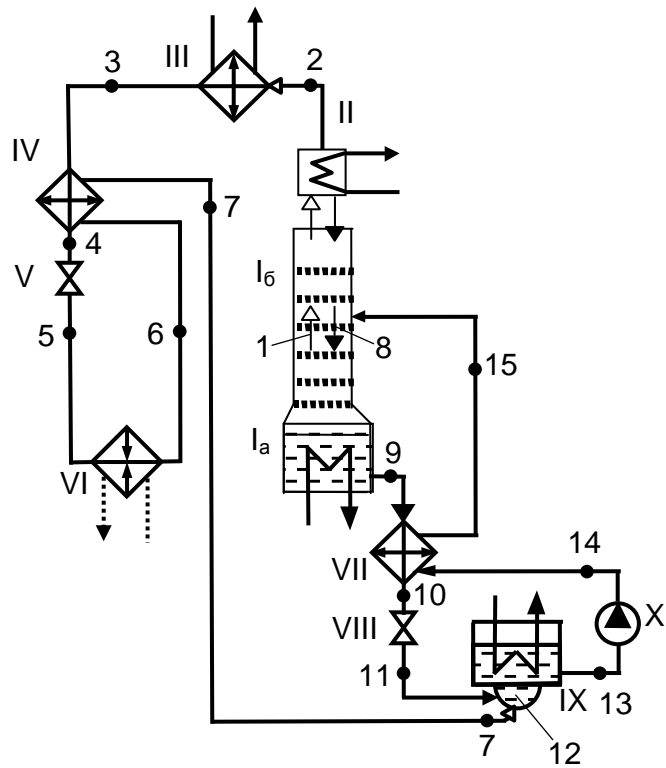


Рисунок 5.1 – Принципиальная схема и процесс работы абсорбционной холодильной установки

Ia – генератор, Ib – ректификационная колонна, II – дефлегматор, III – конденсатор, IV – охладитель, V, VIII – дроссельный вентиль, VI – испаритель, VII – теплообменник, IX – абсорбер, X – насос

Его энтальпия  $i_2$  определяется по  $i, \xi$ -диаграмме (или таблицам) при  $\xi_2 \cong 1,0$  и  $p_k$ .

По  $i, \xi$ -диаграмме определяются параметры пара, равновесного кипящему крепкому раствору (точка 1, рисунок 5.1):

$$p_1 = p_8 = p_k; \quad t_1 = t_8; \quad \xi_1; \quad i_1.$$

Удельный отвод флегмы из дефлегматора, т.е. отношение массового расхода флегмы к массовому расходу пара на выходе из дефлегматора (флегмовое отношение)

$$\varphi = \frac{G_8}{G_2} = \frac{\xi_2 - \xi_1}{\xi_1 - \xi_8} \quad (5.7)$$

Удельная тепловая нагрузка дефлегматора, т.е. отвод тепла из дефлегматора на единицу массового расхода пара из дефлегматора

$$q_{\partial} = (i_1 - i_2) + \varphi (i_1 - i_8), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.8)$$

где  $i_1, i_2, i_8$  – энтальпия пара до и после дефлегматора и флегмы после дефлегматора.

Параметры слабого раствора после теплообменника:

– температура слабого раствора после теплообменника

$$t_{10} = t_{14} + \Delta t_{14-10}; \quad (5.9)$$

– энтальпия  $i_{10}$  слабого раствора (находится по концентрации)  $\xi_{10} = \xi_9$  и температуре  $t_{10}$ .

Энтальпия крепкого раствора на входе в генератор (пренебрегая приростом его энтальпии в насосе вследствие малого значения этой величины, т.е.  $i_{14} = i_{13}$ )

$$i_{15} = i_{13} + \frac{f-1}{f} (i_9 - i_{10}), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.10)$$

где  $i_{13}$  – энтальпия крепкого раствора после абсорбера.

Энтальпия крепкого раствора после теплообменника (на входе в генератор) не должна превышать энтальпии кипящего раствора с концентрацией  $\xi_{кр}$  при давлении  $p_k$  (точка 8, рисунок 5.1). Т.е. если  $i_{15} \leq i_8$ , то найденное значение  $i_{10}$

принимается для дальнейших расчетов. Если  $i_{15} > i_8$ , значит, предварительно принятое изменение энтальпии слабого раствора в теплообменнике завышено. В этом случае принимают  $i_{15} \leq i_8$  и определяют энтальпию слабого раствора после теплообменника по формуле

$$i_{10} = i_9 - \frac{f}{f-1}(i_8 - i_{13}), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.11)$$

Удельная тепловая нагрузка теплообменника

$$q_{mo} = (f-1)(i_9 - i_{10}), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.12)$$

Удельная тепловая нагрузка конденсатора

$$q_k = i_2 - i_3, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.13)$$

Температура паров ХА после охладителя

$$t_7 = t_3 - \Delta t_{3-7} \quad (5.14)$$

где  $t_3$  – температура жидкого ХА после конденсатора, т.е.  $t_3 = t_k$ .

Удельная тепловая нагрузка охладителя

$$q_{no} = i_7 - i_6, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.15)$$

где  $i_6$  и  $i_7$  – энтальпия пара до охладителя и после него соответственно. Энтальпию пара  $i_7$  находят по давлению пара  $p_o$  и его температуре  $t_7$  (по T,s-диаграмме аммиака).

Энтальпия жидкого аммиака перед дросселем

$$i_4 = i_3 - q_{no}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.16)$$

Удельная холодопроизводительность установки

$$q_o = i_6 - i_5 = i_6 - i_4, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.17)$$

Удельное количество тепла, отводимое в абсорбере,

$$q_a = (i_7 - i_{10}) + f(i_{10} - i_{13}), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.18)$$

или

$$q_a = f(i_{12} - i_{13}), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.19)$$

Удельная тепловая нагрузка генератора

$$q_2 = (i_1 - i_9) + f(i_9 - i_{15}) + \varphi(i_1 - i_8), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.20)$$

Тепловой баланс установки  $q_{\text{подв}} = q_{\text{отв}}$

$$q_{\text{подв}} = q_2 + q_o, \quad (5.21)$$

$$q_{\text{отв}} = q_a + q_k + q_d \quad (5.22)$$

Расход ХА (аммиака)

$$G = \frac{Q_o}{q_o}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (5.23)$$

Тепловая нагрузка

$$- \text{ генератора} \quad Q_2 = G \cdot q_2, \quad (5.24)$$

$$- \text{ абсорбера} \quad Q_a = G \cdot q_a, \quad (5.25)$$

$$- \text{ конденсатора} \quad Q_k = G \cdot q_k, \quad (5.26)$$

$$- \text{ дефлегматора} \quad Q_d = G \cdot q_d, \quad (5.27)$$

$$- \text{ теплообменника} \quad Q_{\text{то}} = G \cdot q_{\text{то}}. \quad (5.28)$$

Удельный расход теплоты

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_o} = \frac{Q_2}{Q_o} \quad (5.29)$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_o}{q_2} \quad (5.30)$$

Выбираются теплообменные аппараты (генератор, испаритель, конденсатор, переохладитель), включенные в схему холодильной установки (рисунок 5.1) [2, 5].

**6. Методические указания по расчету компрессионной теплонасосной установки для утилизации тепла низкопотенциального источника энергии**

Задание

Рассчитать компрессионную теплонасосную установку при следующих данных:

- назначение – теплоснабжение промышленного предприятия;
- рабочее тело (хладагент) – фреон (R-21, R-134, R-142);
- низкопотенциальный источник – вода из системы технологического охлаждения;
- средний расход воды в системе охлаждения –  $G_H$ ;
- температура воды из системы охлаждения –  $t'_H$ ;

Расчет провести для зимнего режима при температуре воды в системе теплоснабжения: прямая –  $t_{cn}$ ; обратная –  $t_{co}$ .

Принципиальная схема компрессионной теплонасосной установки, предназначенной для использования энергии низкопотенциального источника (например, воды из системы оборотного водоснабжения промышленного предприятия) для целей теплоснабжения изображена на рисунке 6.1. Названия и назначения элементов схемы аналогичны рисунку 4.1. Значения энтальпии рабочего тела  $i$  в различных точках цикла теплового насоса определяются с помощью диаграммы  $T-s$  (рисунок 6.2) или  $i-lg p$  (рисунок 6.3) соответствующего рабочего тела [14].

Для построения цикла в диаграмме хладагента определяются следующие параметры:

- температура кипения рабочего тела в испарителе  $t_o = t''_H - (2...5)^\circ C$  или  $t_o = t'_H - (5...7)^\circ C$ ; с помощью фазовой диаграммы рабочего тела по  $t_o$  находится его давление в испарителе  $p_o$ ;



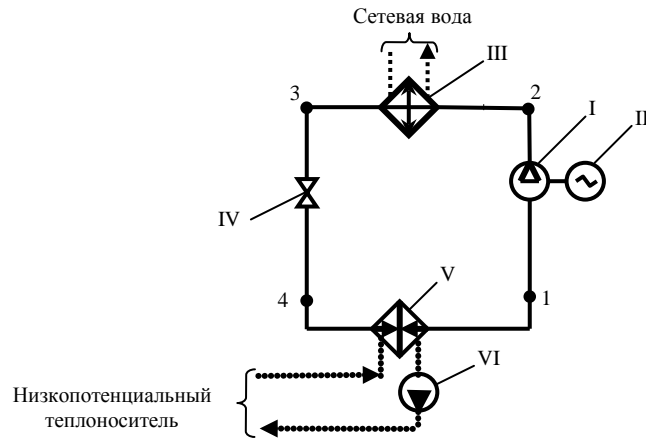


Рисунок 6.1 – Принципиальная схема теплонасосной установки

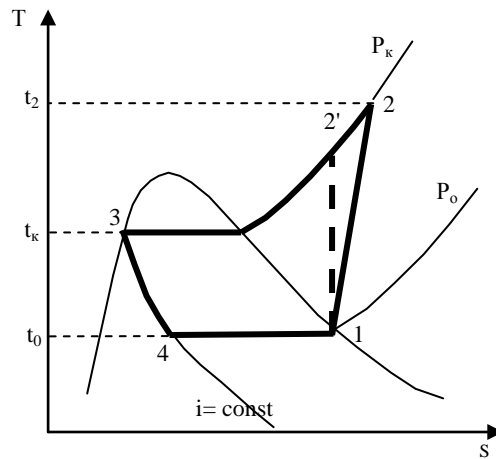


Рисунок 6.2 – Цикл компрессионного теплового насоса

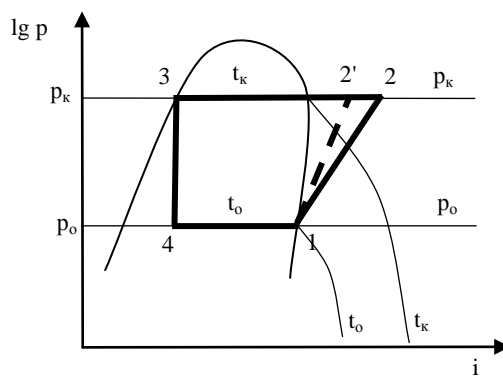


Рисунок 6.3 – Цикл компрессионного теплового насоса

- температура конденсации рабочего тела в конденсаторе  $t_k = t_{cn} + (2...5)^{\circ}C$ ; с помощью фазовой диаграммы рабочего тела по  $t_k$  находится его давление в

конденсаторе  $p_k$ .

По диаграмме определяются удельные энтальпии в характерных точках цикла  $i_1, i_2, i_3, i_4$  и составляющие энергетического баланса теплового насоса.

Удельная (на 1 кг рабочего тела) тепловая нагрузка испарителя

$$q_o = i_1 - i_4, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (6.1)$$

Удельная тепловая нагрузка конденсатора

$$q_k = i_2 - i_3, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (6.2)$$

Удельная работа компрессора

$$l_k = i_2 - i_1, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (6.3)$$

Для определения тепловой нагрузки испарителя и расхода рабочего тела в тепловом насосе составляется тепловой баланс испарителя

$$Q_o = G_n c_{pв} (t'_n - t''_n) = G_{фр} q_o \quad (6.4)$$

где  $Q_o$  - тепловая нагрузка испарителя;  $G_{фр}$  - расход рабочего тела (фреона);  $t''_n$  - температура низкопотенциального теплоносителя на выходе из испарителя, принимается на  $5 \dots 10^\circ\text{C}$  ниже  $t'_n$ .

Мощность компрессора

$$N_k = G_{фр} l_k \quad (6.5)$$

Тепловая нагрузка конденсатора

$$Q_k = Q_o + N_k \quad (6.6)$$

или

$$Q_k = G_{фр} q_k \quad (6.7)$$

Коэффициент трансформации энергии (отопительный коэффициент)

$$\varepsilon_o = \frac{Q_K}{N_K} \quad (6.8)$$

Для определения расхода сетевой воды составляется тепловой баланс конденсатора

$$Q_K = G_{\phi p} q_K = G_c c_{pв} (t_{сн} - t_{со}) \quad (6.9)$$

Расчеты по выбору компрессора и теплообменных аппаратов (конденсатора и испарителя), входящих в схему теплового насоса (рисунок 6.1) аналогичны расчетам компрессионной холодильной установки (раздел 4).

### ***Определение экономии топлива в энергосистеме от внедрения теплонасосной установки***

Потребляемая тепловым насосом мощность с учетом потерь в электросетях  $\eta_{э.с} = 0,95$

$$N_{э} = \frac{N_K}{\eta_{э.с}} \quad (6.10)$$

Расход условного топлива на КЭС для выработки электроэнергии на привод компрессора теплонасосной установки

$$B_{ТН} = N_{э} b_{КЭС}^{э}, \quad (6.11)$$

где  $b_{КЭС}^{э} = 0,32...0,34$  кг/кВт·ч - удельный (на выработку 1 кВт·ч электрической энергии) расход условного топлива на КЭС.

Расход топлива на замещаемой котельной на выработку  $Q_K$  кДж/ч тепла

$$B_K = \frac{Q_K}{Q_{усл} \eta_K}, \quad (6.12)$$

где  $\eta_K$  - КПД (нетто) замещаемой котельной.

Экономия условного топлива

$$\Delta B = B_K - B_{ТН} \quad (6.13)$$

Удельная экономия условного топлива на единицу отпущенного потребителю тепла

$$\Delta b = \frac{\Delta B}{Q_k} \quad (6.14)$$

### ***7. Требования по оформлению курсового проекта***

Пояснительная записка курсового проекта должна быть выполнена на стандартной белой бумаге формата А4 с одной стороны листа одним из следующих способов:

- с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ шрифтом Times New Roman Cyr черного цвета с высотой 14 пт, через полтора интервала;
- рукописным, четким почерком черными или фиолетовыми чернилами (пастой, тушью).

При выполнении пояснительной записки должны быть установлены стандартные поля: левое – 30 мм; правое – не менее 10 мм; верхнее и нижнее – не менее 20 мм.

Разделы нумеруются арабскими цифрами без точки и записываются с абзацного отступа. Подразделы имеют нумерацию в пределах соответствующего раздела. Номер подраздела состоит из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой (например: 1.1). В конце номера подраздела точка не ставится.

Заголовки разделов следует писать прописными буквами с абзацного отступа, подразделов – начиная с прописной, строчными буквами. Точка в конце заголовка раздела и подраздела не ставится, название не подчеркивается.

Текст от заголовка отделяется одним междустрочным интервалом (Enter).

Формулы выравниваются по центру и отделяются от предыдущего и последующего текста одним междустрочным интервалом. Формулы нумеруются сквозной нумерацией или по разделам (например: 4.8).

Рисунки размещаются по тексту сразу после ссылки. Номер рисунка и название располагаются под рисунком (пример оформления смотри по тексту данного методического пособия).

Нумерация страниц сквозная, первой страницей является титульный лист. Образцы оформления обложки курсового проекта и титульного листа приведены в приложениях А и Б. Номера страниц на титульном листе и задании на курсовое проектирование не ставятся, но включаются в общую нумерацию, выполняемую арабскими цифрами, располагаемыми в правом верхнем углу страницы.

В состав пояснительной записки входит структурный элемент «Содержание», которое включает введение, номера и наименование разделов и подразделов, заключение, список использованных источников с указанием номеров страниц.

Ссылки на использованные литературные или электронные источники должны нумероваться арабскими цифрами, соответствующими порядковому номеру по списку литературы, заключенными в квадратные скобки.

Список использованных источников может выполняться в алфавитном порядке или в порядке упоминания источника в тексте.

Пояснительная записка должна быть подшита в картонную или пластиковую папку.

Графическая часть курсового проекта выполняется вручную или на компьютерной технике с использованием редакторов AutoCAD, Visio или Microsoft PowerPoint на листах стандартного формата (ГОСТ 2.301) с рамкой, отстоящей от кромки листа справа, сверху и снизу на 5 мм и слева – на 30 мм.

В правом нижнем углу рабочего поля чертежа (схемы) должна размещаться основная надпись по ГОСТ 2.104. Пример заполнения основной надписи приведен в приложении В. Шифр курсового проекта состоит из буквенного обозначения (КП – курсовой проект), номера зачетной книжки студента, формы обучения (ДО – дневное, ЗО – заочное обучение) и года выполнения курсового проекта, разделенных дефисами. Например: КП-306519/425-ЗО-2013.

Графическая часть курсового проекта по дисциплине «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования» состоит из технологической схемы и чертежей общих видов основных аппаратов. Она должна

удовлетворять требованиям ЕСКД, предъявляемым к выполнению технического проекта.

Технологическую схему и общий вид аппарата необходимо выполнять на листаж чертежной бумаги основных форматов А1 (594x841 мм) или, в случае необходимости, А2 (420x594 мм).

Масштабы изображений на чертежах выбирают по ГОСТ 2.302-68 из следующего ряда: 1:1; 1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10; 1:15; 1:20; 1:25; 1:40; 1:50; 1:75; 1:100.

Линии трубопроводов, а также расположенные на них арматуру и приборы следует показывать на схеме горизонтально и вертикально, параллельно линиям рамки формата.

Условное обозначение трубопроводов состоит из графического обозначения трубопровода по ГОСТ 2.784-70 и обозначения транспортируемой среды, характеризующего его вид, назначение и параметры по ГОСТ 21.106-78, например:

<i>Трубопровод</i>	<i>Обозначение</i>
Паропровод:	
при давлении свыше 1,3 МПа	T99
при давлении до 1,3 МПа	T97
при давлении до 0,7 МПа	T91
при давлении до 0,6 МПа	T92
при давлении до 0,5 МПа	T93
Конденсатопровод общего назначения	T8
Трубопровод горячей воды для отопления и вентиляции:	
подающий	T1
обратный	T2
Трубопровод горячей воды для ГВС:	
подающий	T3
циркуляционный	T4
Трубопровод горячей воды для технологических процессов:	
подающий	T5
обратный	T6

Условные изображения и обозначения трубопроводов, принятые на схеме, должны быть расшифрованы в таблице условных обозначений по форме:

20	Условное обозначение		Наименование среды в трубопроводе
	Буквенное	Графическое	
8			
	20	50	
	140		

Пересекать изображения агрегатов, аппаратов и других изделий линиями трубопроводов не допускается. На каждом трубопроводе у места его отвода от магистрального трубопровода или места подключения к аппарату нужно представлять стрелки, указывающие направление движения потока и условное обозначение вида среды: светлые – газ (пар), темные – жидкость.

Выполняя чертежи аппаратов, обозначение видов, разрезов, сечений и выносных элементов осуществляют последовательно в строку: сначала дают буквенное обозначение, затем – масштаб в круглых скобках (без написания прописной буквы М), если он отличается от масштаба на фронтальной проекции; при этом не следует применять линию, подчеркивающую эти обозначения.

Если виды сверху, слева, справа, снизу не находятся в непосредственной проекционной связи с главным изображением, то направление проектирования должно быть указано стрелкой у соответствующего изображения. Над стрелкой и над полученным изображением (видом) следует нанести одну и ту же прописную букву без использования слова «Вид».

Перечень составных частей агрегатов, аппаратов, изделий следует представить в виде спецификации, располагаемой на поле чертежа общего вида над основной надписью по форме:

Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Мас-са шт.	Наименование и марка материала	Примечание	16
							8
8	40	60	10	14	32		
185							

**Приложение А**

*Образец оформления обложки курсового проекта*

Белорусский национальный технический университет

Факультет \_\_\_\_\_

Кафедра \_\_\_\_\_

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

по дисциплине \_\_\_\_\_

Тема: \_\_\_\_\_

Исполнитель: обучающийся (факультет, курс, группа)

\_\_\_\_\_  
(фамилия, имя, отчество)

Руководитель проекта \_\_\_\_\_

(ученое звание, ученая степень, должность)

\_\_\_\_\_  
(фамилия, имя, отчество)



**Приложение Б**

*Образец оформления титульного листа курсового проекта*

Белорусский национальный технический университет  
Кафедра \_\_\_\_\_

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
к курсовому проекту**

по дисциплине \_\_\_\_\_  
Тема: \_\_\_\_\_

Исполнитель: \_\_\_\_\_ (Фамилия, инициалы)  
(подпись)  
обучающийся (факультет, курс, группа)

Руководитель: \_\_\_\_\_ (Фамилия, инициалы)  
(подпись)

**Приложение В**

*Образец заполнения основной надписи на графической части курсового проекта*

					БНТУ.ХХХХХХ.ХХХ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Тема курсового проекта	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.						у		
Проб.						Лист	Листов	
Т.контр.						1-43 01 05 г.Минск		
Н.контр.					Название чертежа			
Умб.								

## Глава IV. КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ

### *1. Перечень вопросов, выносимых на экзамен по учебной дисциплине «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования» I часть*

1. Выбор схемы взаимного тока и скоростей теплоносителей при проектировании теплообменной аппаратуры.
2. Выбор типа теплообменного аппарата для конкретной технологической задачи. Общая схема технологического расчета теплообменных аппаратов.
3. Гидравлический расчет рекуперативного теплообменного аппарата.
4. Гидравлический расчет трубного пространства кожухотрубного теплообменного аппарата.
5. Методика выбора оптимального варианта нормализованного теплообменного аппарата.
6. Конструирование теплообменных аппаратов (диаметры и длина труб, число ходов)
7. Конструирование теплообменных аппаратов (способы крепления и методы разбивки труб в трубной решетке).
8. Общее число труб в теплообменном аппарате при концентрическом методе разбивки труб на плоскости трубной решетки.
9. Общее число труб в теплообменном аппарате при разбивке их на плоскости трубной решетки по вершинам равностороннего шестиугольника.
10. Конструирование теплообменных аппаратов (конструкции крышек и варианты установки перегородок в них).
11. Конструирование теплообменных аппаратов (диаметры корпуса и штуцеров).
12. Влияние степени рекуперации в теплообменном аппарате на величину приведенных затрат.
13. Влияние конструктивных параметров теплообменного аппарата на величину приведенных затрат.
14. Проектирование выпарных установок (выбор схемы подогрева раствора).
15. Выбор параметров греющего пара на первый корпус выпарной станции.
16. Проектирование выпарных установок (выбор схемы питания аппаратов раствором).
17. Проектирование выпарных установок (выбор оптимального числа ступеней установки).
18. Проектирование выпарных установок (выбор рациональной системы использования вторичной теплоты).
19. Использование энергии конденсата в многокорпусной выпарной установке.
20. Проектирование выпарных установок (выбор конструкции выпарного аппарата).

21. Элементы конструкции и принцип действия выпарных аппаратов с естественной циркуляцией раствора (с соосными греющей камерой и циркуляционной трубой).
22. Элементы конструкции и принцип действия выпарных аппаратов с естественной циркуляцией раствора (с соосной греющей камерой и вынесенной зоной кипения).
23. Элементы конструкции и принцип действия выпарных аппаратов с естественной циркуляцией раствора (с вынесенной греющей камерой).
24. Элементы конструкции и принцип действия выпарных аппаратов с естественной циркуляцией раствора (с вынесенной греющей камерой и вынесенной зоной кипения).
25. Элементы конструкции и принцип действия выпарных аппаратов с принудительной циркуляцией раствора (с вынесенной греющей камерой).
26. Выпарной аппарат с принудительной циркуляцией, вынесенной греющей камерой и зоной кипения (особенности конструкции, область применения, принцип работы).
27. Конструирование элементов выпарных аппаратов (греющая камера, растворное пространство).
28. Способы вывода конденсата из межтрубного пространства кожухотрубного теплообменного аппарата.
29. Конденсатоотводчики (назначение, выбор).
30. Определение движущего напора в выпарных аппаратах с естественной циркуляцией раствора, его поведение при переменных нагрузках.
31. Конструирование элементов выпарных аппаратов (паровое пространство).
32. Арматура и гарнитура выпарного аппарата.
33. Проектирование ректификационной установки (технологическая схема).
34. Проектирование ректификационной установки (анализ режимов работы, минимальное и оптимальное флегмовое число).
35. Принцип оптимизации расхода флегмы в ректификационную колонну.
36. Проектирование ректификационной установки (число тарелок, КПД тарелки).
37. Определение основных размеров ректификационных колонн (диаметр).
38. Определение диаметра ректификационной колонны. Его зависимость от флегмового числа.
39. Выбор расстояния между тарелками ректификационной колонны.
40. Определение основных размеров ректификационных колонн (высота рабочей части).
41. Зависимость геометрических размеров ректификационной колонны от флегмового числа.
42. Конструктивное исполнение элементов ректификационных колонн (корпус, колпачки, переливные трубы, насадочные колонны, сепарационное и кубовое пространство).
43. Конструктивное исполнение элементов ректификационных колонн (кипятильник, дефлегматор).

**2. Тематика задач, выносимых на экзамен по учебной дисциплине «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования» I часть**

1. В сетевом подогревателе нагревается вода от ... до ... °С водяным насыщенным паром давлением  $P = \dots$  МПа. Расход пара  $D = \dots$  т/ч. Выбрать нормализованный теплообменный аппарат и определить скорость воды в трубах.
2. В рекуперативном теплообменнике раствор органической жидкости нагревается от ... до ... °С сухим насыщенным водяным паром давлением  $P = \dots$  МПа. Расход пара – ... т/ч. Теплофизические свойства раствора: средняя теплоемкость  $c_p = \dots$  кДж/(кг·К), плотность  $\rho = \dots$  кг/м<sup>3</sup>. Выбрать теплообменный аппарат. Определить скорость раствора в его трубах.
3. Абсолютное давление в последнем корпусе выпарной установки составляет  $P = \dots$  МПа. Расход вторичного пара в конденсатор  $W = \dots$  кг/ч. Температура охлаждающей воды на входе в конденсатор  $t'_b = \dots$  °С. Определить высоту и диаметр трубы барометрического конденсатора, а также диаметры его патрубков, если атмосферное давление  $B = \dots$  мм рт. ст.
4. Определить диаметры штуцеров барометрического конденсатора, предназначенного для вторичного пара из последнего корпуса выпарной установки, расход которого  $W = \dots$  кг/ч, если показание вакуумметра, установленного на нем, соответствует  $P_{\text{вак}} = \dots$  МПа. Атмосферное давление  $B = \dots$  мм рт. ст. Температура воды на входе в конденсатор  $t'_b = \dots$  °С.
5. Определить диаметр патрубка для ввода пара в межтрубное пространство греющей камеры однокорпусной выпарной установки, предназначенной для упаривания водного раствора от начальной концентрации растворенного вещества  $b_n = \dots$  % до конечной -  $b_k = \dots$  %. Производительность аппарата по концентрированному раствору  $G_k = \dots$  кг/ч. Раствор поступает в аппарат подогретым до температуры кипения  $t_n = t_k = \dots$  °С. Теплоемкость растворенного вещества  $c = \dots$  кДж/(кг·К). Давление в аппарате  $P_{\text{ап}} = \dots$  МПа. Давление греющего пара  $P_{\text{гр}} = \dots$  МПа.
6. Выбрать конденсатоотводящее устройство за греющей камерой однокорпусной выпарной установки, предназначенной для упаривания водного раствора от начальной концентрации растворенного вещества  $b_n = \dots$  % до конечной –  $b_k = \dots$  %. Производительность аппарата  $G_k = \dots$  кг/ч. Раствор поступает в аппарат подогретым до температуры кипения  $t_n = t_k = \dots$  °С. Теплоемкость растворенного вещества  $c = \dots$  кДж/(кг·К). Давление в аппарате  $P_{\text{ап}} = \dots$  МПа. Давление греющего пара  $P_{\text{гр}} = \dots$  МПа.
7. Определить диаметр штуцера для вывода конденсата из греющей камеры однокорпусной выпарной установки, предназначенной для упаривания водного раствора от начальной концентрации растворенного вещества  $b_n = \dots$  % до конечной –  $b_k = \dots$  % . Производительность аппарата  $G_k = \dots$  кг/ч. Раствор поступает в аппарат подогретым до температуры кипения  $t_n = t_k = \dots$  °С. Теплоемкость растворенного вещества  $c = \dots$  кДж/(кг·К). Давление в аппарате  $P_{\text{ап}} = \dots$  МПа. Давление греющего пара  $P_{\text{гр}} = \dots$  МПа.

8. В выпарную установку поступает  $G_0 = \dots$  кг/ч  $\dots\%$ -ного раствора поваренной соли с температурой  $t_0 = \dots$  °С. Выбрать нормализованный теплообменный аппарат для предварительного подогрева раствора, осуществляемого сухим насыщенным паром давлением  $P = \dots$  МПа, а также конденсатоотводящее устройство. Температура кипения раствора в первом корпусе выпарной установки  $t_k = \dots$  °С. Теплоемкость соли  $c = \dots$  кДж/(кг·К).
9. В качестве конденсатора-холодильника в ректификационной установке для разделения бинарной смеси этанол-вода используется кожухотрубный теплообменник. Определить скорость воды в трубах конденсатора-холодильника при следующих данных: расход исходной смеси  $G_f = \dots$  кг/ч; содержание летучего в исходной смеси  $a_f = \dots$  %, в дистилляте  $a_d = \dots$  %, в кубовом остатке  $a_w = \dots$  %. Температура готового продукта  $t'_d = \dots$  °С. Температура воды в конденсаторе изменяется от  $t'_b = \dots$  °С до  $t''_b = \dots$  °С.
10. Производительность ректификационной колонны, предназначенной для разделения смеси метанол-вода при атмосферном давлении составляет  $G_d = \dots$  кг/ч продукта с массовым содержанием летучего  $a_d = \dots$  %. Содержание спирта в исходной смеси  $a_f = \dots$  %, а в кубовом остатке  $a_w = \dots$  %. Исходная смесь подогревается предварительно от  $t_0 = \dots$  °С до  $t_f$  сухим насыщенным водяным паром давлением  $P = \dots$  МПа. Выбрать конденсатоотводящее устройство за подогревателем исходной смеси.
11. В ректификационную колонну, предназначенную для разделения смеси метанол-вода при атмосферном давлении, подается  $\dots$  кг/с исходной смеси, массовое содержание летучего в которой  $a_f = \dots$  %. Содержание спирта в дистилляте  $a_d = \dots$  %, а в кубовом остатке  $a_w = \dots$  %. Флегмовое число  $R = \dots$ . Выбрать нормализованный теплообменник, используемый в качестве дефлегматора ректификационной установки. Температура охлаждающей воды повышается от  $t'_b = \dots$  °С до  $t''_b = \dots$  °С.
12. Выбрать нормализованный теплообменный аппарат для охлаждения кубового остатка до  $t_w = \dots$  °С в ректификационной установке, предназначенной для перегонки под атмосферным давлением  $\dots$  кг/ч бинарной смеси этанол-вода с массовой долей спирта  $a_f = \dots$  %. Содержание спирта в готовом продукте  $a_d = \dots$  %, а в кубовом остатке  $a_w = \dots$  %. Теплофизические характеристики кубового остатка принять как для воды. Температура охлаждающей воды в теплообменнике повышается от  $t'_b = \dots$  °С до  $t''_b = \dots$  °С.
13. Определить диаметр патрубка для ввода флегмы в ректификационную колонну, предназначенную для перегонки под атмосферным давлением  $\dots$  кг/ч бинарной смеси этанол-вода с массовой долей спирта  $a_f = \dots$  %. Содержание спирта в готовом продукте  $a_d = \dots$  %, а в кубовом остатке  $a_w = \dots$  %.
14. В качестве дефлегматора в ректификационной установке для разделения бинарной смеси используется кожухотрубный теплообменник. Определить скорость воды в трубах дефлегматора при следующих данных: производительность установки  $G_d = \dots$  кг/ч; флегмовое число  $R = \dots$ ; температура насыщения дистиллята  $t_d = \dots$  °С; удельная теплота парообразования дистилля-

та  $r_d = \dots$  кДж/кг. Температура воды повышается от  $t_B' = \dots$  °С до  $t_B'' = \dots$  °С. Летучий компонент смеси – органическая жидкость.

### ***3. Перечень вопросов, выносимых на экзамен по учебной дисциплине «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования» II часть***

1. Сушильные установки. Классификация влажных материалов и выбор способа их сушки.
2. Этапы проектирования сушильной установки. Последовательность теплового расчета конвективной сушилки.
3. Сушка материалов в кипящем слое (принцип, достоинства, недостатки данного способа сушки, схема установки).
4. Параметры кипящего слоя (скорость витания частиц, аэродинамика кипящего слоя).
5. Параметры кипящего слоя (порозность слоя, определение рабочей скорости агента в сушильной камере).
6. Параметры кипящего слоя (распределение температур в слое, высота кипящего слоя).
7. Определение диаметра газораспределительной решетки в сушилках с кипящим слоем.
8. Определение геометрических размеров сушилки для сушки материала в кипящем слое.
9. Конструкционные материалы (виды, области применения, требования, предъявляемые к ним).
10. Теплоизоляционные материалы (их характеристики, виды). Принцип расчета тепловой изоляции.
11. Конструкция изоляции теплотехнологического оборудования и трубопроводов. Расчет тепловой изоляции.
12. Виды механических расчетов основных узлов и деталей теплообменного оборудования.
13. Понятия и определения, используемые в механических расчетах теплообменного оборудования (температура, давление).
14. Понятия и определения, используемые в механических расчетах теплообменного оборудования (допускаемое напряжение, коэффициент прочности сварных швов).
15. Механические расчеты основных узлов и деталей теплообменного оборудования (исполнительная толщина стенки элемента конструкции, прибавка к расчетным толщинам).
16. Расчет на прочность элементов кожухотрубного теплообменного аппарата (расчет толщины обечаяек).
17. Виды днищ и крышек. Расчет на прочность днищ и крышек.
18. Определение возможности применения жесткой конструкции кожуха теплообменника.

19. Механические расчеты вращающихся барабанов.
20. Изготовление обечайки теплообменных аппаратов.
21. Изготовление эллиптических днищ и крышек теплообменных аппаратов.
22. Изготовление труб и трубных решеток теплообменных аппаратов.
23. Сборка и сварка деталей аппаратов.
24. Гидравлическое испытание аппаратов.
25. Пневматическое испытание аппаратов.
26. Здания и сооружения для теплообменных установок.
27. Монтаж оборудования теплообменных установок. Проект производства работ.
28. Методы монтажа сосудов, теплообменной и колонной аппаратуры (метод скольжения).
29. Методы монтажа сосудов, теплообменной и колонной аппаратуры (метод поворота вокруг шарнира).
30. Методы монтажа сосудов, теплообменной и колонной аппаратуры (метод выжимания).
31. Эксплуатация теплообменных установок (техническое руководство, инструкции по эксплуатации). Особенности эксплуатации отдельных теплообменных установок.
32. Организация контроля параметров, учета расходов и автоматического управления процессами. Требования ГОСТ по оформлению функциональных схем КИП и А.
33. Условные графические обозначения приборов и средств автоматизации.
34. Функции, выполняемые приборами по отображению информации и формированию выходного сигнала. Пример построения условного обозначения прибора для измерения, регистрации и автоматического регулирования параметра.
35. Функциональная схема регулирования температуры нагреваемой в конденсаторе среды.
36. Функциональная схема регулирования концентрации готового продукта в ректификационной установке.
37. Функциональная схема регулирования температуры в топке сушильной установки.
38. Ремонт теплообменных установок. Система планово-предупредительного ремонта оборудования. Подготовительные работы для внедрения системы планово-предупредительного ремонта оборудования на предприятии.
39. Виды ремонтов оборудования (суть соответствующего ремонта, послеремонтные испытания). Нормативы на ремонт оборудования. Межремонтный цикл. Межремонтный период. Структура межремонтного цикла.
40. Рациональное использование пара, как первичного энергоресурса, в теплообменных установках. Системы сбора конденсата. Конденсатоотводчики.




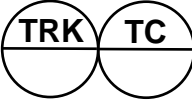
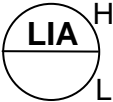
41. Использование теплоты промышленного конденсата (схема с поверхностным охладителем конденсата).
42. Использование теплоты промышленного конденсата (схема с конденсатором пара вторичного вскипания).
43. Использование теплоты промышленного конденсата (схема со смешивающим конденсатором пара вторичного вскипания).
44. Использование теплоты промышленного конденсата (схема с расширителем-сепаратором).
45. Причины возникновения дебалансов производственного пара. Способы решения проблемы дебалансов на промышленном предприятии.
46. Целесообразность использования ТЭЦ в качестве звена, замыкающего баланс производственного пара по заводу.
47. Определение экономии топлива на ТЭЦ по сравнению с отдельным вариантом энергоснабжения потребителя.
48. Критическая теплофикационная выработка электроэнергии на ТЭЦ.
49. Пути сведения балансов производственного пара (аккумулирование пара, пиковые парогенерирующие мощности).
50. Паровые аккумуляторы переменного давления (назначение, схема, принцип действия, достоинства, недостатки).
51. Тепловой баланс парового аккумулятора переменного давления. Объем парового аккумулятора. Зависимость удельного объема аккумулятора от давления аккумулируемого пара.
52. Выравнивание паропроизводительности утилизационной установки методом подтопки.
53. Тепловой баланс испарительной части котла-утилизатора. Зависимость паропроизводительности котла-утилизатора от давления вырабатываемого пара.
54. Использование вторичных энергетических ресурсов (ВЭР). Понятие, классификация, проблема использования ВЭР. Использование вторичных тепловых ресурсов на промышленных предприятиях. Рациональное использование вторичного пара и конденсата на примере многокорпусной выпарной установки.
55. Пример использования вторичного пара выпарной установки с помощью струйного компрессора (принципиальная схема). Процессы в струйном компрессоре на  $i$ - $s$ -диаграмме водяного пара.
56. Энергетический баланс струйного компрессора. Коэффициент инжекции.
57. Адиабатный КПД струйного компрессора. Энергетический КПД струйного компрессора, его зависимость от давления рабочего пара.
58. Энергетическая эффективность использования низкотемпературных вторичных тепловых ресурсов для отдельной и комбинированной схем энергоснабжения потребителей.

**4. Тематика задач, выносимых на экзамен по учебной дисциплине «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплотехнологического оборудования» II часть**

1. Определить диаметр сепарационного пространства сушилки с кипящим слоем, предотвращающего унос из камеры частиц диаметром  $d = \dots$  мм при следующих данных: расход сушильного агента (воздуха)  $L = \dots$  кг/ч; температура воздуха в слое  $t_r = \dots$  °С; плотность материала  $\rho_m = \dots$  кг/м<sup>3</sup>.
2. Определить диаметр камеры для сушки мелкодисперсного материала в кипящем слое при следующих данных: диаметр частиц материала  $d = \dots$  мм; плотность материала  $\rho_m = \dots$  кг/м<sup>3</sup>; расход сушильного агента (воздуха)  $L = \dots$  кг/ч; температура воздуха в слое  $t_r = \dots$  °С.
3. Проверить на унос из цилиндрической камеры сушилки с кипящим слоем частицы материала диаметром  $d = \dots$  мм при следующих данных: диаметр камеры  $D = \dots$  м; расход сушильного агента (воздуха)  $L = \dots$  кг/ч; температура воздуха в слое  $t_r = \dots$  °С; плотность материала  $\rho_m = \dots$  кг/м<sup>3</sup>.
4. В сушилке с кипящим слоем, имеющей диаметр решетки  $D = \dots$  м, расход сушильного агента (воздуха)  $L = \dots$  кг/ч. Проверить, будут ли подниматься над решеткой частицы материала, имеющие во фракционном составе максимальный диаметр  $d_{\max} = \dots$  мм. Плотность материала  $\rho_m = \dots$  кг/м<sup>3</sup>. Средняя температура агента в слое  $t_r = \dots$  °С.
5. Расчетная холодопроизводительность аммиачной компрессионной холодильной установки  $Q_o = \dots$  кВт. Определить расход охлаждающей воды на конденсатор при следующих условиях работы установки: температура испарения  $t_o = \dots$  °С.; температура конденсации  $t_k = \dots$  °С.; переохлаждение хладагента составляет  $\Delta t_{\text{по}} = \dots$  °С. Вода нагревается в конденсаторе на  $\Delta t = \dots$  °С.
6. Парожидкостная компрессионная холодильная установка, работающая на хладагенте R717, поддерживает давление в испарителе  $P_o = \dots$  МПа и давление в конденсаторе  $P_k = \dots$  МПа. Определить во сколько раз изменится удельная холодопроизводительность установки, если использовать переохлаждение конденсата на  $\Delta t_{\text{по}} = \dots$  °С по сравнению с циклом без переохлаждения.
7. Мощность идеального компрессора аммиачной холодильной машины  $N_i = \dots$  кВт. Определить холодопроизводительность машины (кВт) и холодильный коэффициент для следующих условий ее работы: давление на всасе в компрессор  $P_o = \dots$  МПа, давление нагнетания  $P_k = \dots$  МПа. Переохлаждение конденсата хладагента отсутствует.
8. Выбрать материал и определить толщину изоляции на кипятильнике выпарного аппарата, использующего в качестве греющего теплоносителя насыщенный водяной пар давлением  $P = \dots$  МПа. Температура воздуха в помещении  $t_{o.c.} = \dots$  °С.
9. Выбрать материал и определить толщину тепловой изоляции на греющей

камере ректификационной установки, использующей в качестве теплоносителя сухой насыщенный водяной пар давлением  $P = \dots$  МПа. Температура воздуха в помещении  $t_{o,c} = \dots$  °С.

10. Определить толщину обечайки кожухотрубного конденсатора ..., нагруженного внутренним избыточным давлением пара ... МПа. Материал обечайки кожуха .... Аппарат изготовлен из стальных листов методом автоматической сварки со 100%-ным контролем длины шва.
11. Корпус кожухотрубного конденсатора ... изготовлен из стальных листов марки ... толщиной ... мм методом автоматической сварки со 100%-ным контролем длины шва. Можно ли использовать этот аппарат под избыточное давление греющего пара ... МПа?
12. Определить толщину стенки эллиптического днища кожухотрубного конденсатора ..., избыточное давление в трубах которого ... МПа. Средняя температура воды в камере ... °С. Днище изготовлено из целой заготовки. Материал – сталь ....
13. Эллиптическое днище кожухотрубного конденсатора ... изготовлено из целой стальной заготовки ... толщиной ... мм. Средняя температура воды в камере под днищем ... °С. Можно ли поднимать давление в системе подачи воды в аппарат до ... МПа?
14. Определить толщину стенки эллиптической крышки кожухотрубного конденсатора ..., избыточное давление в трубах которого ... МПа. Крышка оснащена двумя патрубками для входа и выхода воды, средняя температура которой в камере под крышкой ... °С. Крышка изготовлена из целой заготовки. Материал – сталь ....
15. Эллиптическая крышка кожухотрубного конденсатора ... изготовлена из целой стальной заготовки (марка стали ...) толщиной ... мм. Крышка оснащена двумя патрубками для входа и выхода воды, средняя температура которой в камере под крышкой ... °С. Можно ли поднимать давление в системе подачи воды в аппарат до ... МПа?
16. Расход греющего пара давлением ... МПа на первый корпус многоступенчатой выпарной установки составляет ... т/ч. Отводимый конденсат поступает в расширительный сосуд, соединенный с линией вторичного пара из первого корпуса, давление в котором ... МПа. Определить расход пара вторичного вскипания и конденсата из расширительного сосуда.
17. Расход греющего пара давлением ... МПа на конденсатор тепломассообменной установки составляет ... т/ч. Переохлаждение конденсата отсутствует. Для снижения температуры конденсата перед конденсатным баком установлен поверхностный теплообменник горячего водоснабжения внешнего потребителя. Определить тепловую мощность этого теплообменника и расход подогретой воды для зимнего режима.
18. Расход греющего пара давлением ... МПа на конденсатор тепломассообменной установки составляет ... т/ч. Переохлаждение конденсата отсутствует. Определить расход пара вторичного вскипания в конденсатном баке и тепловую мощность пароводяного теплообменника, установленного на потоке этого пара для целей горячего водоснабжения внешнего потребителя.

19. Расшифровать функции и место установки прибора, изображенного на схеме КИП и А следующим образом:   
Предложить вариант использования данного прибора в системе контроля и автоматического регулирования параметров любой теплообменной установки.
20. Расшифровать функции и место установки прибора, изображенного на схеме КИП и А следующим образом:   
Предложить вариант использования данного прибора в системе контроля и автоматического регулирования параметров любой теплообменной установки.
21. Расшифровать функции и место установки прибора, изображенного на схеме КИП и А следующим образом:   
Предложить вариант использования данного прибора в системе контроля и автоматического регулирования параметров любой теплообменной установки.
22. Определить критическую часовую теплофикационную выработку электроэнергии на ТЭЦ мощностью  $N_3 = \dots$  МВт, работающей в энергосистеме. Средний удельный расход условного топлива на электростанциях энергосистемы  $b_{\text{КЭС}} = \dots$  кг/(кВт·ч). КПД конденсационного потока на ТЭЦ  $\eta_{\text{ТЭЦ}}^{\text{э.к}} = \dots$ ;  $\eta_{\text{ку}} = \dots$ ;  $\eta_{\text{эм}} = \dots$ ;  $\eta_{\text{тп}} = \dots$ .
23. Определить часовую экономию условного топлива на ТЭЦ мощностью  $\dots$  МВт по сравнению с отдельным вариантом энергоснабжения потребителей, если часовая выработка электроэнергии на ТЭЦ по конденсационному принципу составляет  $\dots \cdot 10^3$  кВт·ч. КПД котлов отопительной котельной и ТЭЦ считать одинаковыми.
24. Определить объем парового аккумулятора, если расчетное количество аккумулируемого пара  $\dots$  т. Допустимые пределы колебания давления пара: максимальное (при зарядке)  $p_1 = \dots$  МПа, минимальное (при разрядке)  $p_2 = \dots$  МПа. Потерей теплоты в окружающую среду пренебречь.
25. Определить годовую экономию теплоты (в топливе) на заводе с отдельной схемой энергоснабжения, если за указанный период было отпущено тепловым потребителям  $\dots$  тыс. т отработавшего пара от силового оборудования с параметрами  $p = \dots$  МПа,  $x = \dots$ . КПД заводской котельной  $\eta_{\text{к}} = \dots$ .