

**П. В. Луканин  
Г. А. Морозов**

**НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПРОЦЕССЫ  
И УСТАНОВКИ**

**Учебное пособие**

**Санкт-Петербург  
2022**

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

**«Санкт-Петербургский государственный университет  
промышленных технологий и дизайна»  
Высшая школа технологии и энергетики**

**П. В. Луканин  
Г. А. Морозов**

# **НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ**

**Учебное пособие**

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД

Санкт-Петербург  
2022

**УДК 621.1/.3 (075)**

**ББК 31.391я7**

**Л 840**

*Рецензенты:*

доктор технических наук, профессор, директор мегафакультета биотехнологий  
и низкотемпературных систем Университета ИТМО

*И. В. Баранов*

кандидат технических наук, доцент Высшей школы технологии и энергетики Санкт-Петербургского государственного университета промышленных технологий и дизайна,  
Зав. кафедрой ПТЭ

*С. Н. Смородин*

**Луканин, П. В., Морозов, Г. А.**

**Л 840** Низкотемпературные процессы и установки: учеб. пособие /  
П. В. Луканин, Г. А. Морозов. — СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2022. —  
135 с.

ISBN 978-5-91646-291-3

Учебное пособие соответствует программам и учебным планам дисциплины «Низкотемпературные процессы и установки» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника». Учебное пособие содержит 7 глав, в которых рассмотрены термодинамические принципы процессов трансформации теплоты, назначение и классификация установок для хладоснабжающих и теплонасосных систем, эксергетический метод их анализа, методика расчета. Показана роль теплонасосных установок в экономии энергетических ресурсов.

Пособие предназначено для подготовки бакалавров очной и заочной форм обучения. Может быть использовано аспирантами, инженерами и научными работниками, интересующимися вопросами хладоснабжения и утилизации низкопотенциальной тепловой энергии.

УДК 621.1/.3 (075)

ББК 31.391я7

ISBN 978-5-91646-291-3

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2022

© Луканин П. В., Морозов Г. А., 2022

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
ГЛАВА 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАНСФОРМАТОРАХ ТЕПЛОТЫ.....	8
1.1. Назначение трансформаторов теплоты.....	8
1.2. Область использования термотрансформаторов .....	10
1.3. Классификация трансформаторов теплоты .....	12
1.4. Эксергетический метод анализа систем трансформации теплоты .....	18
1.5. Определение значения эксергии для различных видов энергии.....	22
1.6. Диаграмма эксергия – энтальпия.....	28
1.7. Характерные энергетические зоны в низкотемпературной области. Температурные зоны искусственного холода .....	31
1.8. Рабочие тела трансформаторов теплоты .....	33
1.9. Хладоносители.....	41
ГЛАВА 2. ПАРОКОМПРЕССИОННЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ ..	42
2.1. Принципиальная схема и цикл одноступенчатого парокомпрессионного трансформатора теплоты.....	42
2.2. Основные энергетические показатели парокомпрессионного трансформатора теплоты.....	45
2.3. Методика расчета одноступенчатого парокомпрессионного трансформатора теплоты.....	47
2.4. Регенеративный теплообмен в парокомпрессионных трансформаторах теплоты .....	49
2.5. Многоступенчатые парокомпрессионные трансформаторы теплоты .....	50
2.6. Методика расчета двухступенчатой холодильной установки.....	53
2.7. Каскадные парокомпрессионные трансформаторы теплоты .....	54
2.8. Работа парокомпрессионных трансформаторов теплоты в режиме ТНУ. Состояние и перспективы развития.....	56
2.9. Использование теплонасосных установок в системах теплоснабжения.....	59
2.10. Применение парокомпрессионных ТНУ на предприятиях ЦБП .....	62
2.11. ТНУ для утилизации теплоты паровоздушной смеси .....	64
2.12. Основные методы регулирования парокомпрессионных трансформаторов теплоты.....	66
2.13. Классификация систем хладоснабжения с парокомпрессионными установками .....	67
2.14. Схемы систем хладоснабжения .....	69

ГЛАВА 3. СТРУЙНЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ .....	75
3.1. Типы струйных трансформаторов теплоты .....	75
3.2. Схема и принцип работы струйного аппарата .....	76
3.3. Пароэжекторные холодильные установки.....	78
3.4. Вихревые трансформаторы теплоты .....	81
3.5. Повышение экономичности технологического пароснабжения посредством струйной термокомпрессии пара .....	83
ГЛАВА 4. АБСОРБЦИОННЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ .....	85
4.1. Особенности абсорбционного трансформатора теплоты .....	85
4.2. Водоаммиачный трансформатор теплоты .....	88
4.3. Основные энергетические показатели водоаммиачного трансформатора теплоты .....	92
4.4. Абсорбционный бромисто-литиевый трансформатор теплоты .....	93
4.5. Определение основных энергетических показателей бромисто-литиевой установки .....	96
4.6. Абсорбционный тепловой насос.....	97
4.7. Энергетическая эффективность хладоснабжения от парокомпрессионных и абсорбционных установок.....	99
ГЛАВА 5. ГАЗОВЫЕ КОМПРЕССИОННЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ.....	101
5.1. Особенности газовых трансформаторов теплоты.....	101
5.2. Идеальный газовый трансформатор теплоты.....	102
5.3. Газовый компрессионный трансформатор теплоты с регенерацией .....	104
ГЛАВА 6. ГАЗОЖИДКОСТНЫЕ КОМПРЕССИОННЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ.....	106
6.1. Особенности газожидкостных трансформаторов теплоты.....	106
6.2. Криорефрижераторы с дроссельной ступенью окончательного охлаждения .....	108
6.3. Криорефрижераторы с детандерной ступенью окончательного охлаждения.....	111
ГЛАВА 7. СИСТЕМЫ ОЖИЖЕНИЯ И НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО РАЗДЕЛЕНИЯ ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ .....	113
7.1. Особенности систем. Процессы ожижения и замораживания газов .....	113
7.2. Ожижители с дроссельной ступенью окончательного охлаждения .....	114
7.3. Ожижитель Линде с внешним отводом теплоты в ступени предварительного охлаждения.....	116

7.4. Ожижитель Клода с внутренним охлаждением в ступени предварительного охлаждения.....	117
7.5. Ожижитель Капицы .....	118
7.6. Низкотемпературное разделение газовых смесей .....	120
7.7. Использование в промышленности продуктов разделения воздуха .....	122
7.8. Низкотемпературная ректификация воздуха.....	123
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	126
Приложение 1. Технические характеристики парокомпрессионных холодильных машин (одноступенчатых) наибольшей холодопроизводительности .....	128
Приложение 2. Характеристика винтовых компрессорных агрегатов холодильных машин.....	130
Приложение 3. Технические характеристики турбохолодильных машин и компрессорных агрегатов.....	131
Приложение 4. Технические характеристики пароводяных эжекторных холодильных установок.....	133
Приложение 5. Технические характеристики абсорбционных водоаммиачных установок .....	134
Приложение 6. Технические характеристики абсорбционных бромисто-литиевых установок.....	135
Приложение 7. Технические характеристики установок разделения воздуха.....	135

## ВВЕДЕНИЕ

Учебное пособие имеет целью показать роль искусственного холода в промышленности и науке, на транспорте, в других отраслях хозяйства, в быту, а также выяснить функциональное взаимодействие между установками для трансформации теплоты, устройствами для использования низкопотенциальной тепловой энергии и системами хладо- и теплоснабжения.

Система хладоснабжения является одной из систем производства и распределения энергоносителей.

Теория процессов, применяемых в технике трансформации теплоты, основана на разных разделах и областях науки. Поэтому материал пособия базируется на сведениях, полученных при изучении технической термодинамики, тепломассообмена, гидрогазодинамики, нагнетателей и тепловых двигателей, тепловых электростанций.

Система хладоснабжения включает в себя ряд элементов:

- генератор холода (трансформатор теплоты);
- трубопроводы для перекачки хладоносителя;
- объект потребления, использующий энергоноситель.

Основными элементами системы хладоснабжения являются трансформаторы теплоты различных типов. В пособии рассматриваются вопросы классификации, основные типы трансформаторов теплоты, применяемых в системах хладоснабжения и криогенной технике, излагаются теоретические основы их расчета, приводятся показатели энергетической эффективности.

Трубопроводы систем хладоснабжения, «передающие» холод на расстояние, могут быть двухтрубные и однострунные.

Объектами потребления (потребителями холода) могут служить различные теплообменные аппараты технологических производств, промышленные аппараты, кондиционеры, холодильные камеры и т.д.

Значительное внимание уделяется системам ожижения, замораживания газов, разделения газовых смесей. Так, например, на многих предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности (ЦБП): ОАО «Котласский ЦБК», ОАО «Сегежский ЦБК», ОАО «Светогорск», ОАО «Архангельский ЦБК» и других применяются современные режимы отбеливания целлюлозы с использованием ступени кислородно-щелочной обработки. Основным промышленным способом получения кислорода является разделение воздуха, которое может быть осуществлено различными путями. Наиболее широко распространено

разделение воздуха низкотемпературной ректификацией с предварительным его охлаждением в криогенных установках. При этом электрическая мощность установки производительностью 1 т/ч жидкого кислорода составляет 1200 – 1500 кВт. Установки для выработки искусственного холода, особенно в области низких температур, являются значительными потребителями электрической энергии. Их установленная мощность непрерывно возрастает. Снижение расходования на эти цели электрической энергии как наиболее ценного вида энергии является актуальной проблемой.

В районах, охваченных теплофикацией или располагающих вторичными энергоресурсами необходимого потенциала, во многих случаях для выработки искусственного холода предпочтительнее использовать теплоту, а не электрическую энергию.

При наличии дешевых ресурсов низкопотенциальной теплоты, например, термальной воды или тепловых отходов промышленных предприятий, целесообразно в ряде случаев использовать теплонасосные установки (ТНУ) для повышения потенциала этой теплоты до более высокого уровня, определяемого условиями теплопотребления. В настоящее время ТНУ широко применяются за рубежом. Количество работающих ТНУ в ряде зарубежных стран измеряется млн. штук. ТНУ могут эффективно использоваться на предприятиях ЦБП, имеющих значительное количество вторичных тепловых ресурсов (ВТР).

Можно осуществить функциональную взаимосвязь между установками для трансформации теплоты, устройствами для использования вторичных (особенно низкопотенциальных) тепловых ресурсов и системами теплоснабжения. При этом уменьшаются расход электроэнергии и затраты на выработку искусственного холода, выравнивается график выработки электроэнергии и теплоты комбинированным способом на ТЭЦ, появляются дополнительные устойчивые и ёмкие потребители ВТР, достигается экономия в расходовании ценных топливных ресурсов.

Специалисты-промтеплоэнергетики, призванные решать важные проблемы в области выработки, транспорта, использования и сокращения расходования теплоты, должны быть эрудированы в вопросах трансформации теплоты, систем хладоснабжения и использования ВТР.

Ряд научно-исследовательских разработок кафедры ТСУ и ТД тесно связаны с теоретическими и практическими вопросами изучаемого предмета. В первую очередь, это относится к разработкам схем тепловых насосов, например, извлекающих теплоту из паровоздушной смеси, в большом

количестве выделяющейся в процессе сушки бумажного полотна. Материал пособия является также основой при решении вопросов комплексного теплохладоснабжения.

## ГЛАВА 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАНСФОРМАТОРАХ ТЕПЛОТЫ

### 1.1. Назначение трансформаторов теплоты

Трансформаторами теплоты (генераторами холода) называются технические системы, при помощи которых осуществляется перенос тепловой энергии от источников с более низкой температурой к объектам с более высокой температурой.

Как следует из термодинамики, для такого повышения потенциала теплоты необходима затрата внешней энергии того или иного вида: электрической, механической, тепловой, химической, кинетической энергии потока газа или пара.

Процессы повышения потенциала теплоты классифицируются в зависимости от положения температурных уровней: нижнего теплоотдатчика  $T_n$  и верхнего теплоприемника  $T_v$  по отношению к температуре окружающей среды  $T_{o.c}$ , принимаемой в большинстве случаев  $20\text{ }^\circ\text{C}$  ( $293\text{ K}$ ). На рисунке 1.1 приведены характерные температурные зоны использования трансформаторов теплоты различного назначения.

При температуре теплоотдатчика  $T_n < T_{o.c}$  и температуре теплоприемника  $T_v = T_{o.c}$  трансформаторы теплоты называются рефрижераторами (класс R). Рефрижераторы делятся на две группы: при  $T_n \geq 120\text{ K}$  системы называются холодильными (рис. 1.1а), при  $T_n < 120\text{ K}$  – криогенными (рис. 1.1б). Системы класса R используются для выработки холода, т.е. для отвода в окружающую среду теплоты от тел, температура которых ниже температуры окружающей среды.

При  $T_n \geq T_{o.c}$  и  $T_v > T_{o.c}$  соответствующие трансформаторы теплоты (рис. 1.1в) называются тепловыми насосами (класс Н). Они предназначены для использования теплоты, отводимой от окружающей среды или другого низкопотенциального источника для теплоснабжения или технологических целей.

При  $T_H < T_{o,c}$  и  $T_B > T_{o,c}$  трансформаторы теплоты (рис. 1.1г) называются комбинированными (класс RH), в них осуществляются функции и рефрижератора, и теплового насоса.

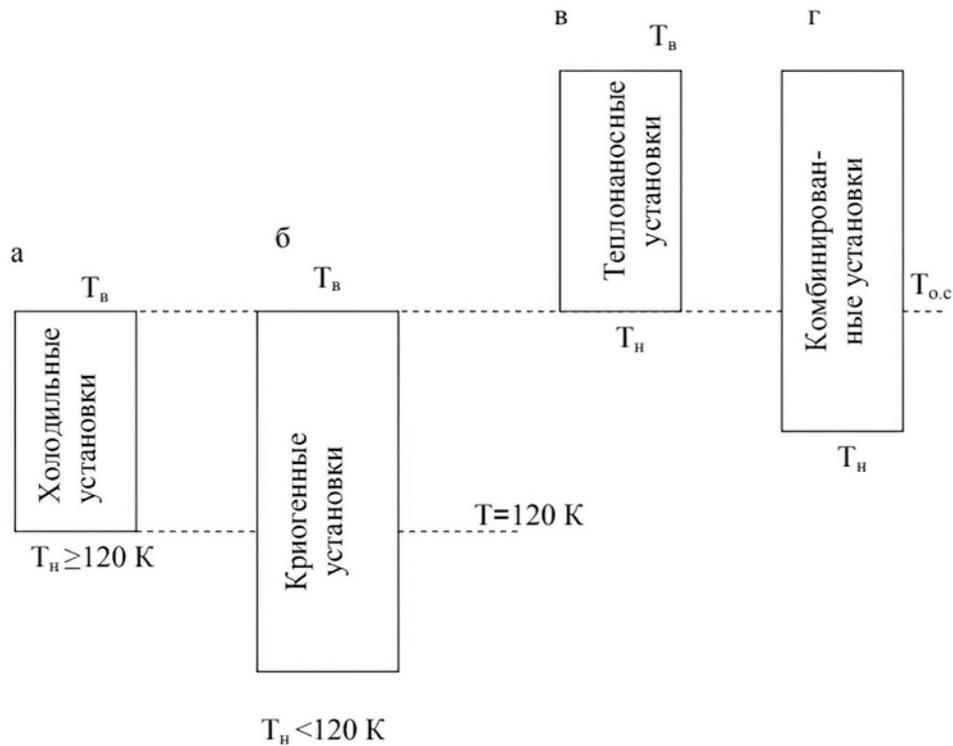


Рис. 1.1. Температурные зоны использования трансформаторов теплоты различного назначения

Процессы во всех трансформаторах теплоты трех приведенных видов независимо от конкретной схемы должны моделироваться обратными термодинамическими циклами. Наиболее простым эталоном цикла трансформатора теплоты может служить обратный цикл Карно (рис. 1.2).

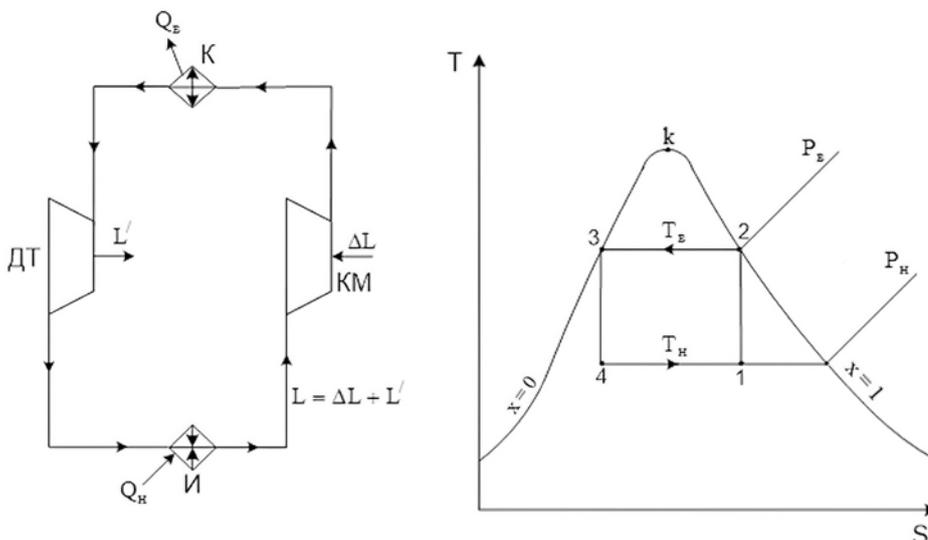


Рис. 1.2. Схема и цикл идеального трансформатора теплоты

Работа трансформатора теплоты осуществляется следующим образом: в испарителе И от охлаждаемого тела отбирается теплота низкого потенциала  $Q_n$  (процесс 4–1), которая передается через поверхность нагрева рабочему агенту. Рабочий агент в испарителе кипит (испаряется) при низком давлении  $P_n$  и соответствующей ему низкой температуре  $T_n$ . Пары рабочего агента после испарителя сжимаются компрессором КМ до более высокого давления  $P_v$  (процесс 1–2), температура при этом повышается до  $T_v$ . Из компрессора сжатые пары рабочего агента поступают в конденсатор К. В конденсаторе теплота  $Q_v$  отводится от рабочего агента в окружающую среду или к тепловому потребителю (процесс 2–3), а рабочий агент конденсируется при температуре  $T_v$  и давлении  $P_v$ .

Конденсат рабочего агента поступает из конденсатора в детандер ДТ и расширяется в нем до давления  $P_n$ . В процессе расширения в детандере происходит частичное испарение рабочего агента, сопровождающееся понижением температуры агента до  $T_n$  (процесс 3–4). Из детандера в испаритель поступает парожидкостная смесь при давлении  $P_n$  и температуре  $T_n$ .

В процессе расширения в детандере рабочий агент совершает полезную работу  $L'$ , однако расход энергии на привод компрессора значительно превышает энергию (на величину  $\Delta L$ ), получаемую в детандере.

Изложенный принцип действия для парокомпрессионных трансформаторов теплоты справедлив при использовании других типов установок и других видов внешней энергии.

## 1.2. Область использования термотрансформаторов

Трансформаторы теплоты различного назначения находят широкое применение в системах хладоснабжения. До середины XIX века для охлаждения тел использовали естественный холод (водяной лед и холодильные смеси, например, водяной лед с поваренной солью).

Основные преимущества искусственного холода заключаются в следующем:

- а) возможность охлаждения тел до температуры значительно ниже температуры окружающей среды (отличающейся от абсолютного нуля – 273,15 °С на тысячные доли градуса);
- б) непрерывность процессов охлаждения;
- в) независимость от сезона года и климатических условий.

Области применения холодильных установок приведены в таблице 1.

Таблица 1

<b>Область или отрасль</b>	<b>Применение</b>
Сельское хозяйство, пищевая промышленность, торговля, быт	Заготовка, переработка, производство и хранение продуктов
Транспорт, флот	Перевозка и хранение скоропортящихся продуктов
Производственные и жилые помещения, спортивные сооружения	Кондиционирование воздуха; искусственные ледяные катки
Медицина, фармацевтическая и биологическая отрасли	Гипотермия, производство лекарств с летучими веществами (пенициллин, стрептомицин, эфир и др.) и их хранение
Горная промышленность	Проходка шахт и строительство туннелей (замораживание грунтовых вод и пльвунов)

Более низкие температуры (ниже 120 К) обеспечиваются криогенными установками (табл. 2).

Таблица 2

<b>Область или отрасль</b>	<b>Применение</b>
Металлургия	Обогащение дутья кислородом, получаемым при низкотемпературной ректификации воздуха
Машиностроение	Получение кислорода и инертных газов для резки и сварки; обработка сталей при низкой температуре
Химическая, газовая промышленность	Разделение газовых смесей, получение кислорода, азота, выделение гелия, хранение низкипящих жидкостей, получение ожиженных газов, транспортировка ожиженного природного газа
Авиация, космонавтика, астрономия	Получение жидких топлив и окислителей, охлаждение приборных отсеков, кондиционирование, телескопы
Энергетика и научные исследования	Создание различных устройств, используя явление сверхпроводимости (электромагниты, генераторы, передача электроэнергии, ЭВМ), физика веществ и тел

В России выпускаются все виды холодильного оборудования, известного и применяемого в мировой технике, холодильные и криогенные установки – от бытовых мощностью несколько десятков ватт до промышленных мощностью 10 мегаватт.

Тепловые насосы имеют пока относительно ограниченное применение. В настоящее время эксплуатируются несколько сотен теплонаносных установок (ТНУ).

Это в определенной степени объясняется как объективными факторами – развитием энергетики по пути централизованного теплоснабжения и теплофикации, так и субъективными – недостаточным вниманием к экономии топливно-энергетических ресурсов и низким внедрением в производство передовых энергосберегающих технологий и оборудования. В действующих ТНУ применены парокompрессионные установки с электроприводом.

Комбинированные трансформаторы теплоты могут использоваться в тех случаях, когда экономически выгодно сочетание нагрева и охлаждения в одной системе. Технические характеристики различных типов холодильных машин и ТНУ приведены в Приложениях 1–6.

### 1.3. Классификация трансформаторов теплоты

Трансформаторы теплоты (генераторы холода) можно классифицировать по следующим признакам:

- а) по принципу работы;
- б) по виду цикла;
- в) характеру трансформации;
- г) периодичности.

**По принципу работы трансформаторы теплоты можно разделить на два вида:** термомеханические системы – принцип работы основан на использовании процессов повышения и понижения давления какого-либо рабочего тела и электромагнитные системы – принцип работы основан на использовании постоянных или переменных электрического или магнитного полей.

Термомеханические установки получили наибольшее применение. В зависимости от способа повышения давления рабочего тела делятся на три группы: компрессионные, сорбционные и струйные.

1. Компрессионные установки, принцип работы которых основан на последовательном осуществлении процессов расширения и сжатия рабочего

агента. Используются упругие свойства газов и паров и их свойства повышать температуру при сжатии и понижать её при расширении.

Компрессионные установки делятся на парожидкостные, газожидкостные и газовые. В парожидкостных и газожидкостных установках в процессе работы изменяется агрегатное состояние рабочего агента (конденсация паров агента после его сжатия – парожидкостные установки и испарение жидкого агента после его расширения). В газовых установках агрегатное состояние рабочего агента не изменяется.

Для работы компрессионных установок используется электрическая или механическая энергия.

2. Сорбционные установки, принцип работы которых основан на последовательном осуществлении термохимических реакций поглощения (сорбции) рабочего агента соответствующим сорбентом, протекающих с отводом теплоты (экзотермическая реакция), а затем выделения (десорбции) рабочего агента из сорбента, сопровождающихся подводом теплоты (эндотермическая реакция). Используется свойство ряда пар веществ изменять температуру при адиабатном смешении (экзо- и эндотермическое смешение) или соответственно выделять, либо поглощать теплоту в изотермических условиях. Процессы сорбции и десорбции аналогичны процессам всасывания (расширения) и нагнетания (сжатия) в компрессионных установках.

Сорбционные установки делятся на абсорбционные и адсорбционные. В абсорбционных установках процесс сорбции происходит в массе (внутри) абсорбента, через границу раздела жидкой и паровой фаз. В адсорбционных установках сорбция осуществляется на развитой поверхности адсорбента, находящегося в твердой фазе.

В сорбционных установках используется энергия в форме потока теплоты при  $T > T_{0.c}$ . Эти установки удобны для утилизации вторичных низкопотенциальных тепловых ресурсов (например, теплоты производственного конденсата, выхлопных газов).

3. Струйные установки, основанные на использовании кинетической энергии потока пара или газа для повышения потенциала тепловой энергии. В зависимости от характера протекания процесса струйные установки делятся на эжекторные и вихревые.

В эжекторных установках струя пара или газа, выходящая с большой скоростью из сопла и движущаяся по оси струйного аппарата, создает эжектирующий эффект, в результате которого в испарителе, соединенном с эжектором, создается низкое давление. В испарителе происходит кипение

жидкости при низкой температуре. При этом образовавшийся пар отсасывается из испарителя, сжимается эжектором и подается в конденсатор, откуда теплота отводится к верхнему источнику.

В вихревых установках струя газа, выходящая с большой скоростью из сопла тангенциально по отношению к оси трубы, создает в трубе движущийся поток (вихрь). При этом в движущемся вихре возникает градиент температур в поперечном сечении трубы. По центру трубы отводится часть потока низкой температуры, а по периферии трубы – поток газа высокой температуры.

Среди электромагнитных установок некоторое практическое применение получили два типа: термоэлектрические и магнитные установки.

1. Термоэлектрические установки, основанные на эффекте Пельтье: при прохождении электрического тока через замкнутую электрическую цепь из двух различных проводников (особенно полупроводников) один из контактов нагревается, а другой – охлаждается.

Процесс трансформации теплоты в этих установках осуществляется за счет непосредственного использования электрической энергии в последовательно соединенных на спаях полупроводниковых элементах (полупроводниковые ТТ). При подводе к холодным спаям теплоты от охлаждаемого тела от горячих спаев отводится теплота повышенного потенциала (рис. 1.3а и 1.3б).

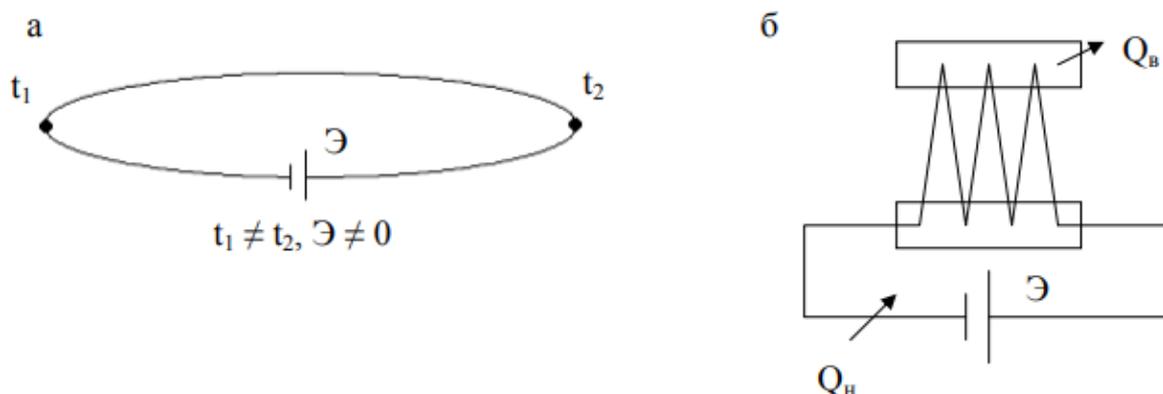


Рис. 1.3. Полупроводниковый трансформатор теплоты: а – термоэлемент; б – схема полупроводникового трансформатора теплоты

2. Магнитные установки, в которых процесс трансформации теплоты осуществляется за счет или адиабатного размагничивания, основанного на свойстве парамагнитных тел повышать температуру при намагничивании и снижать ее при размагничивании, или термомагнитного эффекта, основанного

на появлении теплового потока в полупроводнике, помещенном в магнитное поле, при пропускании через него тока. Первым методом достигается температура 0,001 К.

**По виду осуществляемого цикла установки для трансформации теплоты делятся на три группы:**

1. Установки, работающие по замкнутому циклу, – рабочий агент, циркулирует в замкнутом контуре, не выходя за его пределы. Таким образом, обмен энергией через границы системы может происходить только в двух формах: теплоты  $Q$  и работы  $L$ . Уравнение энергетического баланса имеет вид:  $\sum Q_{вх} + \sum L_{вх} = \sum Q_{вых} + \sum L_{вых}$ . Рабочим телом являются специально изготовленные легкокипящие агенты или газы с низкой температурой кипения. Сохранение и восполнение утечек этих агентов связано с дополнительными затратами и эксплуатационными осложнениями.

По замкнутому циклу работают паровые компрессионные, некоторые газовые компрессионные, абсорбционные и струйные эжекторные установки.

2. Установки с разомкнутыми процессами – рабочий агент после совершения термодинамических процессов в определенной последовательности частично или полностью выводится из установки, а взамен него в установку поступают новые порции рабочего агента. В зависимости от назначения установки агент выводится в виде полезного продукта либо выбрасывается в окружающую среду.

Эти установки применяются для разделения и ожижения газов (например, для получения газообразного или жидкого кислорода, азота, водорода, дейтерия), для замораживания газов (получения сухого льда – твердой  $CO_2$ ). Обмен энергией через границы системы происходит не только в виде теплоты  $Q$  и работы  $L$ , но и энтальпией  $H$  с потоком рабочего агента. Энергетический баланс имеет вид:  $\sum Q_{вх} + \sum L_{вх} + \sum H_{вх} = \sum Q_{вых} + \sum L_{вых} + \sum H_{вых}$ . Частным случаем разомкнутого процесса является *квазицикл*. В квазицикле имеются одновременно участки с подводом теплоты  $Q'$  при росте энтропии рабочего тела и с отводом теплоты  $Q''$  при уменьшении энтропии.

Эта разница показана на диаграммах, приведенных на рисунке 1.4.

К установкам этой группы относятся некоторые газовые и газожидкостные компрессионные термотрансформаторы, применяемые в основном для разделения, ожижения газов и их замораживания, а также струйные вихревые установки.

3. Установки с нециклическими процессами – в этих установках состояние рабочего тела в процессе работы вообще не меняется, все его параметры постоянны во времени (термоэлектрические, магнитные установки).

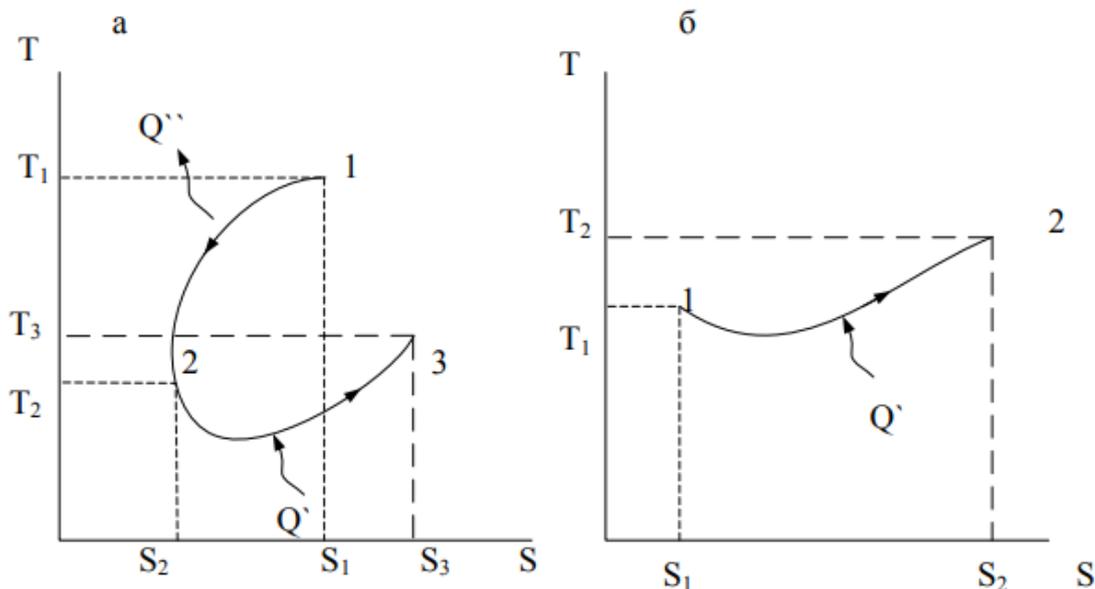


Рис. 1.4. Изображение квазицикла и разомкнутого процесса в T-S-диаграмме: *а* – обратный квазицикл, *б* – разомкнутый процесс

**По характеру трансформации теплоты установки делятся на две группы: повышающая и расщепительная схемы трансформации**

1. Термотрансформаторы с повышающей схемой. В них теплота, подведенная при температуре нижнего источника  $T_n$ , отводится из установки с более высокой температурой  $T_v$  посредством затраты внешней энергии. По этой схеме работает большинство рефрижераторных, теплонасосных и комбинированных установок.

2. Термотрансформаторы с расщепительной схемой трансформации теплоты. В них подводимый тепловой поток  $Q_c$  среднего температурного потенциала  $T_c$  расщепляется (делится) на два тепловых потока:  $Q_n$  низкого температурного уровня  $T_n$  и  $Q_v$  повышенного температурного потенциала  $T_v$ . Работа осуществляется за счет подведенного теплового потока среднего потенциала (рис. 1.5).

К установке подводится поток газа  $G_c$  при давлении  $P_c$  и температуре  $T_c$ . Этот поток разделяется на две части. Одна из них с расходом  $G_n$  поступает в детандер (турбину) ДТ и расширяется в нем до давления  $P_n$ . Температура газа понижается до  $T_n < T_{0.c}$ . Другая часть газа с расходом  $G_v$  поступает в

компрессор **КМ** и сжимается в нем до давления  $P_B$  с повышением температуры до  $T_B$ . Привод компрессора осуществляется от детандера.

Таким образом, за счет энергии подведенного потока получается поток  $G_H$  с низкой температурой  $T_H$  и поток  $G_B$  с повышенной температурой  $T_B$ .

Расщепительная трансформация теплоты осуществляется в струйных вихревых и некоторых типах абсорбционных установок.

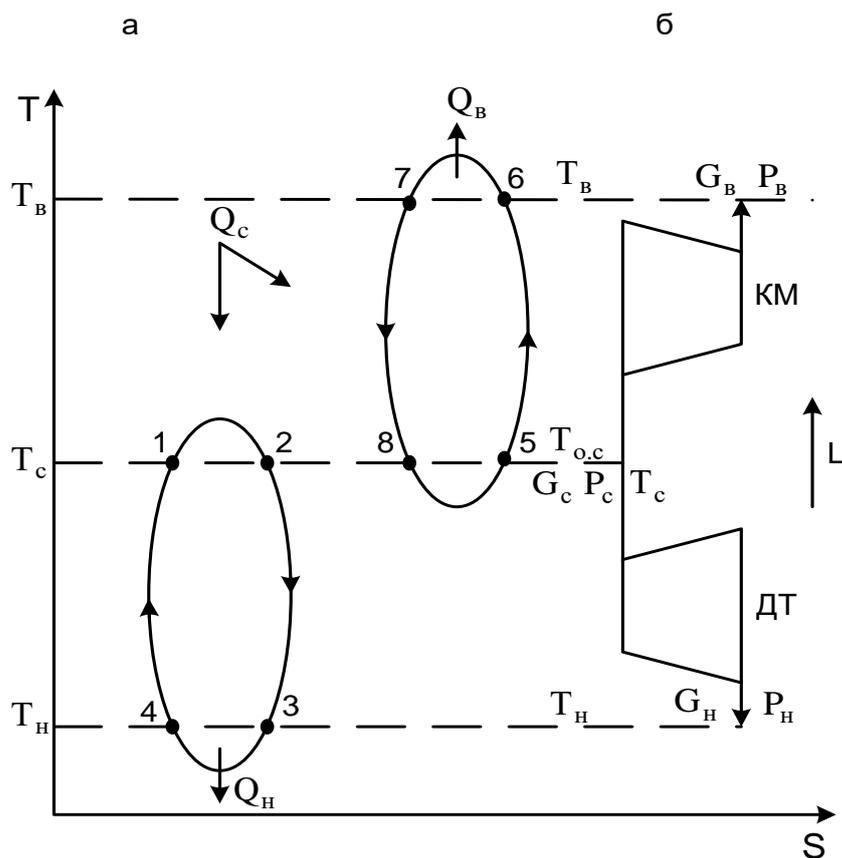


Рис. 1.5. Схема и цикл расщепительной трансформации теплоты:  
а – цикл, б – принципиальная схема

**По периодичности работы выделяют два типа установок:**

1. Установки непрерывного действия – работают непрерывно в течение всего периода между плановыми остановками и их характеристики меняются в пределах, определяемых регулированием.

2. Установки периодического действия – работают по определенному временному графику, состоящему из периодов работы и остановки. В энергетическом плане это менее эффективные системы, но экономически могут быть оправданы из-за меньших габаритов, меньшего числа элементов оборудования благодаря совмещению их функций в одном аппарате.

#### 1.4. Эксергетический метод анализа систем трансформации теплоты

В прикладной термодинамике применяются два метода анализа энергетических превращений в технических системах.

Первый метод анализа основан на применении первого и второго законов термодинамики к прямым и обратным циклам. При расчете по этому методу составляются энергетические балансы, на основании которых определяются показатели работы установок, например, термический КПД для тепловых двигателей, холодильный коэффициент – для холодильных установок и т.д. Полученные энергетические показатели сравниваются с аналогичными для идеальных циклов, например, для цикла Карно.

Такой подход позволяет определить в данной системе суммарную потерю производимой или затрачиваемой работы вследствие необратимости процессов.

При необходимости этот метод анализа дополняется энтропийным анализом, позволяющим определить потери энергии в отдельных процессах реального цикла на основании возрастания значения энтропии.

По уравнению Гюи – Стодолы потери работы от необратимости:

$$\Delta l = T_{o.c.} \cdot \Delta S .$$

Второй метод термодинамического анализа основан на введении понятия термодинамических потенциалов.

Обоснованно выбранные термодинамические потенциалы позволяют определить работоспособность потоков вещества и энергии в любой точке рассматриваемой системы.

Важное значение при этом методе анализа приобретает окружающая технические системы среда. Следует отметить, что все реальные технические процессы происходят в условиях взаимодействия с окружающей средой. Окружающая среда характеризуется тем, что ее параметры не зависят от параметров рассматриваемой системы и в большинстве задач могут считаться постоянными. Примерами такой среды могут быть атмосфера, морская вода, космическое пространство. Понятие энергии как общей меры движения материи в рассматриваемой системе недостаточно при решении технических задач.

Техническая ценность энергии зависит не только от ее собственных параметров и формы, но и от параметров окружающей среды.

**Пример.** Представим такой гипотетический случай. Нужно определить эффективность работы ТЭЦ, имеющей начальные параметры пара: давление  $P=200$  ат и температуру  $t=500$  °С, в условиях планеты Венеры. Планета имеет

средние параметры атмосферы –  $t = 500$  °С и  $P = 200$  ат. Ответ очевиден: эффективность будет нулевой и ТЭЦ работать в этих условиях не будет.

Таким образом, не всякая энергия и не при всех условиях может быть целиком пригодна для практического использования. С этой точки зрения во всех энергетических превращениях, обеспечивающих работу термотрансформаторов, может использоваться энергия двух видов:

1. Энергия, полностью превратимая в любой другой вид энергии, независимо от параметров окружающей среды – «организованная» форма энергии. Это, например, механическая, электрическая энергия.

2. Энергия, которая не может быть полностью превращена в другой вид энергии; ее превратимость определяется как собственными параметрами, так и параметрами окружающей среды – «неорганизованная» форма энергии. Например, энергия, передаваемая в виде теплового потока, энергия излучения и т.д.

На основании изложенного возникла необходимость введения общей меры для всех видов энергии, характеризующей способность их преобразования в другие виды организованной энергии.

Такая мера превратимости Рантом была названа эксергией системы<sup>1</sup>.

**Эксергия системы** в данном состоянии измеряется количеством механической или другой полностью превратимой энергии, которое может быть получено от системы в результате ее *обратимого* перехода из данного состояния в состояние равновесия с окружающей средой.

Та часть энергии системы, которая не может быть превращена в организованную энергию, получила название **анергии**.

Таким образом, при определении эксергии объектом рассмотрения являются, прежде всего, сама система, затем окружающая среда и, наконец, внешние объекты в окружающей среде, которые могут служить источниками или приемниками энергии.

Эксергия, как и энергия системы, в каждом данном состоянии имеет фиксированное значение.

Взаимодействие системы с окружающей средой может проходить как обратимо (идеальный процесс), так и необратимо (реальный процесс). В идеальном обратимом процессе будет получена работа, равная убыли эксергии. В реальном процессе работа будет меньше, чем убыль эксергии, так как часть эксергии исчезнет, будет потеряна.

---

<sup>1</sup> Термин «эксергия» введен в 1956 г.; греческое «эрг» - работа, сила и приставка «экс» - из, вне.

Сопоставление свойств энергии и эксергии представлено в таблице 3.

Таблица 3

Энергия системы	Эксергия системы
Зависит только от параметров системы и не зависит от параметров окружающей среды	Зависит как от параметров системы, так и от параметров окружающей среды
Всегда имеет величину, отличную от нуля	Может иметь величину, равную нулю (при полном равновесии параметров системы и окружающей среды)
Подчиняется закону сохранения энергии в любых процессах и уничтожаться не может	Подчиняется закону сохранения только при обратимых процессах; в реальных необратимых процессах уничтожается частично или полностью
Преобразование одних форм в другие ограничено по условиям второго закона термодинамики для всех процессов, в том числе и обратимых	Преобразование одних форм в другие не ограничено по условиям второго закона термодинамики для обратимых процессов

Таким образом, если взаимодействие системы и окружающей среды протекает необратимо с возрастанием энтропии, то эксергия системы уменьшается.

Рассмотрим некоторую техническую систему (рис.1.6).

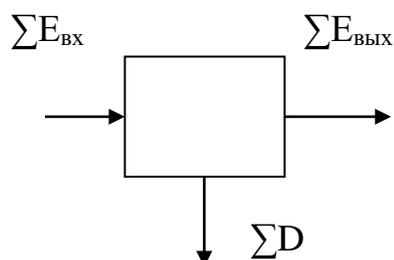


Рис.1.6. Эксергетический баланс системы

Разность значений общей величины эксергии  $\Sigma E_{\text{вх}}$ , вводимой в данную систему (установку), и величины эксергии  $\Sigma E_{\text{вых}}$ , выводимой из нее, определяют суммарную величину  $\Sigma D$  потерь от необратимости в системе:

$$\sum E_{\text{ex}} - \sum E_{\text{вых}} = \sum D \geq 0. \quad (1.1)$$

Только в обратимых процессах  $\sum E_{\text{ex}} = \sum E_{\text{вых}}$  и  $\sum D = 0$ , так как отсутствует диссипация энергии.

В этом эксергия аналогична энтропии, возрастание которой в замкнутой системе также отражает потери от необратимости. Однако практическое преимущество эксергии состоит в том, что ее уменьшение дает сразу значение потерь превратимой энергии – как абсолютное, так и относительное.

Отношение эксергии  $\sum E_{\text{вых}}$ , отводимой из системы, к подведенной эксергии  $\sum E_{\text{ex}}$  представляет собой эксергетический КПД, который характеризует степень приближения системы к идеальной:

$$\eta_e = \frac{\sum E_{\text{вых}}}{\sum E_{\text{ex}}} = \frac{\sum E_{\text{ex}} - \sum D}{\sum E_{\text{ex}}} = 1 - \frac{\sum D}{\sum E_{\text{ex}}}. \quad (1.2)$$

В системе с идеальными процессами  $\eta_e = 1$ , для системы с реальными процессами  $\eta_e < 1$ .

Потери  $\sum D$  делятся на две группы по их локализации:

а) внутренние –  $D_i$ , связанные с необратимостью процессов, протекающих внутри системы (трение, гидравлическое сопротивление, потери при дросселировании);

б) внешние –  $D_e$ , связанные с условиями взаимодействия системы с окружающей средой и другими источниками и приемниками энергии (разность температур между хладагентом и охлаждаемым телом, потери через тепловую изоляцию и другие).

Внутренние и внешние потери можно разделить при помощи формулы (1.1). Если в ней приняты значения эксергии, взятые по параметрам самой установки, полученные значения  $\sum D_i$  будут соответствовать только внутренним потерям. Если в уравнение (1.1) входят значения эксергии, отдаваемой и получаемой внешними источниками, то  $\sum D$  включает и внешние, и внутренние потери.

Путем последовательного применения уравнения (1.1) к отдельным элементам установки можно установить распределение в них внутренних потерь. Для стационарного процесса уравнение (1.1) имеет вид:

$$\sum D_i + \sum D_e = \sum E_{\text{ex}} - \sum E_{\text{вых}}. \quad (1.3)$$

Для составления эксергетического баланса системы необходимо изучить метод определения эксергии для энергии тех видов, которые встречаются в системах трансформации теплоты.

### 1.5. Определение значения эксергии для различных видов энергии

В процессах трансформации теплоты используются в общем случае три вида энергии: электрическая или механическая, тепловая и энергия потоков вещества (газа, пара, жидкости).

Эксергия для механической и электрической энергии (организованной формы энергии) равна соответствующей работе и поэтому вопрос определения эксергии здесь отпадает:  $E_L = L$  и  $E_{\mathcal{E}} = \mathcal{E}$ .

Эксергия теплоты  $E_q$  отличается от количества теплоты  $Q$  по условиям второго начала термодинамики.

Для ее определения рассмотрим процесс обратимого взаимодействия потока теплоты  $q$  с окружающей средой с помощью цикла Карно, приведенного в  $T$ - $S$  – диаграмме (рис. 1.7).

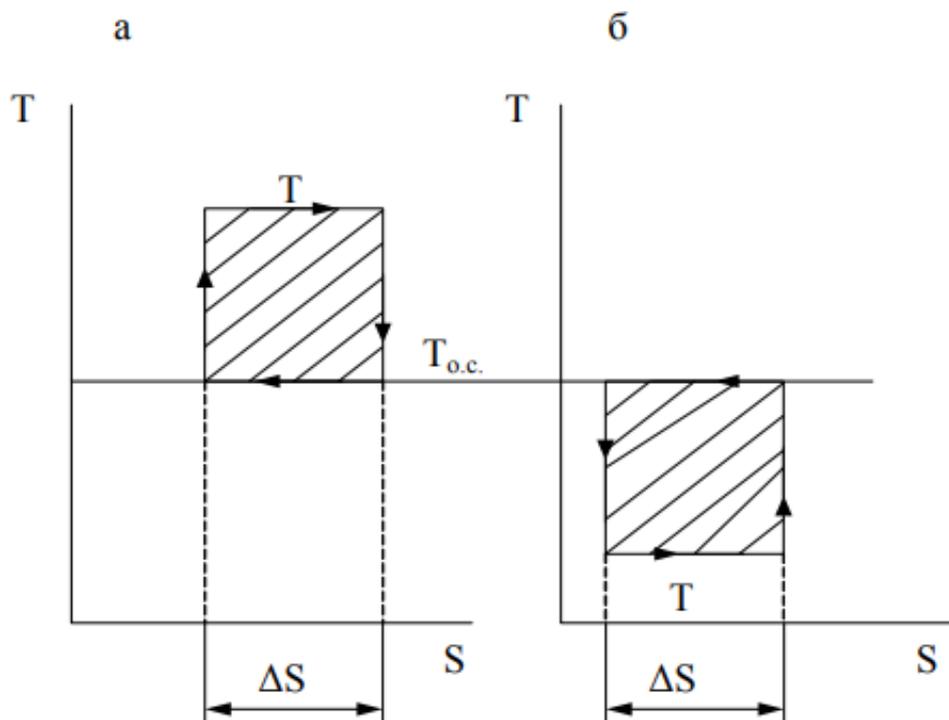


Рис. 1.7. Циклы Карно: а – прямой, б – обратный

В том случае, когда  $T > T_{o.c.}$ , необходим прямой цикл, а при  $T < T_{o.c.}$  – обратный. Рассмотрим прямой цикл Карно (рис. 1.7а). При обратимом взаимодействии располагаемого количества теплоты  $q = T \cdot \Delta S$  с окружающей средой может быть произведена работа, определяющая эксергию теплоты,  $e_q = l = (T - T_{o.c.}) \cdot \Delta S$ . Связь между  $e_q$  и  $q$  определяется соотношением:

$$e_q = q \cdot \frac{T - T_{o.c.}}{T} = q \cdot \tau_q, \quad (1.4)$$

где  $\tau_q$  – коэффициент работоспособности теплоты (эксергетическая температурная функция).

Коэффициент работоспособности теплоты будет равен:

$$\tau_q = \frac{e_q}{q} = \frac{(T - T_{o.c.}) \cdot \Delta S}{T \cdot \Delta S} = 1 - \frac{T_{o.c.}}{T}. \quad (1.5)$$

По физическому смыслу он определяет количество работы, которую можно получить в *идеальном* прямом цикле от единицы теплоты, то есть для прямого цикла Карно  $\tau_q = \eta_t$ . Поскольку в рассматриваемых условиях  $0 < T_{o.c.}/T \leq 1$ , то  $0 \leq \tau_q < 1$ .

Для обратного цикла Карно (рис. 1.7б)  $T_{o.c.} > T$  или  $T_{o.c.}/T > 1$ , при этом коэффициент  $\tau_q < 0$ . Отрицательное значение коэффициента работоспособности теплоты указывает на то, что работа в данном случае затрачивается.

При  $T \ll T_{o.c.}$ ,  $|\tau_q| \gg 1$  при выработке искусственного холода энергетические затраты на повышение потенциала теплоты, отводимой от охлаждаемых тел, возрастают тем в большей степени, чем ниже температурный уровень искусственного холода.

Чтобы показать характер изменения  $\tau_q$  в зависимости от температуры  $T$ , найдем первую производную от  $\tau_q$  по  $T$ .

$$\frac{d\tau_q}{dT} = \frac{T_{o.c.}}{T^2} \quad (1.6)$$

Тангенс угла наклона касательной в любой точке кривой  $\tau_q = f(T)$  к оси абсцисс равен  $d\tau_q/dT$ .

Из уравнения (1.6) следует, что значение  $d\tau_q/dT$  зависит от значения  $T$  и возрастает со снижением  $T$ . При  $T \rightarrow 0$   $d\tau_q/dT \rightarrow \infty$ ; при  $T \rightarrow \infty$   $d\tau_q/dT \rightarrow 0$ . Поскольку правая часть уравнения (1.6) величина положительная, то и левая часть этого уравнения положительна. Это значит, что знаки  $d\tau_q$  и  $dT$  одинаковы.

При  $T < T_{o.c}$  коэффициент  $\tau_q < 0$ . В этой области положительному значению  $dT$  соответствует положительное значение  $d\tau_q$ , тем самым при увеличении температуры  $T$  растет значение коэффициента  $\tau_q$ , т.е. снижается его абсолютное значение. Аналогично при снижении  $T$  уменьшается  $\tau_q$ , т.е. увеличивается его абсолютное значение. При  $T = T_{o.c}$  из уравнений (1.5) и (1.6) следует:  $\tau_q = 0$  и  $\frac{d\tau_q}{dT} = \frac{1}{T_{o.c}}$ .

Характер зависимости  $\tau_q = f(T)$  приведен на рисунке 1.8.

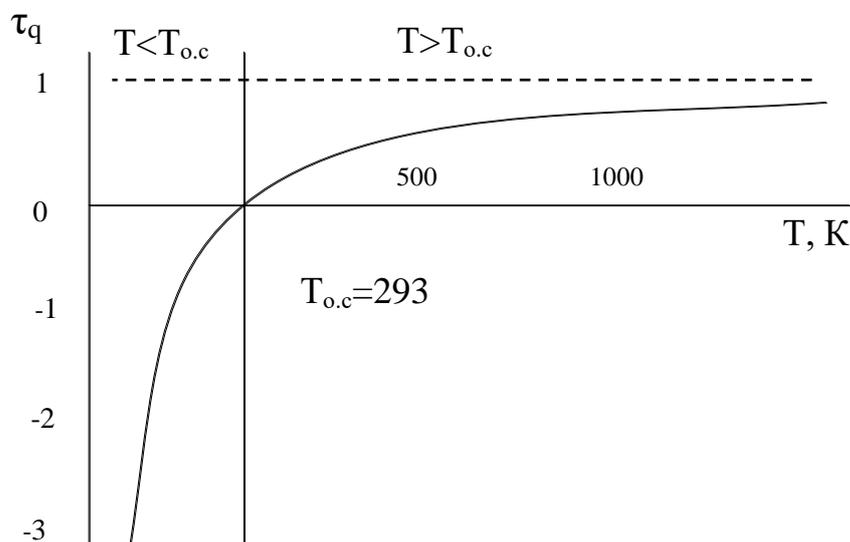


Рис. 1.8. Зависимость  $\tau_q$  от  $T$

*Эксергия потока вещества* определяется работой, которую может произвести единица массы потока, например, 1 кг газа или пара, с параметрами торможения  $P, T, h, S$  при обратимом взаимодействии с окружающей средой, параметры которой  $P_{o.c}, T_{o.c}, h_{o.c}, S_{o.c}$ .

Рассмотрим взаимодействие потока газа с окружающей средой в  $T$ - $S$ -диаграмме (рис.1.9).

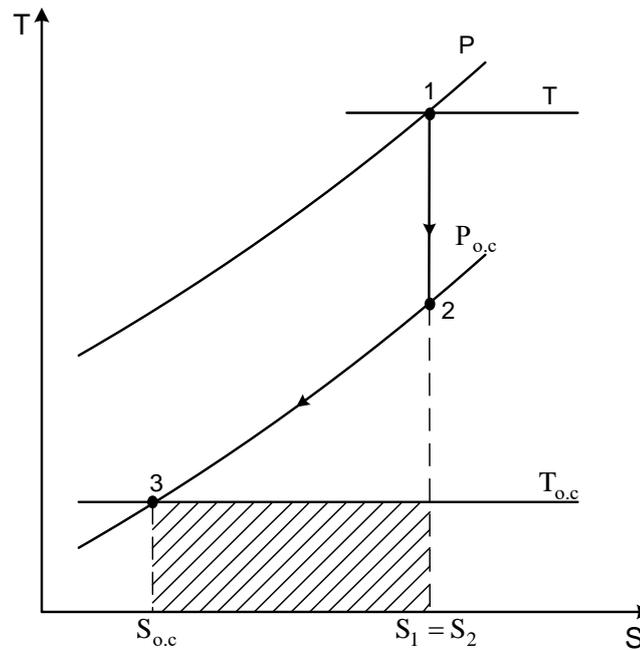


Рис. 1.9. Схема обратимого взаимодействия потока вещества с окружающей средой

Рассматриваемое взаимодействие состоит из двух процессов: изоэнтропного расширения от давления  $P$  до давления  $P_{o.c}$  (1-2) и изобарного охлаждения (2-3).

Удельная эксергия такого взаимодействия потока с окружающей средой может быть представлена как сумма двух слагаемых:

$$e = l = l_{1-2} + l_{2-3}.$$

Работа изоэнтропного расширения газа:

$$l_{1-2} = h_1 - h_2.$$

Работа, полученная за счет теплоты, отведенной при изобарном охлаждении газа:

$$l_{2-3} = \int_3^2 \tau_q dq = \int_3^2 dq \left(1 - \frac{T_{o.c.}}{T}\right) = \int_3^2 dq - \int_3^2 T_{o.c.} dS = h_2 - h_3 - T_{o.c.}(s_2 - s_3).$$

С учетом того, что  $h_1 = h$ ;  $S_1 = S_2 = S$ ;  $h_3 = h_{o.c.}$ ;  $S_3 = S_{o.c.}$ , суммарная работа  $l$ , равная эксергии:

$$e = l = h - h_{o.c.} - T_{o.c.}(S - S_{o.c.}) \quad (1.7)$$

Уравнение (1.7) показывает, что удельная эксергия потока не равна разности энтальпий потока в данном состоянии и в состоянии равновесия с окружающей средой и может быть как меньше, так и больше ее.

Функцию  $e$  можно представить как поверхность в пространстве  $h$ - $S$ - $e$ . Уравнение (1.7) в этом случае представляет собой плоскость  $(h - h_{o.c.}) - T_{o.c.} (S - S_{o.c.}) - e = 0$ , которая пересекает плоскость  $h$ - $S$  (при  $e = 0$ ) по прямой, проходящей через точку нулевого состояния с координатами  $h_{o.c.}$ ,  $S_{o.c.}$  и угловым коэффициентом  $T_{o.c.}$ . Эта прямая, в каждой точке которой  $e = 0$ , называется «прямой окружающей среды».

Приведем пример графического определения  $e$  на плоскости  $h$ - $S$  (рис. 1.10).

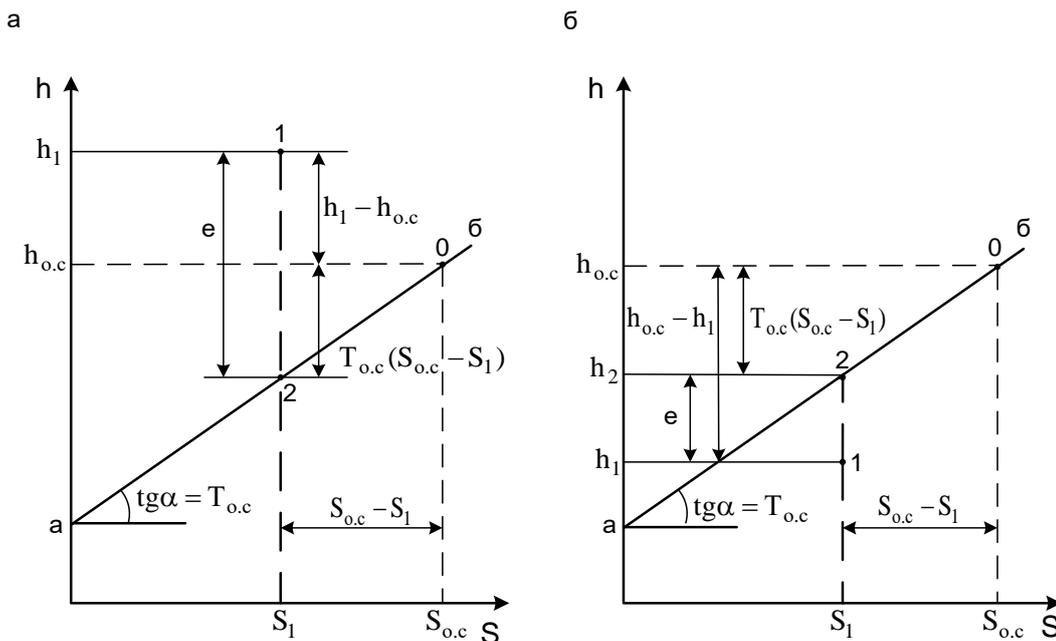


Рис. 1.10. Графическое определение  $e$  на плоскости  $h$ - $S$ :  $a$  – эксергия положительна;  $b$  – эксергия отрицательна

Из построения на плоскости видно, что величина  $e$  равна расстоянию по ординате между точкой 1, отображающее данное состояние, и прямой окружающей среды  $ab$ . Если точка 1 лежит выше прямой среды (рис. 1.10а), то  $e > 0$ , а если ниже (рис. 1.10б), то  $e < 0$ .

Оба примера, показанные на рисунке 1.10, относятся к случаю, когда точка 1 лежит левее нулевого состояния  $S_1 < S_{oc}$ , что характерно для низкотемпературных процессов.

Построение останется правильным и тогда, когда исследуемое состояние будет соответствовать точкам, где  $S_1 > S_{oc}$ .

При фиксированном значении параметров окружающей среды функция  $e$  является полным дифференциалом, поскольку при интегрировании по любому замкнутому контуру

$$\oint_c de = \oint_c dh - T_{o.c} \oint_c dS = 0 \quad (1.8)$$

Взяв в качестве независимых переменных  $S$  и  $P$ , получим:

$$de = \left( \frac{\partial e}{\partial S} \right)_P dS + \left( \frac{\partial e}{\partial P} \right)_S dP \quad (1.9)$$

Подставим в формулу  $de = dh - T_{o.c} dS$  значение  $dh = TdS + VdP$ , тогда

$$de = (T - T_{o.c})dS + VdP \quad (1.10)$$

Следовательно, коэффициенты в уравнении (1.9) будут иметь вид:

$$\left( \frac{\partial e}{\partial S} \right)_P = T - T_{o.c}; \quad \left( \frac{\partial e}{\partial P} \right)_S = V_{o.c}$$

Сопоставим свойства энтальпии  $h$  и эксергии  $e$  потока, рассматривая их как функции независимых переменных  $P$  и  $S$  (табл. 4).

Таблица 4

Энтальпия потока	Эксергия потока
$dh = TdS + VdP$	$de = (T - T_{o.c})dS + VdP$
$\left( \frac{\partial h}{\partial S} \right)_P = T$	$\left( \frac{\partial e}{\partial S} \right)_P = T - T_{o.c}$
$\left( \frac{\partial h}{\partial P} \right)_S = V$	$\left( \frac{\partial e}{\partial P} \right)_S = V$

Сравнение соответствующих выражений в правом и левом столбцах указывает, что обе функции  $e$  и  $h$  дают энергетическую характеристику потока вещества.

Изменение  $dh$  энтальпии при  $P = const$  дает количество теплоты  $\partial q = TdS$ , которое переходит через контрольную поверхность системы.

Изменение эксергии  $de$  в аналогичных условиях также характеризует количество теплоты, но только равно работе, которая в идеальном случае может быть получена при использовании этой теплоты  $\partial I = \partial q - T_{o.c} dS$ .

Изменение как энтальпии  $h$ , так и эксергии  $e$  при  $S = const$  дает в обоих случаях одну и ту же величину  $VdP$ , равную работе изменения давления рабочего тела в потоке.

Полный дифференциал энтальпии  $dh$  дает изменение энергии потока в результате как термических, так и механических воздействий через границы

системы. Полный дифференциал эксергии  $de$  также связан с этими видами воздействия, но дает величину полезной энергии, которая может быть превращена в работу.

Таким образом, изменение энтальпии  $h$  отражает энергетические превращения в потоке вещества без учета ограничений, накладываемых вторым законом термодинамики в условиях взаимодействия с окружающей средой, а изменение эксергии  $e$  – с учетом этих ограничений.

Следовательно, эксергия  $e$  является *термодинамическим потенциалом особого вида, связанным с параметрами окружающей среды*.

Получив значения эксергий для различных видов энергии, можно перейти к составлению эксергетических балансов для системы и отдельных ее элементов, расчету эксергетических КПД, определению относительных и абсолютных потерь эксергии в них, что позволяет наметить основные пути совершенствования как отдельных элементов, так и в целом системы.

### 1.6. Диаграмма эксергия–энтальпия

Расчеты процессов, связанные с определением эксергии потока, существенно облегчаются при использовании специальных диаграмм состояния в координатах  $e-h$ .

Диаграмма  $e-h$  строится в виде косоугольной модификации  $h-S$ –диаграммы (рис. 1.11).

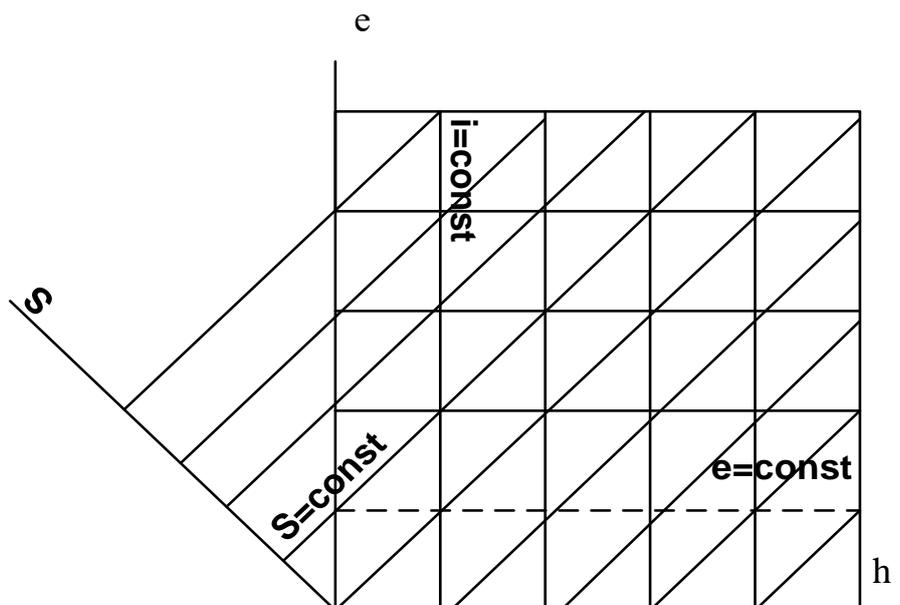


Рис. 1.11. Диаграмма  $e-h$

Угол наклона оси  $S$  выбирается из условия, чтобы при изменении состояния рабочего тела по  $S = idem$ ,  $\Delta e = \Delta h$ . При одинаковом масштабе шкал  $e$  и  $h$  этому условию соответствует угол наклона оси  $S$  к оси  $h$ , равный  $135^\circ$ . В зависимости от физических свойств вещества расположение линий его диаграммы на координатной сетке  $e, h$  выглядит различно.

На рисунке 1.12 показан внешний вид диаграмм для двух характерных случаев:

1.  $T_{o.c} < T_{кр}$ , прямая  $e = 0$  совпадает с изотермой – изобарой влажного пара при параметрах  $P_{o.c}, T_{o.c}$  либо проходит касательно к изобаре  $P_{o.c}$  в точке ее пересечения с изотермой  $T_{o.c}$ . К этой группе веществ относятся: вода, хладагенты с нормальной температурой кипения  $t_s \geq (-25 - -30^\circ C)$ .

2.  $T_{o.c} > T_{кр}$ , точка  $e = 0$  находится в области перегретого пара. К этой группе веществ относятся: воздух, азот, водород, гелий. Область влажного пара ( $T \ll T_{o.c}$ ) перемещается в левый верхний край диаграммы с высокой эксергией. Чем ниже  $T_{кр}$ , тем больше  $e$  влажного пара.

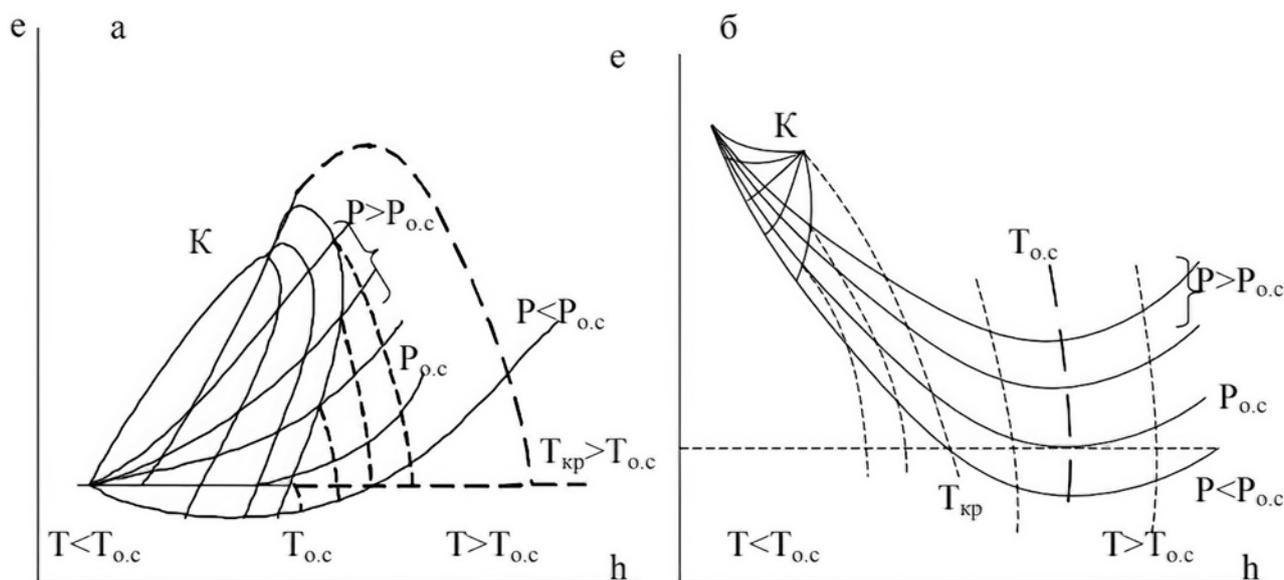


Рис. 1.12. Вид  $e - h$  – диаграммы для веществ с различными критическими температурами:  $a - T_{o.c} < T_{кр}$ ;  $б - T_{o.c} > T_{кр}$

Для любой изобары на  $e-h$ -диаграмме  $(\partial e / \partial h)_p = \tau_q$ , так как  $\partial q = (dh)_p$ . Величина  $\tau_q$  численно равна тангенсу угла наклона касательной к изобаре в точке ее пересечения с изотермой.

Использование диаграммы **e-h** для решения задач, связанных с процессами трансформации теплоты, иллюстрируются на примере рабочего агента – воздуха, диаграмма которого приведена на рисунке 1.13.

1. Определить минимальную работу для изотермического сжатия воздуха от 0,1 до 20 МПа,  $T=T_{0.c}$ .

Процесс 1-2:  $e_1 = 0$ ;  $e_2 = 445$ ;  $l = \Delta e = e_2 - e_1 = 445 - 0 = 445$  кДж/кг.

2. Определить работу для охлаждения воздуха изобарно с 293 К до 160 К при  $P=6$  МПа.

Процесс 3-4:  $e_3 = 347$ ;  $e_4 = 402$ ;  $l = 402 - 347 = 55$  кДж/кг.

Отвод теплоты  $\Delta h = h_4 - h_3 = 260 - 430 = -170$  кДж/кг.

3. Определить работу для перевода воздуха из «нулевого» состояния ( $P_{0.c} = 0,1$  МПа;  $T_{0.c} = 293$  К) в жидкость при  $P = 0,1$  МПа, т.е. посредством охлаждения.

Процесс 1-5:  $e_1 = 0$ ;  $e_5 = 702$ ;  $l = e_1 - e_5 = 702 - 0 = 702$  кДж/кг.

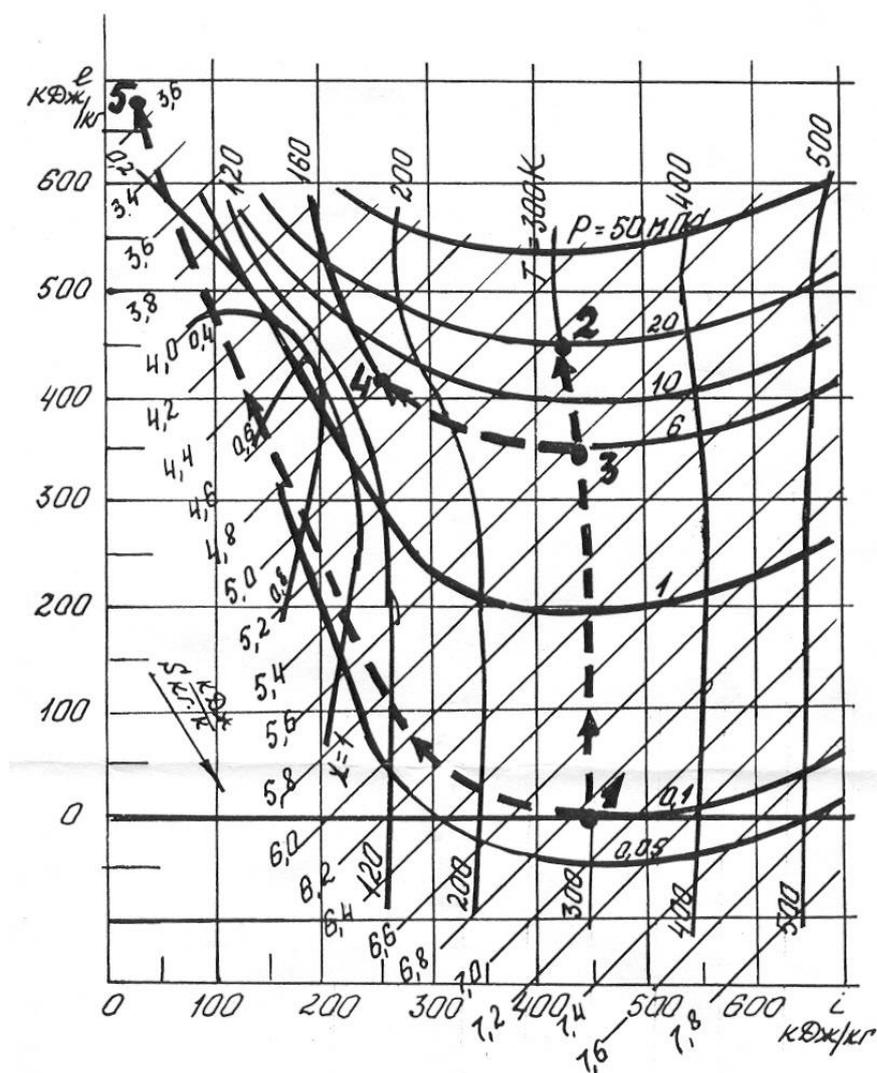


Рис. 1.13. Диаграмма **e-h** для воздуха

## 1.7. Характерные энергетические зоны в низкотемпературной области. Температурные зоны искусственного холода

Как было отмечено, удельная затрата работы (эксергии) в идеальном цикле трансформации теплоты равна по абсолютной величине коэффициенту работоспособности теплоты  $\tau_q$ . По величине коэффициента работоспособности теплоты нижнего источника  $\tau_{q,n} = \frac{T_n - T_{o.c}}{T_n}$  всю область искусственного холода можно разделить на 5 зон, характеризующихся существенно различной величиной удельных эксергетических затрат.

Покажем на графике  $\tau_{q,n} - T$  зависимость  $\tau_{q,n} = f(T_n)$ , характеризующую удельный расход работы в идеальной рефрижераторной установке (рис. 1.14).

**I зона:**  $293K \geq T_n > 268 K$  ( $+20\text{ }^\circ\text{C} \geq t_n > -5\text{ }^\circ\text{C}$ ) – характерна для установок кондиционирования воздуха, в которых, как правило, требуемая температура искусственного охлаждения близка к температуре окружающей среды. В этой зоне  $0 \leq -\tau_{q,n} < 0,1$ .

**II зона:**  $268K \geq T_n > 146 K$  ( $-5\text{ }^\circ\text{C} \geq t_n > -127\text{ }^\circ\text{C}$ ) – характерна для установок умеренного холода, относящихся к холодильной технике.

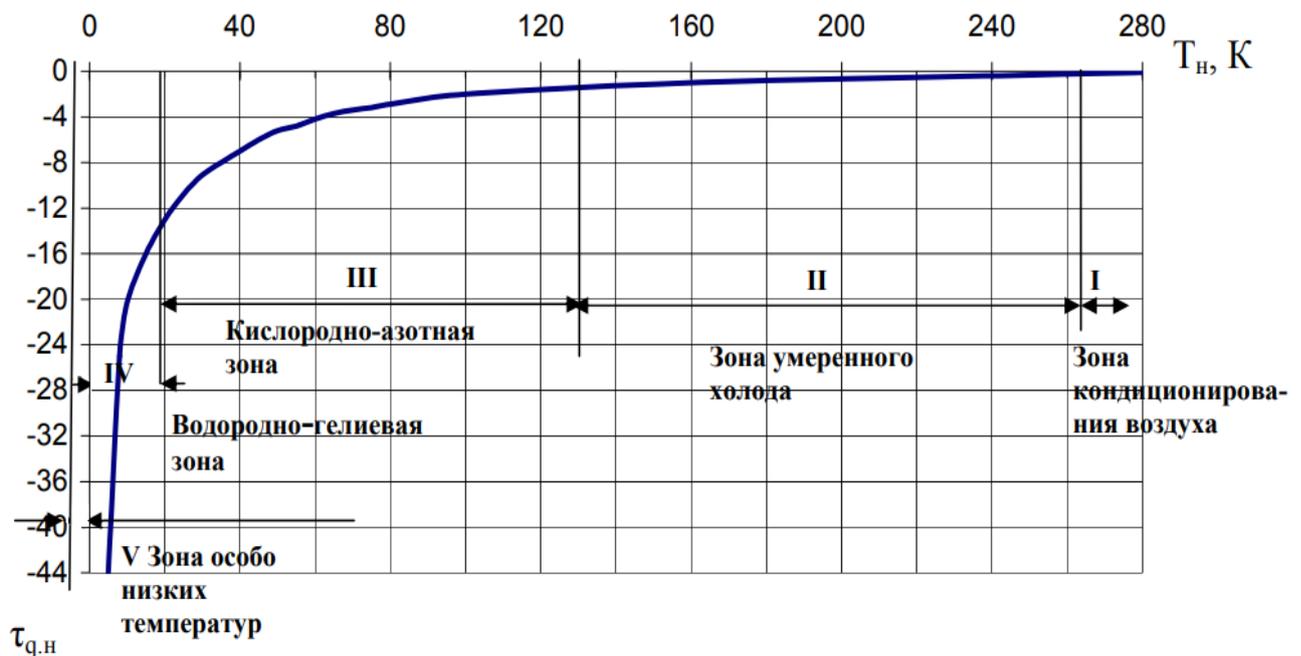


Рис. 1.14. Зависимость  $\tau_{q,n} = f(T_n)$ ;  $T_{o.c}=293K$

В этой широкой зоне находятся:

а) нормальные температуры (температуры кипения при атмосферном давлении) многих широко используемых на практике холодильных агентов: аммиака –  $\text{NH}_3$  (240 К, –33 °С); фреона – R12 –  $\text{CF}_2\text{Cl}_2$  (243 К, –30 °С); хлорметила –  $\text{CH}_3\text{Cl}$  (249 К, –24 °С); сернистого ангидрида –  $\text{SO}_2$  (263 К, –10 °С);

б) температура сублимации при атмосферном давлении двуокиси углерода –  $\text{CO}_2$  (195 К, –78 °С);

в) температура конденсации при атмосферном давлении ряда газов, имеющих промышленное значение: ацетилена –  $\text{C}_2\text{H}_2$  (189 К, –84 °С); закиси азота –  $\text{N}_2\text{O}$  (184 К, –89 °С); этилена –  $\text{CH}_2=\text{CH}_2$  (169 К, –104 °С); ксенона –  $\text{Xe}$  (165 К, –108 °С). Величина  $0,1 \leq -\tau_{q,n} < 1$ .

**III зона – кислородно-азотная:**  $146 \text{ K} \geq T_n > 27 \text{ K}$  (  $-127 \text{ }^\circ\text{C} \geq t_n > -246 \text{ }^\circ\text{C}$ ) – в этой зоне находятся температуры конденсации при атмосферном давлении газов: криптона –  $\text{Kr}$  (120 К, –153 °С); кислорода –  $\text{O}_2$  (90 К, –183 °С); аргона –  $\text{Ar}$  (87 К, –186 °С); азота –  $\text{N}_2$  (77 К, –196 °С). В третьей зоне  $1 \leq -\tau_{q,n} < 10$ .

**IV зона – водородно-гелиевая:**  $27 \text{ K} \geq T_n > 3 \text{ K}$  (  $-246 \text{ }^\circ\text{C} \geq t_n > -270 \text{ }^\circ\text{C}$ ) – в этом интервале температур работают установки для получения жидкого водорода, жидкого неона и жидкого гелия (температура конденсации при атмосферном давлении для неона 27 К, водорода 20 К, гелия 4 К). В этой зоне  $10 \leq -\tau_{q,n} < 100$ .

**V зона:**  $T_n \leq 3 \text{ K}$  (  $t_n < -270 \text{ }^\circ\text{C}$ ) – зона особо низких температур; работают установки, в которых температуры нижнего источника теплоты ниже 3 К. Величина  $-\tau_{q,n} \geq 100$ .

Во сколько раз изменяется абсолютная величина коэффициента работоспособности теплоты  $\tau_{q,n}$ , во столько же раз увеличиваются удельные эксергетические затраты в идеальной рефрижераторной установке при изменении температуры нижнего источника теплоты  $T_n$  внутри каждой зоны от верхнего до нижнего предела.

На рисунке 1.15 дана зависимость  $\tau_{q,e} = \frac{T_e - T_{o.c}}{T_e} = f(T_e)$ , характеризующая удельный расход работы в идеальной теплонасосной установке.

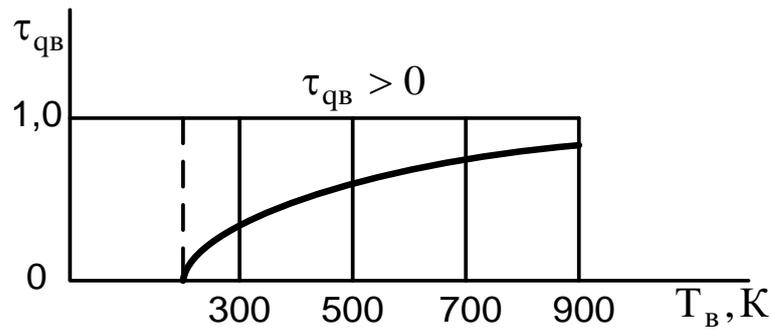


Рис. 1.15. Зависимость  $\tau_{qв} = f(T_в)$

Максимальный удельный расход работы имеет место при  $T_в = \infty$  и в этом случае  $\tau_{q.в} = 1$ . Для сравнения отметим, что в идеальной холодильной установке максимальный расход работы относится к  $T_н = 0$  и в этом случае  $|\tau_{q.н}| = \infty$ . Заметим также, что если  $T_н \leq \frac{T_{o.c}}{2}$ , то удельный расход работы в холодильных установках  $|\tau_{q.н}| > 1$ , т.е. он выше, чем возможный максимальный удельный расход работы в теплонасосных установках.

## 1.8. Рабочие тела трансформаторов теплоты

### *Общая характеристика свойств рабочих тел*

Для осуществления процессов трансформации теплоты применяются различные рабочие тела, которые могут быть как однородными веществами, так и смесями веществ. В процессе работы рабочие тела подвергаются в большинстве случаев фазовым превращениям.

Фазовое состояние зависит от физических свойств и термодинамических параметров вещества (рис. 1.16).

Фазовые переходы в различных зонах: кондиционирование воздуха и установки умеренного холода – (Ж) → (П+Ж); (ПП) → (Ж); выработка сухого льда, твердых кислорода и азота – (Ж) → (П+Т); ожижение газов и разделение газовых смесей – (Ж) → (Г); (Г) → (ПП); (Ж) → (П+Т).

*Основными теплофизическими свойствами рабочих тел являются:* нормальная температура кипения (температура кипения при атмосферном давлении)  $t_s$ , критические параметры –  $P_{кр}$ ,  $T_{кр}$ , показатель адиабаты  $k$ , теплота парообразования  $r$ , коэффициент Трутона:  $\frac{\mu r_s}{T_s}$ , вязкость  $\nu(\mu)$ , теплопроводность  $\lambda$ , теплоемкость  $c_p$ , температуропроводность  $a$ .

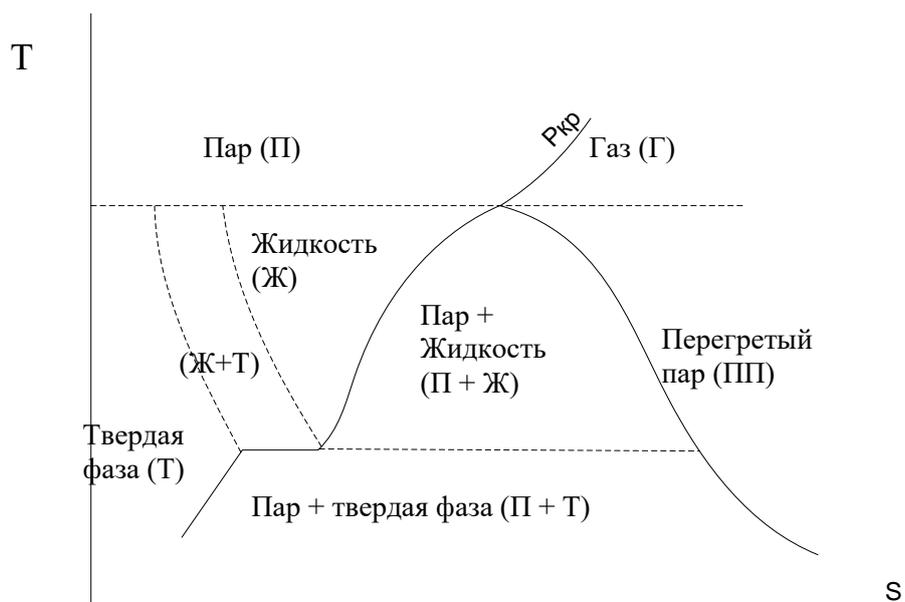


Рис.1.16. Фазовые состояния вещества в диаграмме T- S

Основными физико-химическими свойствами рабочих тел являются: химическая стабильность, которая характеризуется температурой разложения, воспламеняемостью и взрывоопасностью; взаимодействие с водой и примесями; взаимодействие со смазочными маслами; взаимодействие с конструкционными материалами.

Температура разложения рабочих тел, применяемых в трансформаторах теплоты, значительно выше температур термодинамических рабочих циклов, не превышающих 150 °С.

Существуют предельные нормы содержания влаги и примесей в рабочих телах, установленные ГОСТ. Примеси влияют на термодинамические свойства, повышая температуру и давление кипения. Присутствие нерастворенной влаги в рабочем агенте вызывает опасность образования льда в дросселе, а также способствует образованию коррозии.

Конструкционные материалы должны быть инертны к рабочим телам и их смесям с маслами, иметь высокую плотность во избежание утечек через поры.

Исключительно важное значение имеют *физиологические свойства рабочих тел*. По степени токсичности рабочие вещества делятся на шесть классов. Чем выше класс безвредности, тем слабее физиологическое воздействие вещества на человеческий организм.

Стоимость рабочего тела и его практическая доступность являются также важными факторами применения в трансформаторах теплоты.

Найти вещество, сочетающее только положительные качества и свойства, весьма трудно. Выбор достигается на основе термодинамического анализа

рабочих процессов циклов трансформаторов теплоты в сочетании с технико-экономическим анализом.

### ***Рабочие тела парокompрессионных трансформаторов теплоты***

В процессе работы в парокompрессионных трансформаторах теплоты (ПКТТ) изменяется агрегатное состояние рабочих тел.

Рабочие тела классифицируются по давлениям и нормальным температурам кипения  $t_s$ .

По давлениям рабочие тела условно делятся на три группы: высокого, среднего и низкого давления. К первой группе относятся вещества, у которых давление конденсации при температуре  $t=30$  °С составляет от 7 до 2 МПа, ко второй группе вещества, у которых давление – от 2 до 0,3 МПа, к третьей – ниже 0,3 МПа.

По нормальным температурам кипения вещества также делятся на три группы. К первой группе относятся вещества с  $t_s < -60$  °С – низкотемпературные, ко второй с  $t_s = -60 - -10$  °С, к третьей с  $t_s > -10$  °С – высокотемпературные.

Классификация по давлениям и температурам взаимосвязана. Низкотемпературные вещества ( $t_s < -60$  °С) относятся к группе веществ высокого давления и, наоборот, вещества низкого давления относятся к группе высокотемпературных веществ.

Высокотемпературные рабочие тела применяются в ТНУ, в установках кондиционирования воздуха, которые выполняются, в основном, одноступенчатыми ( $t_0 > -10$  °С).

Среднетемпературные рабочие тела применяются в холодильных машинах: одноступенчатых при  $t_0 = -10 - -55$  °С, двухступенчатых с  $t_0$  до  $-70$  °С.

Низкотемпературные рабочие тела применяются в многоступенчатых и каскадных холодильных машинах до  $t_0 = -110$  °С.

Термодинамические характеристики наиболее распространенных рабочих тел ПКТТ приведены в таблице 5.

Рекомендуется выбирать вещества с *минимальными* значениями нормальной температуры кипения  $t_s$ , давления конденсации  $P_k$  (облегчается конструкция компрессора), разности давлений ( $P_k - P_0$ ) – снижается нагрузка на рабочие элементы компрессора, отношения давлений  $P_k / P_0$  – от этого зависят объемные и энергетические коэффициенты компрессора и затрачиваемая работа  $L_{ад}$ , показателя адиабаты  $k$ . Одновременно желательно иметь давление испарения  $P_0 > 1$  бар – при этом устраняется подсос воздуха в испаритель.

С целью снижения расхода циркулирующего рабочего тела, а, следовательно, и затрачиваемой работы рекомендуется выбирать тела с высокими значениями скрытой теплоты парообразования  $r$ . Важным

показателем является объемная холодопроизводительность  $q_v = q_0/v_0$ . С уменьшением объемной холодопроизводительности  $q_v$  увеличивается число цилиндров и диаметры поршневых компрессоров. Для центробежных компрессоров с уменьшением  $q_v$  и увеличением  $\mu$  растет диаметр рабочего колеса.

При выборе рабочего тела обращают внимание на теплоемкость жидкости  $C'$  – при ее снижении уменьшаются потери от дросселирования, вязкость – ее уменьшение улучшает теплообмен и снижает гидравлические потери.

Рабочие тела должны быть химически стабильны, нетоксичны, коррозионно пассивны, недороги.

Весьма эффективен в термодинамическом отношении **аммиак**  $NH_3$ . Применяется в поршневых компрессорах одноступенчатых до  $t_0 = -30$  °С, в двухступенчатых – до  $t_0 = -60$  °С, а также в многоступенчатых компрессорах большой производительности до  $t_0 = -40$  °С.

Основными преимуществами аммиака являются: большая теплота парообразования ( $r_s = 1360$  кДж/кг), легкость обнаружения утечек благодаря острому запаху, незначительная растворимость в масле. Аммиак не оказывает корродирующего действия на сталь, но в присутствии воды разъедает цинк, медь, бронзу.

Недостатками аммиака являются: высокие значения показателя адиабаты  $k$ , отношения давлений  $P_k/P_0$ , повышенная токсичность (второй класс токсичности – концентрация 0,5–1 % по объему в воздухе вызывает смерть через 1 час). Аммиак в соединении с воздухом при объемных концентрациях 16–27 % взрывоопасен и воспламеняем.

Из-за перечисленных недостатков аммиак заменяется фреонами.

**Фреоны** – галоидные производные насыщенных углеводородов  $C_nH_{2n+2}$ , полученные путем замены атомов водорода атомами фтора, хлора, брома. Чрезвычайно многочисленные (~400 типов), что позволяет получить широкий спектр их свойств. Применяется около сорока фреонов. Обозначаются фреоны буквой R и числом, в котором для производных метана  $CH_4$  – первая цифра 1, этана  $C_2H_6$  – первые две цифры 11, пропана  $C_3H_8$  – 21 и так далее. Следующая цифра в числе обозначает число замещенных атомов фтора во фреоне. Например, R 12 –  $CF_2Cl_2$  – дифтордихлорметан; R 11 –  $CFCl_3$  – монофтортрихлорметан; R 114 –  $C_2F_4Cl_2$  – тетрафтордихлорэтан. При наличии во фреоне незамещенных атомов водорода число их добавляется к числу десятков номера, например R 21 –  $CHFCl_2$  – монофтордихлорметан, R 142 –  $C_2H_3F_2Cl$  – диформонохлорэтан.

*Недостатки:* фреоны имеют меньшее значение теплоты  $r$  по сравнению с  $\text{NH}_3$  в 5 – 10 раз, малую растворимость воды, утечки через неплотности.

*Преимущества:* практически все фреоны пожаро-взрывобезопасны, нетоксичны (5-6 классы безопасности). Однако в присутствии пламени разлагаются с образованием ядовитых газов фосгена, фтористого и хлористого водорода.

Фреоны R 12 и R 22 наиболее распространены в современных холодильных установках с поршневыми ( $t_0 > -40^\circ\text{C}$ ), винтовыми и центробежными компрессорами ( $t_0 > -60^\circ\text{C}$ ). Фреон R 12 имеет наименьшую растворимость воды, растворяется в минеральных маслах. R 22 имеет ограниченную растворимость в масле в определенном интервале температур.

Низкотемпературные хладагенты R 13 и R 14 широко используются в нижних ступенях каскадных холодильных установок при  $t_0 > -95^\circ\text{C}$  с поршневыми и при  $t_0 > -110^\circ\text{C}$  с центробежными компрессорами. Практически не растворяются в минеральных маслах.

Высокотемпературные фреоны R 11, R 21, R 114, R 142 применяются в ТНУ, имеют малую  $q_v$ , что требует использования турбокомпрессоров. R 11 и R 21 растворяются неограниченно в масле, воздействуют на алюминий и его сплавы.

R 114 – практически не растворяется в минеральных маслах, инертен к алюминию.

Применение фреонов в настоящее время ограничено в связи с принятием в 1987 г. Монреальского протокола. В современных холодильных установках широко стали применяться озонобезопасные фреоны R 134a и R 600a.

В холодильных машинах наряду с чистыми веществами применяются неazeотропные смеси, характеризующиеся различием равновесных концентраций компонентов в жидкой и паровой фазах. Кипение и конденсация этих смесей происходит при переменных температурах. Изменяя в широких пределах состав таких смесей, можно получить свойства, которые в данных конкретных условиях обеспечат наивысшую эффективность процессов.

Преимущества неazeотропных смесей особенно заметны при использовании теплообменных аппаратов с противотоком сред.

Практическое применение в России получили следующие смеси: R152a/600a (C1), R 218/ 134a/ 600a (CM1), R 22 / 1426/ 21(C10M1).

*Двуокись углерода  $\text{CO}_2$*  применяется главным образом в установках для выработки сухого льда (твердой двуокиси углерода). Нейтральна к металлам, негорюча, относительно безвредна. Недостатком ее как хладагента является низкая критическая температура при сравнительно высоком критическом давлении.

Таблица 5

Рабочее тело	Химическая формула	Молекулярная масса $\mu$ , кг/кмоль	Нормальная температура кипения $t_s$ , °C	Критическая температура $t_{кр}$ , °C	Критическое давление $P_{кр}$ , МПа	Теплота парообразования при атм. давлении $q_s$ , кДж/кг	Показатель адiabаты, К
Рабочие вещества низкого давления							
R 11	CFC1 <sub>3</sub>	139,4	23,7	198,0	4,37	182	1,13
R 21	CHFC1 <sub>2</sub>	102,9	8,7	178,5	5,2	239	1,16
R 114	C <sub>2</sub> F <sub>4</sub> Cl <sub>2</sub>	170,9	3,6	145,7	3,3	133	1,11
R 142	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> F <sub>2</sub> Cl	100,5	-9,2	136,4	4,14	223	1,13
Рабочие вещества среднего давления							
	SO <sub>2</sub>	64,1	-10,1	157,2	8,0	388	1,26
R 12	CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	120,9	-29,7	112,0	4,12	166	1,14
R 22	CHF <sub>2</sub> Cl	86,5	-40,8	96,1	4,99	229	1,16
	NH <sub>3</sub>	17,0	-30,3	132,4	11,4	1360	1,3
R 600a	(CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub> CH	58,1	-11,7	133,7	3,8	367	-
R 134a	CF <sub>3</sub> CFH <sub>2</sub>	102,0	-26,5	101,0	4,06	215	-
Рабочие вещества высокого давления							
R 13	CF <sub>3</sub> Cl	104,5	-81,6	28,7	3,87	149,7	-
R 14	CF <sub>4</sub>	88,0	-128,0	-45,6	3,74	136,3	1,22
R 23	CHF <sub>3</sub>	70,0	-82,1	26,3	4,81	239,5	-
	CO <sub>2</sub>	44,1	-78,5	31,2	7,38	573,1 (теплота сублимации)	1,3

*Сернистый ангидрид SO<sub>2</sub>* применяется лишь в герметических установках при  $t_0 > -75$  °С ( $t_{т.г} = -75,2$  °С). Преимущества: сравнительно высокая нормальная температура  $t_s = -10,1$  °С; невоспламеняемость, малая растворимость в смазочном масле, неагрессивность к меди и ее сплавам. Недостаток: сильная ядовитость.

Классы токсичности хладагентов приведены в таблице 6.

Таблица 6

№ класса	Характеристика класса	Хладагенты	Примечания
1	Наиболее ядовитые	SO <sub>2</sub>	Объемная концентрация 0,5 – 1 % – смертельный исход через 5 мин
2	Наиболее ядовитые	NH <sub>3</sub> , бромистый метил	0,5 – 1 % – 1ч
3	Опасные	R 10, R 20, R 30,	2 – 2,5 % – 1ч
4	Опасные	R 160, CO <sub>2</sub> , R 11	2 – 2,5 % – 2ч.
5	Опасные	R 113	$\left. \begin{array}{l} <20 \% \\ >20 \% \end{array} \right\} 2ч$
6	Безопасные	R 170, R 290,	
6	Безопасные	R 22, R 12,	
6	Безопасные	R 114	

### ***Рабочие тела газовых компрессионных установок***

В процессе работы агрегатное состояние тел не меняется. Основным требованием является низкая нормальная температура кипения. Остальные требования те же, что и для ПКТТ.

При температуре  $T_n > 80 - 90$  К наиболее часто используются воздух ( $T_s = 78$  К) и азот ( $T_s = 77$  К), как наиболее доступные и дешевые.

При температурах  $T_n = 27 - 80$  К в качестве криоагентов можно использовать неон ( $T_s = 27$  К), водород ( $T_s = 20$  К), гелий ( $He^4 - T_s = 4,2$  К;  $He^3 - T_s = 3,2$  К). Водород в смеси с воздухом взрывоопасен, что требует тщательной герметизации установки. Неон – инертный газ, более плотный, чем водород. Относительно дорог, применяется в небольших установках.

Криоагентом, пригодным для применения во всем интервале практически используемых температур, остается только гелий. Имеет высокую теплопроводность, инертен, близок по свойствам к идеальному газу. Изотоп  $\text{He}^4$  текуч, применяется в области температур до 0,5 К, а в смеси с  $\text{He}^3$  до 0,001 К.

### ***Рабочие тела газожидкостных компрессионных установок***

Применяются те же рабочие тела, что и в газовых установках, работающие в другом диапазоне температур. В установках происходит процесс парообразования криоагента после его расширения.

### ***Рабочие тела абсорбционных трансформаторов теплоты***

В абсорбционных трансформаторах теплоты применяются бинарные растворы, являющиеся неазетропными, состоящими из двух компонентов с разными нормальными температурами кипения. Один из компонентов – легкокипящий, является рабочим агентом (хладоагентом), другой – поглотителем или абсорбентом.

Требования те же, что и к хладоагентам, плюс хорошая абсорбция и десорбция.

В процессе работы компоненты дают термохимические реакции – экзотермическую (с выделением теплоты) при смешении и эндотермическую (с поглощением теплоты) при разделении.

При большом различии в нормальных температурах кипения между компонентами абсорбент в установке не испаряется, что приводит к ее упрощению, так как отпадает необходимость в ректификации получаемого в генераторе пара.

Наибольшее применение в АТТ находят следующие пары веществ:

1. Раствор аммиака в воде –  $\text{NH}_3+\text{H}_2\text{O}$ , где  $\text{NH}_3$  – хладоагент,  $\text{H}_2\text{O}$  – абсорбент.

Раствор имеет незначительную разность в нормальных температурах кипения  $\Delta t_s=133$  °С, поэтому в паре всегда будет находиться некоторое количество абсорбента.

2. Раствор воды с солью бромистого лития –  $\text{H}_2\text{O}+\text{LiBr}$ , где  $\text{H}_2\text{O}$  – рабочий агент,  $\text{LiBr}$  – абсорбент.

Раствор имеет значительную разность температур  $\Delta t_s=1212$  °С, отпадает необходимость ректификации, что упрощает установку.

Достоинствами данного раствора являются взрывобезопасность и нетоксичность.

Недостатком является то, что эффект охлаждения достигается испарением воды при низком давлении, поэтому в установке нельзя получить отрицательные температуры. Как недостаток следует отметить агрессивность LiBr по отношению к металлам и его сравнительно высокую стоимость.

Применяются также растворы, где  $H_2O$  – рабочий агент, а абсорбентами являются NaOH – едкий натрий и KOH – едкий калий.

Рабочим телом *пароэжекторных холодильных машин* чаще всего служит вода, а в последнее время применяются и хладоны.

Рабочим телом *вихревых холодильных машин* является в основном воздух, иногда сжатый природный газ.

### 1.9. Хладоносители

Для транспорта холода от холодильных установок к потребителям используются хладоносители.

Основные требования:

- низкая температура замерзания;
- малая вязкость – для снижения гидравлических потерь;
- большая теплоемкость – для снижения расхода хладоносителя;
- малая коррозионная активность по отношению к металлам;
- химическая стойкость;
- низкая токсичность, негорючесть.

При температуре большей  $0^\circ C$  используется вода. При более низких температурах применяются рассолы NaCl и  $CaCl_2$  в воде. Температура затвердевания этих растворов зависит от массовой концентрации соли в растворе  $t_s = f(\xi)$ . При  $\xi_{соли} = 0$   $t_f = 0^\circ C$ . При повышении концентрации соли в растворе  $t_f$  снижается. При некотором значении  $\xi_{кр}$ ,  $t_f$  достигает минимального значения и при дальнейшем повышении концентрации соли снова возрастает и достигает температуры затвердевания чистой воды  $t_f = 0^\circ C$ .

Для рассола NaCl+ $H_2O$   $t_{f\min} = -21,2^\circ C$  при  $\xi_{кр} = 0,23$ .

Для рассола  $CaCl_2+H_2O$   $t_{f\min} = -55^\circ C$  при  $\xi_{кр} = 0,303$ .

Характер изменения  $t_f = f(\xi)$  приведен на рисунке 1.17.

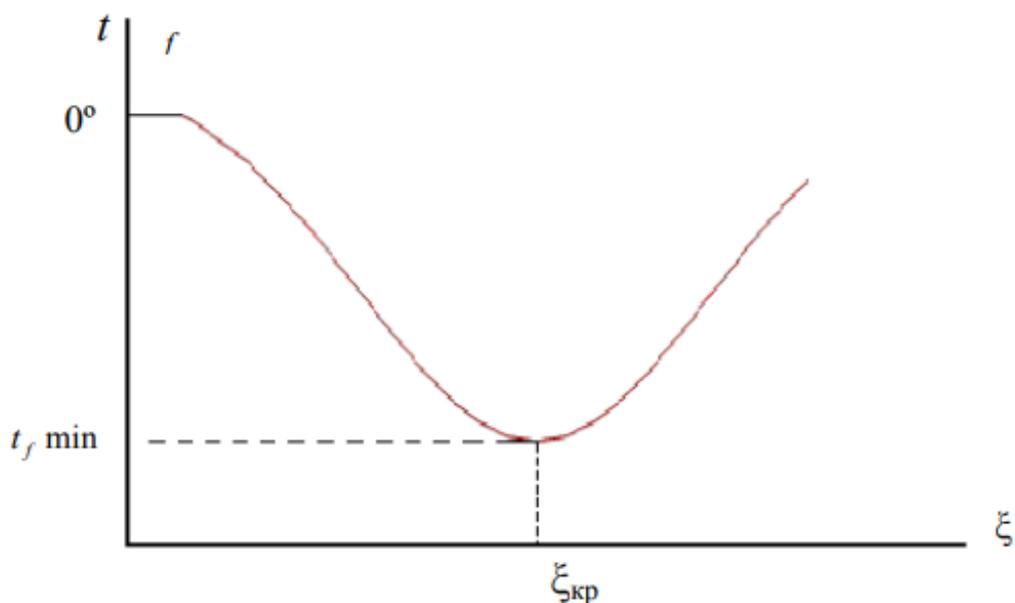


Рис. 1.17. Зависимость  $t_f = f(\xi)$  для рассолов

## ГЛАВА 2. ПАРОКОМПРЕССИОННЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ

### 2.1. Принципиальная схема и цикл одноступенчатого парокompрессионного трансформатора теплоты

Работа парокompрессионных трансформаторов теплоты (ПКТТ) осуществляется в сравнительно небольших температурных пределах; верхний температурный уровень  $T_v$  ограничен критической температурой рабочего агента, а нижний  $T_n$  – температурой тройной точки. Циклы выполняются как с одной степенью сжатия – одноступенчатыми ( $\Pi_k < 8$ ) или с несколькими степенями сжатия (при  $\Pi_k > 8$ ) – многоступенчатыми. Выбор числа ступеней зависит от назначения установки и условий ее работы и определяется техническими и технико-экономическими соображениями. При большой величине разности температур  $\Delta T = T_v - T_n$  поршневые компрессионные установки часто не могут быть выполнены одноступенчатыми, так как с увеличением величины теплоподъема растет степень повышения давления рабочего агента в компрессоре, в связи с чем снижается производительность компрессора.

В ряде случаев технико–экономически более обоснованы многоступенчатые установки, например, когда трансформация теплоты в одной установке осуществляется на разных температурных уровнях. При этом получается выигрыш в затрате работы, компенсирующий дополнительные расходы на усложнение оборудования.

На рисунке 2.1 изображена схема одноступенчатого ПКТТ и его цикл в T-S и P-h–диаграммах. Установка состоит из следующих основных элементов: компрессора **КМ**, конденсатора **К**, переохладителя **ПО**, регулирующего вентиля **РВ**, испарителя **И** и отделителя жидкости **ОЖ**.

Цикл установки осуществляется следующим образом. Теплота  $q_0$ , отведенная от охлаждаемого тела, подводится к рабочему агенту в испарителе. В результате подвода теплоты рабочий агент кипит в изобарно-изотермическом процессе 5–1 в испарителе при давлении  $P_0$  и температуре  $T_0$ . Пар из испарителя, пройдя предварительно отделитель жидкости, где он освобождается от капель влаги, в состоянии точки 1 всасывается в компрессор. В компрессоре за счет подведенной работы пары рабочего агента сжимаются от давления  $P_0$  до  $P_k$  с повышением температуры пара от  $T_1$  до  $T_2$ . Действительный процесс сжатия изображен на диаграммах политропой 1–2. Из-за трения и необратимого теплообмена процесс сжатия 1–2 не совпадает с идеальным процессом изоэнтропного сжатия 1–2'.

Из компрессора сжатый пар в состоянии точки 2 поступает в конденсатор, где в результате отвода теплоты  $q_k$  к верхнему источнику происходит вначале изобарное охлаждение пара (процесс 2–3'), а затем изобарно-изотермическая конденсация рабочего агента (процесс 3'–3).

Жидкий рабочий агент при давлении  $P_k$  и температуре  $T_k$  проходит через охладитель рабочего тела – переохладитель, где в результате отвода теплоты  $q_{по}$  во внешнюю среду (вода или воздух) его температура снижается от  $T_k$  до  $T_{по} = T_4$  (процесс охлаждения рабочего агента в **ПО** изображается изобарой 3–4). Наличие переохладителя в схеме позволяет: увеличить подвод теплоты в испарителе на величину  $h_5' - h_5$ ; уменьшить потери от дросселирования. Название аппарата **ПО** «переохладитель» терминологически неправильно, так как переохлаждением называется процесс охлаждения жидкости до температуры ниже температуры затвердевания (метастабильное состояние).

После охладителя жидкий рабочий агент проходит через регулирующий вентиль, где в результате дросселирования давление рабочего агента падает от  $P_k$  до  $P_0$ , а температура снижается с  $t_4$  до  $t_0$  (изоэнтальпный процесс 4–5). При этом рабочий агент частично вскипает, поэтому в отделителе жидкости

производится отделение жидкой фазы от паровой. Пар из отделителя жидкости направляется во всасывающий патрубок компрессора. Далее жидкий агент поступает в испаритель и цикл повторяется.

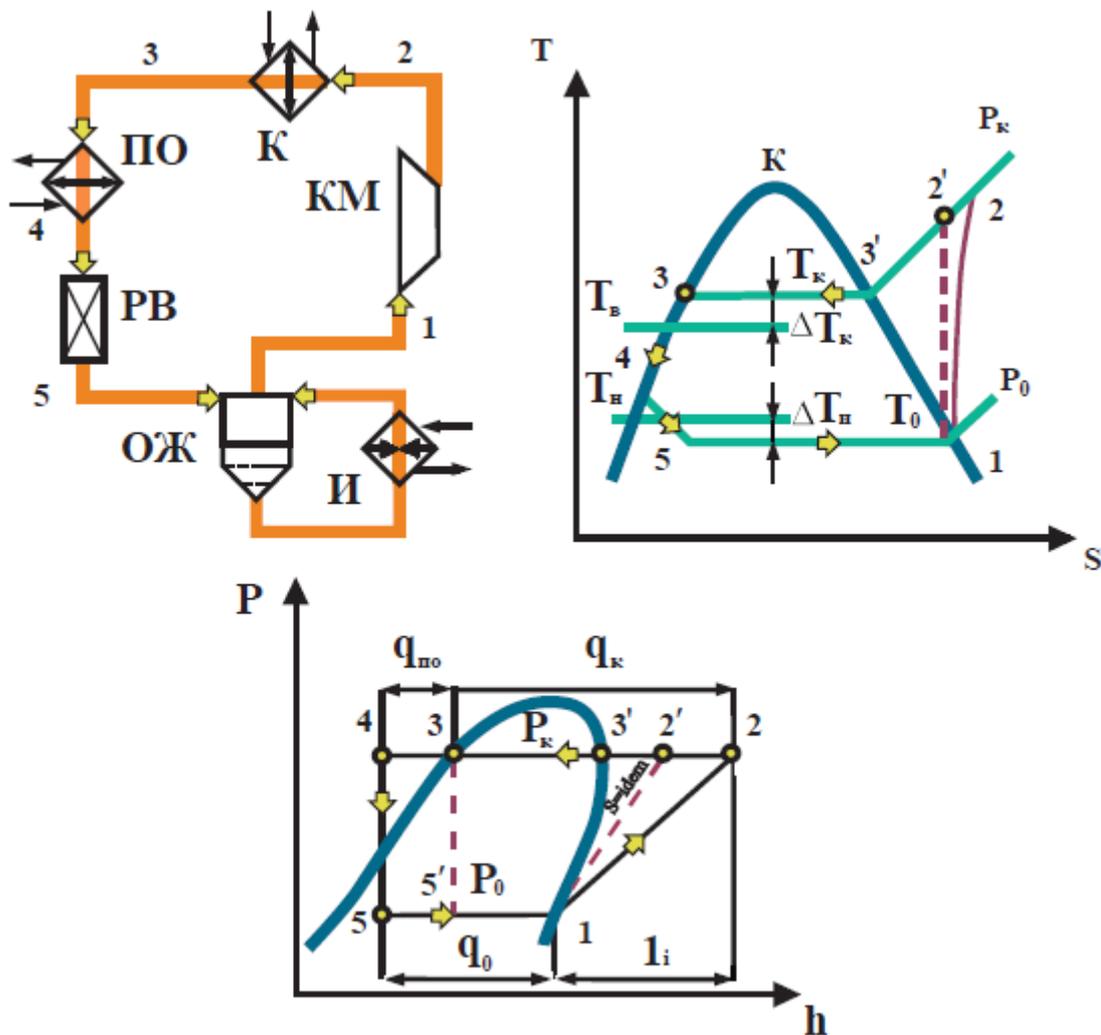


Рис. 2.1. Принципиальная схема и цикл работы реального одноступенчатого парового компрессионного трансформатора теплоты

Основные отличия схемы и процесса работы реальной установки от идеальной следующие:

1. Замена детандера ДТ (см. рис. 2.1) регулирующим вентилем РВ упрощает схему установки, но снижает ее КПД из-за потери работы в ДТ.
2. Процесс сжатия в области перегретого пара, а не влажного устраняет гидравлические удары и смыв смазочного масла. Но при этом увеличивается удельная работа сжатия на единицу массового расхода рабочего тела.

3. Охлаждение жидкого рабочего агента перед **РВ** снижает необратимые потери из-за замены **ДТ** на **РВ**.

4. Из-за необратимого теплообмена температура кипения рабочего агента в испарителе  $T_0$  ниже температуры нижнего источника теплоты  $T_n$  ( $T_0 < T_n$ ), а температура конденсации рабочего агента в конденсаторе  $T_k$  выше температуры верхнего источника теплоты  $T_b$  ( $T_k > T_b$ ). При увеличении разности температур  $\Delta T_u = T_n - T_0$  и  $\Delta T_k = T_k - T_b$  возрастает дополнительная затрата работы.

## 2.2. Основные энергетические показатели парокompрессионного трансформатора теплоты

Энергетический баланс установки на единицу расхода рабочего агента

$$l_i + q_0 = q_k + q_{no}. \quad (2.1)$$

В выражении (2.1) удельное количество теплоты, подведенное в испарителе, – удельная холодопроизводительность

$$q_0 = h_1 - h_5 = h_1 - h_4, \text{ т.к. } h_5 = h_4. \quad (2.2)$$

Удельная внутренняя работа сжатия в компрессоре

$$l_i = h_2 - h_1 = l_{ad} / \eta_i = (h_{2'} - h_1) / \eta_i, \quad (2.3)$$

где  $l_{ad} = (h_{2'} - h_1)$  – удельная работа сжатия при изоэнтропном (обратимом адиабатном) процессе сжатия;  $\eta_i$  – внутренний (индикаторный, адиабатный) КПД компрессора.

Удельный отвод теплоты в конденсаторе

$$q_k = h_2 - h_3. \quad (2.4)$$

Удельный отвод теплоты в охладителе

$$q_{no} = h_3 - h_4. \quad (2.5)$$

Суммарный удельный отвод теплоты в конденсаторе и охладителе

$$q = q_k + q_{no} = h_2 - h_4. \quad (2.6)$$

Внешняя удельная работа, отнесенная к выводам электродвигателя компрессора

$$l = l_i / \eta_{эм}, \quad (2.7)$$

где  $\eta_{эм} = \eta_э \cdot \eta_м$  – электромеханический КПД ( $\eta_э$  – КПД электродвигателя,  $\eta_м$  – механический КПД компрессора).

В холодильных установках определяется удельный расход электроэнергии на единицу выработанного холода

$$\mathcal{E}_x = \frac{l}{q_0} = \frac{l_i}{\eta_{эм} \cdot q_0} = \frac{l_{ад}}{\eta_i \cdot \eta_{эм} \cdot q_0} . \quad (2.8)$$

Величина обратная  $\mathcal{E}_x$  – холодильный коэффициент установки

$$\varepsilon = \frac{1}{\mathcal{E}_x} = \frac{\eta_i \cdot \eta_{эм} \cdot q_0}{l_{ад}} , \quad (2.9)$$

т.е. величина холодильного коэффициента  $\varepsilon$  численно равна количеству единиц холода, вырабатываемых в установке на единицу затраченной электроэнергии.

Удельный расход электроэнергии (работы, равной эксергии) в идеальном цикле, отнесенный к единице теплоты  $q_n$ , отведенной от теплоотдатчика с температурой  $T_n$

$$\mathcal{E}_n = \frac{l}{q_n} = \frac{T_в - T_n}{T_n} = \frac{T_в}{T_n} - 1, \quad (2.10)$$

и тогда эксергетический КПД холодильной установки равен отношению удельного расхода работы на трансформацию теплоты в идеальной установке к удельному расходу работы на трансформацию теплоты в реальной установке:

$$\eta_{e.x} = \frac{\mathcal{E}_n}{\mathcal{E}_x} = \varepsilon_n \cdot \varepsilon . \quad (2.11)$$

Для реальной теплонасосной установки удельный расход электрической энергии на единицу полученной теплоты

$$\mathcal{E}_{THV} = \frac{l}{q} = \frac{l_i}{\eta_{эм} \cdot q} = \frac{l_{ад}}{\eta_i \cdot \eta_{эм} \cdot q} . \quad (2.12)$$

Величина обратная  $\mathcal{E}_{THV}$  – коэффициент трансформации (преобразования) установки

$$\varphi = \frac{1}{\mathcal{E}_{THV}} = \frac{\eta_i \cdot \eta_{эм} \cdot q}{l_{ад}} , \quad (2.13)$$

он численно равен количеству единиц теплоты, получаемой в ТНУ на единицу затраченной электрической энергии.

Удельный расход работы в идеальном цикле, отнесенный к единице теплоты  $q_в$ , отведенной к теплоприемнику с температурой  $T_в$

$$\mathcal{E}_\epsilon = \frac{l}{q_\epsilon} = \frac{T_\epsilon - T_H}{T_\epsilon} = 1 - \frac{T_H}{T_\epsilon}, \quad (2.14)$$

тогда эксергетический КПД ТНУ равен отношению удельного расхода работы на трансформацию теплоты в идеальной и действительной установках:

$$\eta_{eTНУ} = \frac{\mathcal{E}_\epsilon}{\mathcal{E}_{TНУ}} = \mathcal{E}_\epsilon \cdot \varphi. \quad (2.15)$$

Для парокомпрессионных холодильных установок коэффициент  $\epsilon$  находится в пределах 0,8–2,5, эксергетический КПД  $\eta_{e.x} = 0,25-0,4$ , а коэффициент трансформации для ТНУ  $\varphi = 3,0 \div 4,0$

### 2.3. Методика расчета одноступенчатого парокомпрессионного трансформатора теплоты

Основная задача расчета состоит в определении расхода рабочего агента, тепловых нагрузок отдельных элементов установки и расхода электрической энергии на трансформацию теплоты.

Для расчета должны быть заданы:

- холодопроизводительность  $Q_0$  (для холодильной установки) или тепловая нагрузка  $Q_{TНУ}$  (для ТНУ);
- температура рассола или охлаждаемой среды на входе  $t_{н1}$  и выходе из испарителя  $t_{н2}$ ;
- температура охлаждающей или нагреваемой среды на входе  $t_{в1}$  и выходе  $t_{в2}$  из конденсатора;
- хладоагент;
- схема установки.

При наличии охладителя должны быть заданы:

- температура среды, поступающей в ПО;
- расход этой среды.

На основе этого определяется температура жидкого рабочего агента после ПО.

При расчете задаются значениями меньшей разности температур греющей и нагреваемой сред в испарителе  $\Delta t_n$  и конденсаторе  $\Delta t_k$  (рис. 2.2).

Выбор оптимального значения  $\Delta t_n$  и  $\Delta t_k$  является достаточно сложной технико-экономической задачей. Величина  $\Delta t_n$  находится в пределах 3–5 °С, а  $\Delta t_k = 4 - 7$  °С, если охлаждаемой и охлаждающей средами являются вода или

рассол. Величина  $\Delta t_u \approx \Delta t_k = 15 - 20^\circ\text{C}$ , если этими средами является газ, в частности, воздух.

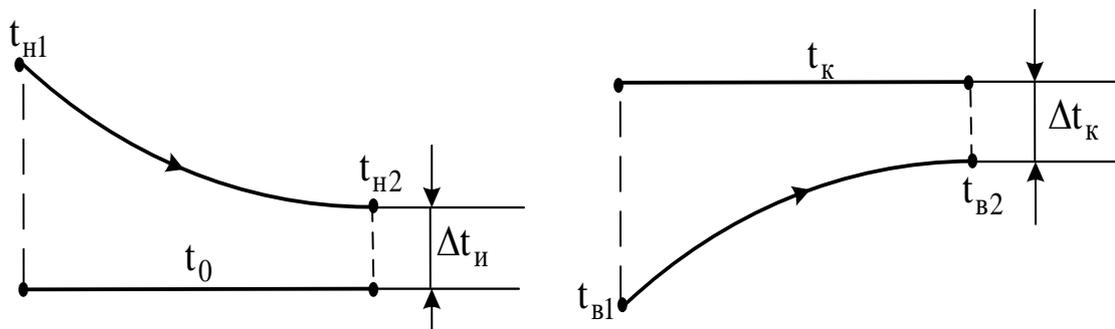


Рис. 2.2. Изменение температур сред в испарителе и конденсаторе

Определяются температуры испарения и конденсации

$$t_0 = t_{H2} - \Delta t_u; t_k = t_{B2} + \Delta t_k, \quad (2.16)$$

по значению которых с помощью термодинамических таблиц теплофизических свойств рабочих агентов или диаграмм состояния находятся давления испарения  $P_0 = f(t_0)$  и конденсации  $P_k = f(t_k)$ .

По аналогии с существующими оцениваются индикаторный  $\eta_i$  и электромеханический  $\eta_{эм}$  КПД. Наносится цикл работы установки на термодинамические диаграммы (рис. 2.1).

По выражениям (2.1–2.15) производится расчет удельных характеристик, после чего определяется:

- массовый расход рабочего агента, кг/с:

$$G_{xy} = \frac{Q_0}{q_0} \text{ или } G_{ТНУ} = \frac{Q_{ТНУ}}{q}; \quad (2.17)$$

- объемная производительность компрессора, м<sup>3</sup>/с:

$$V_1 = G \cdot \mathcal{V}_1; \quad (2.18)$$

- тепловая нагрузка конденсатора, кВт:

$$Q_k = G \cdot q_k; \quad (2.19)$$

- тепловая нагрузка охладителя, кВт:

$$Q_{по} = G \cdot q_{по}; \quad (2.20)$$

- электрическая мощность компрессора, кВт:

$$N_{\circ} = \mathcal{E}_x \cdot Q_0 = \frac{Q_0}{\varepsilon} \text{ (для холодильной установки) или}$$

$$N_{\circ} = \mathcal{E}_{TНУ} \cdot Q_{TНУ} = \frac{Q_{TНУ}}{\varphi} \text{ (для ТНУ).} \quad (2.21)$$

#### 2.4. Регенеративный теплообмен в парокompрессионных трансформаторах теплоты

В некоторых схемах ПКТТ предусматривается регенеративный теплообмен между потоком жидкого агента, направляющимся из конденсатора в дроссельный вентиль, и потоком холодного пара, движущимся из испарителя в компрессор. Схема такой установки и цикл ее работы в T-S-диаграмме приведены на рисунке 2.3.

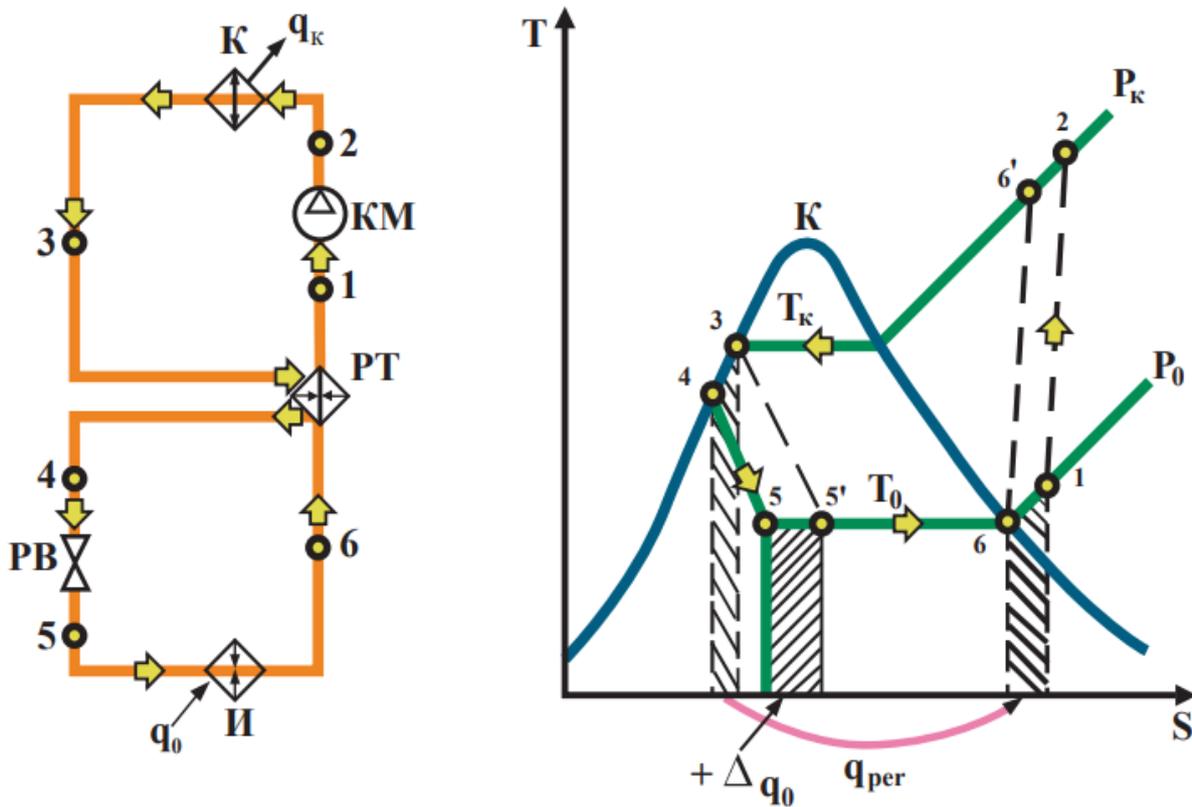


Рис. 2.3. Схема и цикл парокompрессионного трансформатора теплоты с регенерацией

В регенеративном теплообменнике **PT** осуществляется нагрев паров рабочего агента, идущих из испарителя **I** в компрессор **KM** в процессе 6-1, за счет охлаждения жидкого рабочего агента, выходящего из конденсатора **K** (процесс 3-4).

В результате регенерации удельная холодопроизводительность увеличивается на величину  $\Delta q_0 = h_{5'} - h_5$ , но одновременно возрастает затраченная работа компрессора на величину  $\Delta l_k$ .

Удельная тепловая нагрузка регенеративного теплообменника  $q_{рег} = h_3 - h_4 = h_1 - h_6$ .

Эффективность этого метода зависит от соотношения  $\Delta q_0 / \Delta l_k$ , т.е. от термодинамических свойств рабочих веществ.

В том случае, когда рабочий агент имеет повышенную удельную теплоемкость в жидкой фазе и в состоянии перегретого пара, а также небольшую теплоту парообразования, такая схема дает некоторый энергетический выигрыш. Поэтому регенеративный цикл применяется для рабочих агентов с относительно большими потерями при дросселировании и относительно малыми потерями, связанными с перегревом рабочего агента. Это высокомолекулярные рабочие вещества. К ним относятся большинство фреонов, в частности, фреон R12. Для низкомолекулярных рабочих веществ с относительно большими потерями от перегрева, например для аммиака, регенерация не применяется. В трансформаторах теплоты с поршневым компрессором регенеративный теплообмен является еще и его защитой от гидравлического удара. При этом практически исключается попадание жидкого рабочего агента в виде капель в компрессор.

## 2.5. Многоступенчатые парокompрессионные трансформаторы теплоты

### *Причины перехода к многоступенчатости*

С уменьшением температурного потенциала  $t_0$  холода, вырабатываемого в холодильных установках или повышением температуры  $t_k$  теплоты, отпускаемой от ТНУ, увеличивается степень повышения давления компрессора

$\pi_k = \frac{P_k}{P_0}$  и разность давлений  $P_k - P_0$ .

Это приводит к следующему:

- 1) ухудшению энергетических показателей компрессоров и увеличению массово-габаритных показателей установок;
- 2) снижению удельной холодопроизводительности цикла и увеличению удельной работы сжатия;

- 3) росту необратимых потерь, связанных с дросселированием;
- 4) увеличению температуры нагнетания с ростом  $t_k$  в ТНУ, что может вызвать деформацию отдельных узлов компрессора.

Поэтому при  $\pi_k > 8$  переходят к двухступенчатому, а при  $\pi_k > 100$  к трехступенчатому сжатию.

### *Двухступенчатая пароконденсационная холодильная установка*

На рисунке 2.4 изображена принципиальная схема двухступенчатой холодильной установки с двумя степенями испарения и ее цикл в T-S-диаграмме.

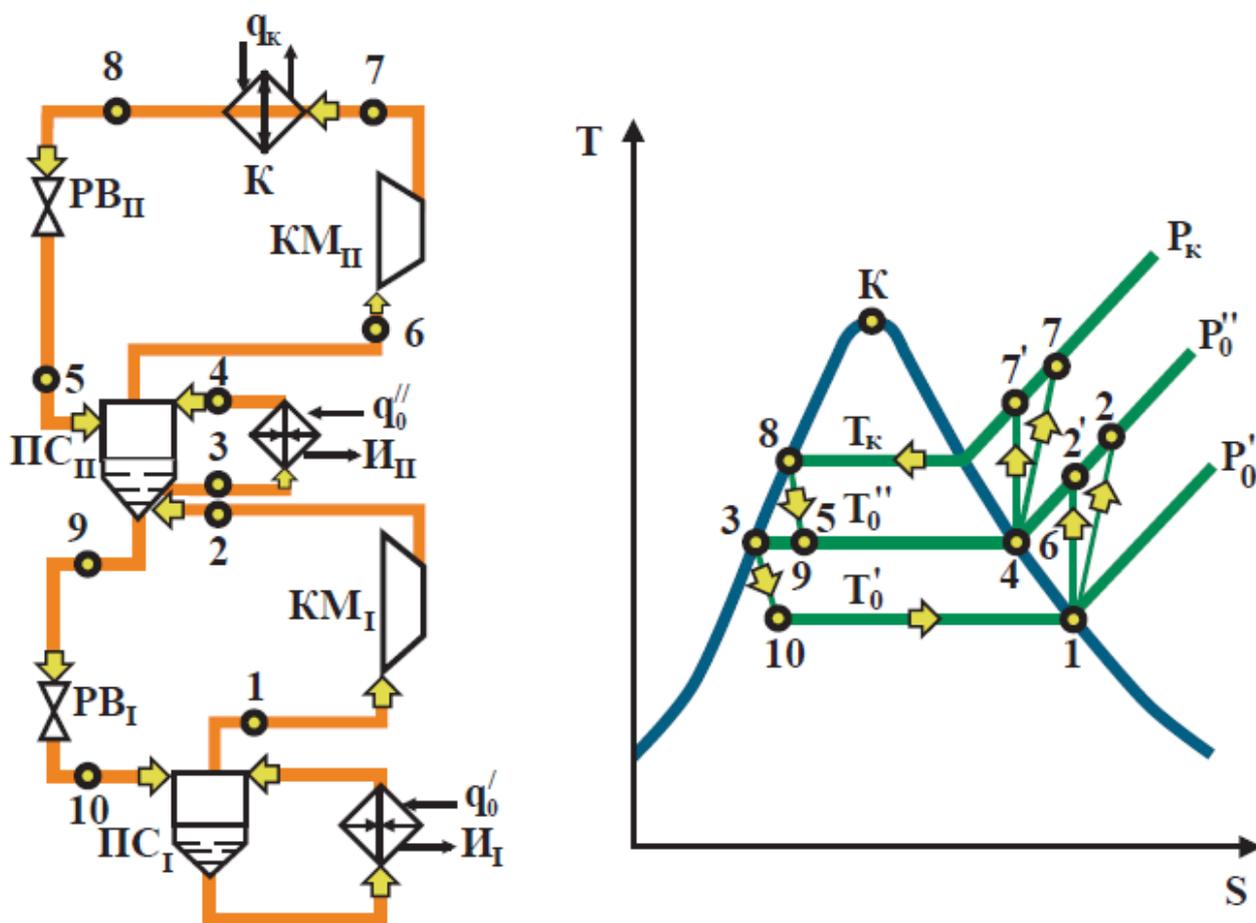


Рис. 2.4. Принципиальная схема и цикл в T-S диаграмме двухступенчатой холодильной установки с двумя степенями испарения

Установка вырабатывает холод двух различных параметров при температурах  $T_0'$  и  $T_0''$ .

Основными элементами установки являются: испарители нижней И<sub>I</sub> и верхней И<sub>II</sub> ступеней, компрессоры нижней КМ<sub>I</sub> и верхней КМ<sub>II</sub> ступеней,

конденсатор **К**, регулирующие вентили нижней **РВ<sub>I</sub>** и верхней **РВ<sub>II</sub>** ступеней, промежуточные сосуды нижней **ПС<sub>I</sub>** и верхней **ПС<sub>II</sub>** ступеней.

Принцип действия установки заключается в следующем. В испарителе нижней ступени от охлаждаемого объекта отводится удельное количество теплоты  $q'_0$  на низком температурном уровне  $T'_0$ , которое передается хладагенту. Хладагент в испарителе кипит в изобарно-изотермическом процессе 10-1. Пары хладагента в состоянии точки 1, пройдя предварительно промежуточный сосуд **ПС<sub>I</sub>**, поступают в компрессор **КМ<sub>I</sub>**, где сжимаются до некоторого промежуточного давления  $P''_0 \approx (P'_0 \cdot P_k)^{1/2}$ , равного рабочему давлению в испарителе верхней ступени. Пар из компрессора **КМ<sub>I</sub>** направляется в промежуточный сосуд **ПС<sub>II</sub>**, где вследствие тепломассообмена с находящейся там жидкостью охлаждается и конденсируется (процесс 2-3). Из промежуточного сосуда верхней ступени выходят два потока жидкого рабочего агента.

Один поток в состоянии точки 9 (точки 9 и 3 на диаграмме совпадают) поступает в регулирующий вентиль нижней ступени, где происходит процесс дросселирования 9-10 до давления  $P'_0$ . Из вентилей **РВ<sub>I</sub>** холодильный агент поступает в промежуточный сосуд **ПС<sub>I</sub>**, где происходит разделение жидкой и паровой фаз. Жидкий хладагент поступает в испаритель **И<sub>I</sub>**. Другой поток холодильного агента в состоянии точки 3 поступает в испаритель верхней ступени, соединенный с промежуточным сосудом **ПС<sub>II</sub>** по жидкости и пару.

В испарителе **И<sub>II</sub>** от охлаждаемого объекта отводится удельное количество теплоты  $q''_0$  на температурном уровне  $T''_0$ . Образовавшиеся в изобарно-изотермическом процессе парообразования 3-4 пары хладагента после промежуточного сосуда в состоянии точки 6 (точки 6 и 4 на диаграмме совпадают) поступают в компрессор верхней ступени, где политропно сжимаются в процессе 6-7 до конечного давления в цикле  $P_k$ . Сжатый пар из компрессора **КМ<sub>II</sub>** в состоянии точки 7 поступает в конденсатор, где за счет теплообмена с охлаждающей средой охлаждается и конденсируется (процессы 7-8). Из конденсатора отводится удельное количество теплоты  $q_k$ . Жидкий хладагент из конденсатора направляется в регулирующий вентиль **РВ<sub>II</sub>**, где происходит процесс дросселирования 8-5 до давления  $P''_0$ . После дросселирования холодильный агент в состоянии точки 5 поступает в промежуточный сосуд **ПС<sub>II</sub>**, где приобретает состояние, одинаковое с состоянием находящейся там жидкости.

Двухступенчатые холодильные установки позволяют выработать холод на температурном уровне  $t'_0 = -30 \div -60^\circ C$ .

## 2.6. Методика расчета двухступенчатой холодильной установки

Исходными данными для расчета являются:

- расчетные холодопроизводительности нижней  $Q'_0$  и верхней  $Q''_0$  ступеней;
- температура испарения нижней  $t'_0$  и верхней  $t''_0$  ступеней;
- температура конденсации  $t_k$ ;
- хладагент;
- схема установки.

Предварительно оцениваются индикаторные  $\eta_i$  и электромеханические  $\eta_{эм}$  КПД компрессоров. Наносится цикл работы установки на термодинамические диаграммы, по которым в узловых точках снимаются параметры состояния.

После чего находятся:

- расход хладагента через испаритель нижней ступени:

$$G' = Q'_0 / q'_0 = Q'_0 / (h_1 - h_{10}); \quad (2.22)$$

- расход хладагента через испаритель верхней ступени:

$$G'' = Q''_0 / q''_0 = Q''_0 / (h_4 - h_3); \quad (2.23)$$

Из уравнения теплового баланса промежуточного сосуда ПСII

$$G'h_2 + G''h_4 + Gh_5 = Gh_6 + G''h_3 + G'h_9;$$

- расход хладагента через компрессор верхней ступени:

$$G = \frac{G'(h_2 - h_9) + G''(h_4 - h_3)}{h_6 - h_5}; \quad (2.24)$$

- тепловая нагрузка конденсатора:

$$Q_k = G(h_7 - h_8) = Gq_k; \quad (2.25)$$

- объемные производительности компрессоров КМ<sub>I</sub> и КМ<sub>II</sub>:

$$V'_0 = G'v_1, V''_0 = Gv_6; \quad (2.26)$$

- мощности компрессоров КМ<sub>I</sub> и КМ<sub>II</sub>:

$$N'_9 = G'(h_2 - h_1) / \eta_{эм}, N''_9 = G(h_7 - h_6) / \eta_{эм}; \quad (2.27)$$

- эксергетический КПД установки:



трансформируется с помощью цикла 1"2"3"4" на более высокий температурный уровень  $T_k''$  и через конденсатор  $K_{II}$  передается окружающей среде.

Для каждой ветви каскада может быть использован благоприятный для данного диапазона температур испарения и конденсации хладагент из условия обеспечения экономичной и надежной работы установки.

Хладагенты подбираются таким образом, чтобы в испарителе каждой ветви каскада давление  $P_0$  немного превышало 0,1 МПа, при этом исключается подсос воздуха в систему, а критическая температура агента  $T_{кр}$  значительно превышала температуру конденсации.

Например, в однокаскадной установке для получения температуры испарения  $t'_0 = -100$  °С можно применить в качестве хладагента для нижней ветви каскада этилен  $C_2H_4$ , у которого  $t_s = -104$  °С и  $t_{кр} = 9,5$  °С, а для верхней – фреон R134а (озонобезопасный), у которого  $t_s = -26,5$  °С и  $t_{кр} = 101,5$  °С.

В качестве хладагента для нижней ветви применяются фреоны R13, R14, R23, этилен  $C_2H_4$ , а для верхней ветви каскада – фреоны R12, R22, озонобезопасные фреоны R134а, R600а, аммиак  $NH_3$ .

*Преимущества каскадных установок по сравнению с многоступенчатыми:*

– возможность работы в больших интервалах температур; для многоступенчатых установок, работающих на одном хладагенте, этот интервал ограничен критической и нормальной температурой и не превышает 60 – 80 °С;

– подбор для каждой ветви каскада наиболее эффективного рабочего тела.

*Недостатки:*

– потери от необратимости теплообмена между ветвями каскада, имеющими место в аппаратах конденсатор–испаритель. Эти потери увеличиваются с ростом числа каскадов;

– понижение КПД компрессоров нижних ветвей каскада при работе в условиях низких температур, так как теплота, выделяемая при сжатии, не отводится наружу, а напротив, теплота из окружающей среды проникает в компрессор.

Сравнивая теоретическую эффективность каскадной и двухступенчатой холодильных машин, следует отметить, что если бы в обеих ветвях каскада циркулировало одно и то же рабочее вещество, а перепад температур в конденсаторе–испарителе  $\Delta T = 0$ , то такая каскадная машина была бы

термодинамически равноценна двухступенчатой. При наличии конечной разности температур  $\Delta T = 5 \div 10$  °С,  $\varepsilon^{\text{каск}} < \varepsilon^{\text{МН}}$ . Действительные циклы каскадных машин чаще всего выгоднее двухступенчатых.

Тепловой расчет каскадной машины состоит из расчета машин нижней и верхней ветвей каскада, т.е. расчета одно- или двухступенчатых установок, рассмотренных ранее.

## **2.8. Работа пароконденсационных трансформаторов теплоты в режиме ТНУ. Состояние и перспективы развития**

Главными целями «Основных положений энергетической стратегии России до 2030 года» и Федерального Закона «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности», утвержденных Правительством РФ, является определение путей и условий наиболее эффективного использования энергетических ресурсов, формирование роли энергии как основного фактора, определяющего повышение качества жизни населения.

Основой реализации энергетической стратегии на ближайшую перспективу является деятельность, направленная на повышение эффективности использования традиционных энергоресурсов – газа, угля, нефти, гидроэнергии, ядерного топлива. Вместе с тем поставлена задача максимального использования возможностей нетрадиционной энергетики, что в перспективе должно позволить достаточно полно решить современные энергетические, экологические и социально-экономические проблемы многих регионов России.

В этом документе предусмотрена разработка системы нормативно - законодательных актов, обеспечивающих реализацию перехода страны к активной энергосберегающей политике и практике.

Для оценки актуальности вопросов экономии энергии необходимо привести ряд данных. Разведанные запасы местных месторождений угля, нефти, газа, торфа составляют около 20 млрд. тонн условного топлива (т у.т.). Потенциальные возможности новых и возобновляемых источников энергии составляют в год: энергии Солнца – 2300 млрд. т у.т.; энергии ветра – 27 млрд. т у.т.; энергии биомассы – 10 млрд. т у.т.; теплоты Земли – 40000 млрд. т у.т.; энергии рек – 360 млрд. т у.т.; энергии морей и океанов – 30 млрд. т у.т., энергии вторичных низкопотенциальных источников теплоты – 530 млн. т у.т. Эти источники намного превышают современный уровень энергопотребления России, составляющий не более 1,5 млрд. т у.т. в год, что создает перспективы

решения энергетической проблемы в будущем при одновременном решении проблемы экологии.

Потенциал энергосбережения в России огромен и оценивается специалистами величиной около 1,5 млрд. Гкал в год. Он может быть осуществлен с затратами в несколько раз меньшими по сравнению с вложениями на получение эквивалентного объема энергии традиционными способами. Значительная часть этого потенциала приходится на низкотемпературные природные и тепловые вторичные энергетические ресурсы **ВЭР**.

Низкотемпературные энергетические ресурсы имеют, как правило, низкий потенциал энергии, их нельзя транспортировать на значительные расстояния, они как бы «привязаны» к технологическому процессу, и этим предопределяется сложность их использования. При оценке энергоэкономической эффективности использования тепловых ресурсов, кроме уровня энергетического потенциала, необходимо учитывать еще два условия: непрерывность поступления энергетических ресурсов и их количественную концентрированность.

Одним из эффективных способов использования низкопотенциальной тепловой энергии является применение теплонасосных установок ТНУ. В настоящее время ТНУ широко применяются за рубежом – от индивидуальных установок небольшой тепловой мощностью до промышленных, мощностью нескольких десятков мегаватт.

Количество работающих ТНУ для ряда зарубежных стран приведено на рисунке 2.6. На данный момент общее число работающих ТНУ в мире превышает 100 млн. штук.

В настоящее время в развитых странах широко использовались в качестве источников низкопотенциальной теплоты ИНТ: грунт, грунтовые воды (Швейцария, США, Австрия, Германия), солнечная энергия (Германия), воздух (Германия, Норвегия), вода рек, озер, морей, очищенные бытовые стоки (Германия, Япония, Швеция).

Для утилизации низкопотенциальной теплоты эксплуатировались в большинстве случаев ТНУ небольшой мощности: от 3 до 30 кВт с электроприводом, которые устанавливались для круглогодичного кондиционирования воздуха, в системах децентрализованного теплоснабжения для отопления и горячего водоснабжения индивидуальных помещений, домов.

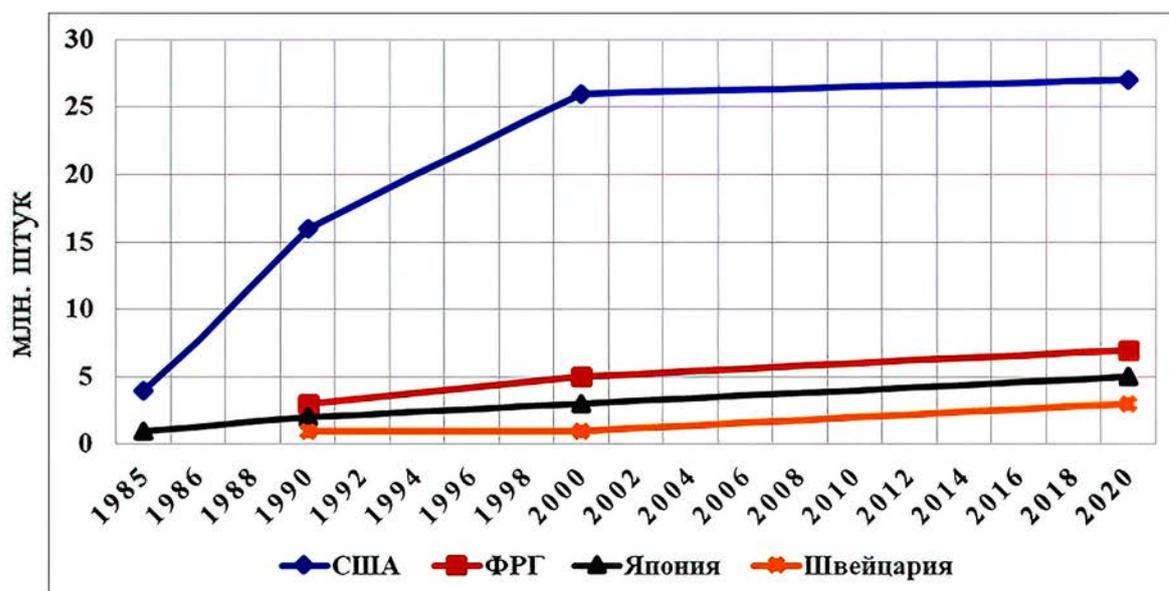


Рис. 2.6. Количество работающих ТНУ

Более мощные тепловые насосы 30-1000 кВт применялись для теплоснабжения зданий, сооружений общественного назначения (школы, больницы, гостиницы и т.д.).

Производство ТНУ в каждой стране, прежде всего, ориентировано на удовлетворение потребностей внутреннего рынка.

В США и Японии наибольшее применение получили ТНУ класса «воздух-воздух» для отопления и летнего кондиционирования воздуха. В Европе – ТНУ класса «вода-вода» и «вода-воздух».

В США исследованиями и производством ТНУ занимались более пятидесяти фирм. В Японии ежегодный выпуск ТНУ достиг к настоящему времени 500 тыс. единиц.

В Германии ежегодно вводится более 5 тыс. ТНУ. К 1998 году было изготовлено более 500 ТНУ большой мощности с приводом от дизельных и газовых двигателей для систем отопления и горячего водоснабжения.

В Швеции и других странах Скандинавии эксплуатируются крупные ТНУ. В Швеции в 2000 году работало более 110 тыс. теплонасосных станций ТНС, из которых 100 имели мощность около 100 МВт и выше. Наиболее мощная ТНС – 320 МВт, работает в Стокгольме. Источник низкопотенциальной теплоты – морская вода. В настоящее время более 50 % тепловой нагрузки в Швеции покрывается тепловыми насосами.

В 1998 году Международное энергетическое агентство IEA разработало программу "тепловые насосы". Программа включает исследования, разработку, демонстрационные проекты и содействие распространению технологии тепловых насосов.

В настоящее время исследования сосредоточены на свойствах и использовании экологически приемлемых рабочих тел. Обмен информацией в этой области является стратегическим приоритетом программы.

В России эксплуатируется всего несколько десятков ТНУ. Это в определенной мере объясняется как объективными факторами – развитием энергетики по пути централизованного теплоснабжения и теплофикации, так и субъективными – недостаточным вниманием к экономии топливно-энергетических ресурсов и низким внедрением в производство передовых энергосберегающих технологий и оборудования. В действующих ТНУ применены пароконденсационные установки с электроприводом.

## **2.9. Использование теплонасосных установок в системах теплоснабжения**

ТНУ могут применяться в системах теплоснабжения, покрывающих отопительную нагрузку. Цель применения ТНУ – экономия топлива.

В принципе отопительная нагрузка является неблагоприятной для ТНУ. Во-первых, она имеет сезонный, некруглогодичный характер. Ее величина изменяется в течение отопительного сезона в широких пределах в зависимости от температуры наружного воздуха. При этом максимальная отопительная нагрузка превышает среднюю отопительную нагрузку за сезон примерно вдвое.

Вторая особенность – переменный потенциал теплоты при обычно применяемом качественном методе регулирования. Поэтому при максимальной отопительной нагрузке (при наиболее низких температурах отопительного сезона) теплонасосная установка должна не только трансформировать максимальное количество теплоты, но и обеспечивать максимальную температуру теплоносителя, подаваемого в систему отопления.

Обычно в отопительных теплонасосных установках расход электроэнергии при максимальной отопительной нагрузке в 3-4 раза выше, чем при средней нагрузке.

Следует иметь в виду, что максимумы отопительной и электрической нагрузок, как правило, совпадают.

К работе в переменных режимах наиболее пригодны двухступенчатые ТНУ (рис. 2.7), у которых на первую ступень сжатия приходится основная нагрузка в течение отопительного сезона, а вторая ступень работает как пиковая. Иногда схемы ТНУ компонуют с пиковой водогрейной котельной, работающей при низких значениях температур наружного воздуха  $t_n$ .

Вода, используемая в качестве низкопотенциального источника, подается из водоема насосом **Н** в испаритель **И** теплонасосной установки, в котором теплота от нижнего источника передается кипящему рабочему агенту.

Сетевая вода из отопительной установки **О** поступает в сетевой насос **СН** и подается им в конденсаторы **К<sub>I</sub>** и **К<sub>II</sub>**, включенные последовательно по сетевой воде. В этих конденсаторах отделены зоны охлаждения перегретого пара и зоны его конденсации, а также организовано противоточное движение паров рабочего агента (—) и нагреваемой воды (—//—). Это повышает эффективность теплообмена.

В конденсаторе нижней ступени **К<sub>I</sub>** сетевая вода нагревается от температуры  $\tau_2$  до промежуточной температуры  $\tau_{пр}$ .

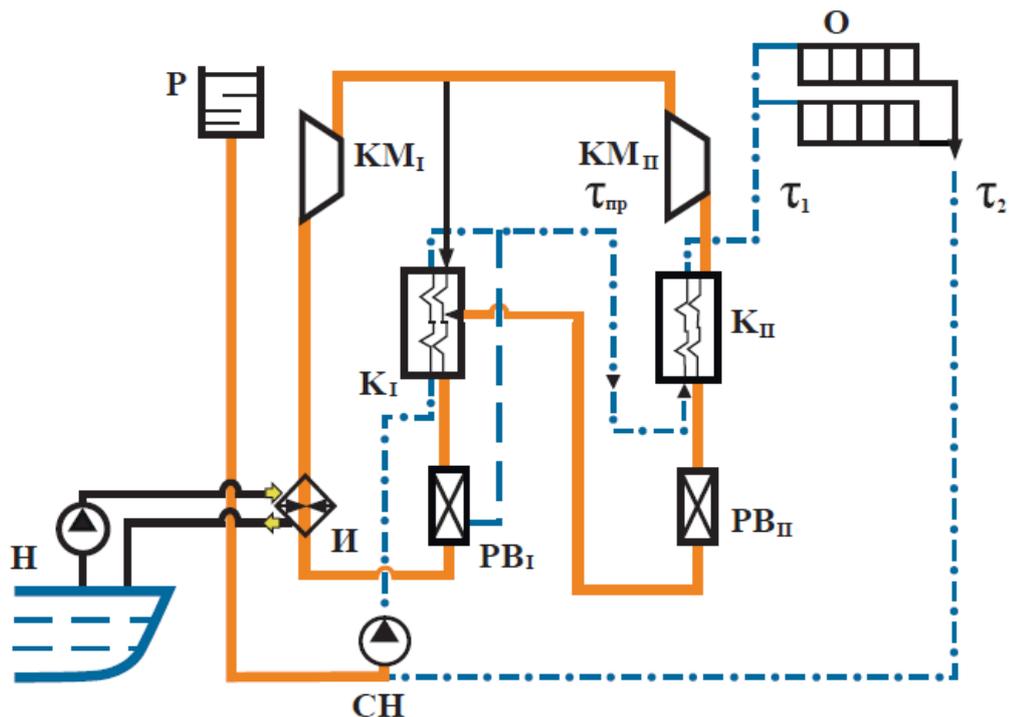


Рис. 2.7. Принципиальная схема двухступенчатой теплонасосной отопительной установки

Затем вода поступает в конденсатор второй ступени **К<sub>II</sub>** и нагревается в нем до температуры  $\tau_1$ . С этой температурой сетевая вода подается в отопительную установку **О**, отдает теплоту обогреваемым помещениям и возвращается в ТНУ с температурой  $\tau_2$ .

Путь рабочего агента аналогичен указанному на рисунке 2.4.

Пары хладагента из испарителя поступают в компрессор нижней ступени, где сжимаются до некоторого промежуточного давления, после чего разделяются на два потока. Один поступает в конденсатор **К<sub>I</sub>**, где нагревает в процессе конденсации воду до температуры  $\tau_{пр}$ , другой сжимается в компрессоре **КМ<sub>II</sub>** до конечного давления в цикле, после чего поступает в конденсатор **К<sub>II</sub>**, где нагревает воду с  $\tau_{пр}$  до  $\tau_1$ . Конденсат хладагента через вентиль **РВ<sub>II</sub>** поступает в конденсатор **К<sub>I</sub>**. Суммарный поток конденсата из конденсатора **К<sub>I</sub>** через вентиль **РВ<sub>I</sub>** подается в испаритель **И**.

Режим работы теплонасосной отопительной установки определяется режимом работы отопительной системы.

При повышенных наружных температурах, когда отопительная нагрузка составляет менее 50 % от ее максимальной величины, работает только компрессор нижней ступени **КМ<sub>I</sub>**. Отключены **К<sub>II</sub>** и **КМ<sub>II</sub>** (рис. 2.8).

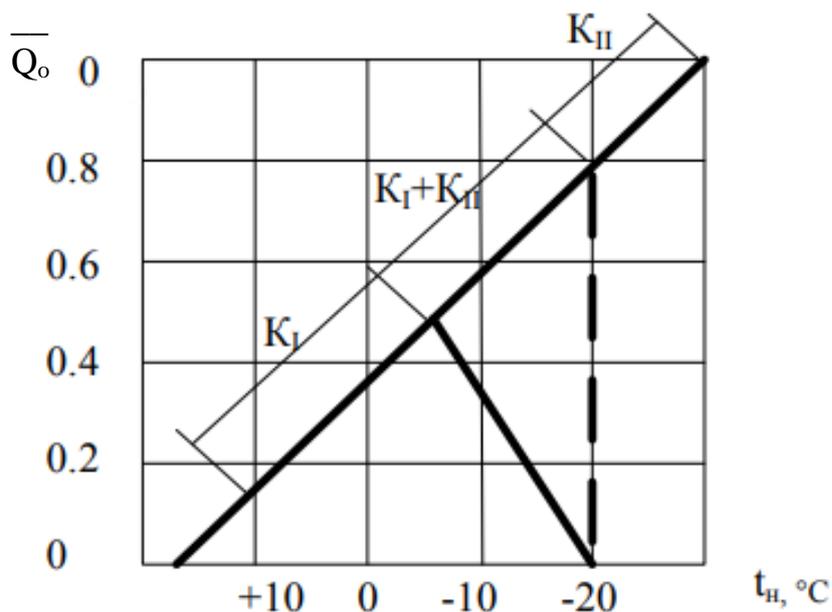


Рис. 2.8. Зависимость тепловых нагрузок конденсаторов от наружной температуры воздуха  $t_n$

При более низких температурах наружного воздуха ( $t_n < -5^\circ\text{C}$ ) включается в работу  $\text{KM}_{\text{II}}$  и  $\text{K}_{\text{II}}$ .

По мере снижения температуры наружного воздуха уменьшается тепловая нагрузка конденсатора  $\text{K}_{\text{I}}$ , так как повышается температура  $\tau_2$  обратной воды после отопительной системы; одновременно увеличивается тепловая нагрузка конденсатора  $\text{K}_{\text{II}}$ , так как растет температура воды  $\tau_1$ , подаваемой в отопительную систему.

При максимальной отопительной нагрузке ( $t_n < -20^\circ\text{C}$ ) тепловая нагрузка конденсатора  $\text{K}_{\text{I}}$  равна нулю, а тепловая нагрузка конденсатора  $\text{K}_{\text{II}}$  равна максимальной отопительной нагрузке  $\bar{Q}_0 = 1$ .

Однако основная работа по повышению потенциала теплоты производится компрессором нижней ступени  $\text{KM}_{\text{I}}$ , мощность которого при максимальной тепловой нагрузке составляет около 65 % от суммарной мощности компрессоров. Годовой расход энергии на привод компрессора нижней ступени составляет около 85 % от суммарного расхода энергии за отопительный сезон.

Число часов использования установленной мощности компрессора верхней ступени  $\text{KM}_{\text{II}}$  невелико,  $\sim 1000$  ч. Поэтому иногда верхняя ступень теплового насоса заменяется электрическими нагревателями. Это удешевляет установку, но удорожает ее эксплуатацию. Напомним также, что пики тепловой и электрической нагрузок совпадают.

Расширитель  $\text{P}$  служит для компенсации тепловых расширений воды и поддержания стабильного гидравлического режима в системе.

## 2.10. Применение парокомпрессионных ТНУ на предприятиях ЦБП

ЦБП – одна из наиболее энергоемких отраслей промышленности. На всех стадиях технологической переработки древесины, начиная от окорки и резки балансов и заканчивая отделкой бумаги, применяется тепловая и электрическая энергия.

По потреблению тепловой энергии ЦБП занимает 5-е место среди всех отраслей промышленности.

За последние годы энергетическая составляющая в себестоимости продукции увеличилась с 8–12 % до 20–30 % и имеет тенденцию к дальнейшему повышению в связи с быстрым ростом стоимости топлива.

Удельные расходы энергии в промышленности в 2–3 раза выше по сравнению с экономически развитыми странами, что объясняется значительными потерями тепловой энергии и недостаточным внедрением в производство передовых энергосберегающих технологий и оборудования.

На предприятиях ЦБП имеется значительное количество вторичных энергетических ресурсов ВЭР. К тепловым ВЭР, прежде всего, относятся: сбросная вода технологических цехов, паровоздушная смесь ПВС, отходящая от колпаков бумаго- и картоноделательных машин БКДМ, теплота сдувок и выдувок варочных котлов и некоторые др.

Даже на современных предприятиях ЦБП степень рекуперации тепловых ВЭР не превышает 20–25 %.

Более высокая степень использования низкопотенциальной теплоты может быть получена путем применения ТНУ.

Принципиальная схема ТНС применительно к Светогорскому ЦБК для утилизации теплоты сбросной воды технологических цехов представлена на рисунке 2.9.

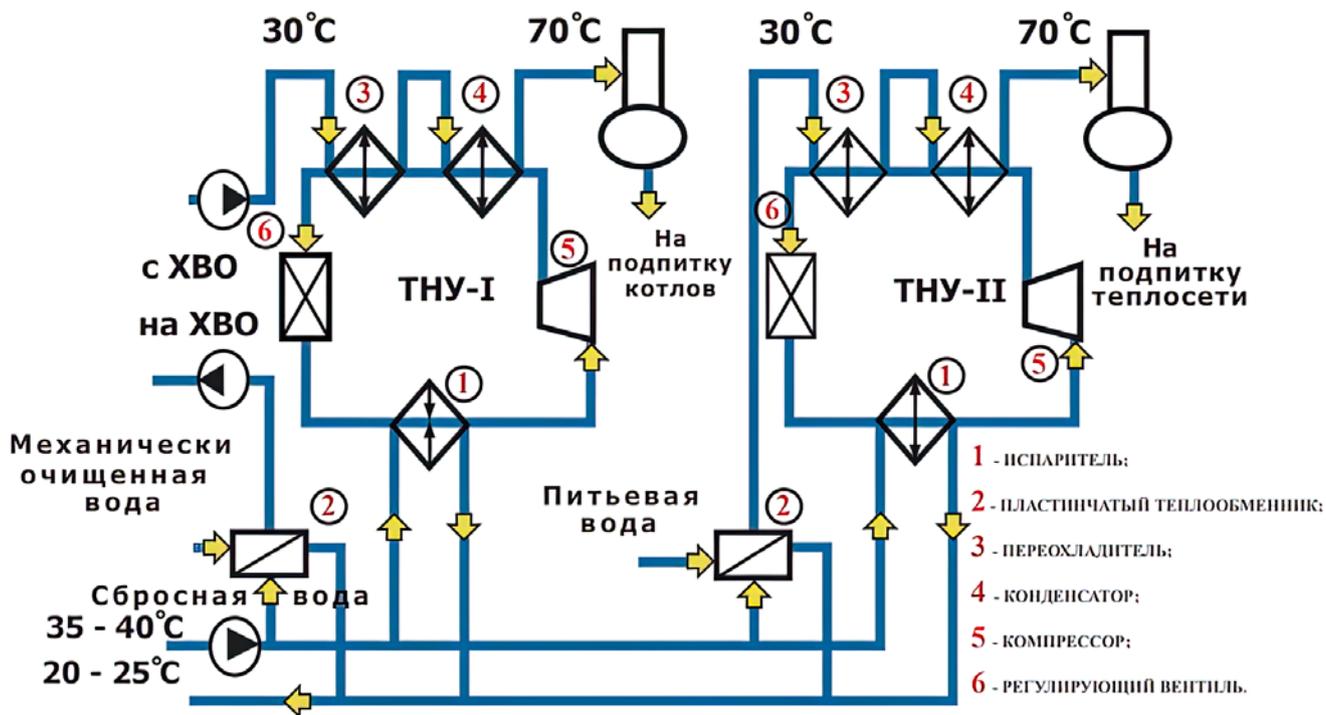


Рис. 2.9. Принципиальная тепловая схема теплонасосной станции

ТНС состоит из двух групп пластинчатых теплообменников и двух теплонасосных установок. Сбросная вода с температурой около 40 °С проходит

испарители **1**: ТНУ–I и ТНУ–II. Часть ее прокачивается через пластинчатые теплообменники **2**. В испарителях и теплообменниках происходит охлаждение сбросной воды до температуры 25 °С, после чего она направляется на станцию механической очистки и далее возвращается в систему технического водоснабжения комбината.

Отведенная от воды теплота передается в испарителях рабочему агенту. Путь агента аналогичен показанному на рисунке 2.1.

В ТНУ–I вода, подогретая в пластинчатом теплообменнике **2**, идет на химводоочистку ХВО, а затем поступает в переохладитель **3** и конденсатор **4**, где подогревается до 70 °С и направляется в атмосферный деаэратор. Этот поток воды используется в качестве подпиточной воды для паровых котлов.

В ТНУ–II водопроводная вода питьевого качества движется аналогично и после нагрева до 70 °С поступает в атмосферный деаэратор. Этот поток воды направляется на подпитку тепловой сети. Система теплоснабжения в г. Светогорск – открытая.

На теплонасосной станции установлены две ТНУ типа ТХМТ–4000, разработанные ВНИИХолодмашем. Холодильный агент – фреон R 12. Расчетная тепловая мощность каждой ТНУ находится в пределах 10–11 МВт. Потребляемая электрическая мощность составила примерно 2,6 МВт для каждой ТНУ. Коэффициент преобразования  $\varphi = 4,0 \div 4,2$ .

## **2.11. ТНУ для утилизации теплоты паровоздушной смеси**

В вентиляционных системах существующих БКДМ применяются различные схемы утилизации теплоты паровоздушной смеси ПВС, удаляемой из сушильной части.

Разнообразные типы теплорекуперационных агрегатов, традиционно используемых в этих схемах, имеют сравнительно невысокую эффективность. Степень утилизации теплоты ПВС работающих БКДМ не превышает 25-30 %, что объясняется ее низким температурным потенциалом. Более высокая энергетическая эффективность может быть достигнута путем применения в вентиляционных системах ТНУ.

На рисунке 2.10 представлена функциональная схема ТНС.

ПВС, отходящая от колпаков БКДМ, проходит через скрубберы первой и второй ступеней **2** и **3**, после чего с температурой, близкой к температуре окружающей среды, удаляется в атмосферу. В первом скруббере ПВС охлаждается от температуры  $\approx 80$  °С до температуры  $\approx 42$  °С, значение

которой на несколько градусов ниже температуры точки росы. Во второй ступени температурный потенциал ПВС снижается до 25 °С.

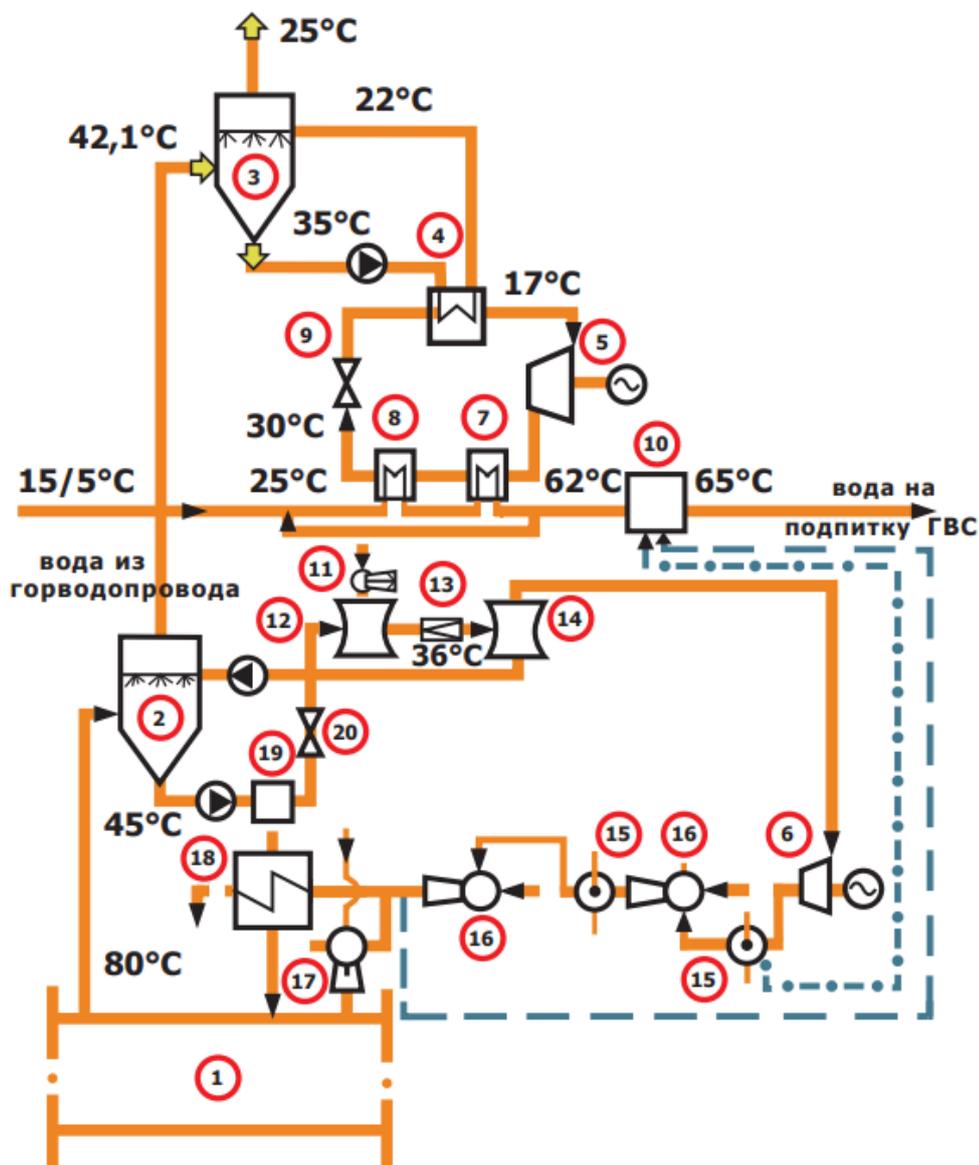


Рис. 2.10. Двухступенчатая теплонасосная установка

В замкнутый по воде контур второго скруббера включен испаритель 4 ТНУ-1. Вода в испарителе охлаждается от 35 до 20–25 °С и возвращается в скруббер.

В качестве ТНУ-1 может быть использована серийно выпускаемая машина ТХМТ-4000, изготавливаемая Казанским компрессорным заводом. В переохладителе 8 и конденсаторе 7 этой ТНУ нагревается химически очищенная вода до 60–65 °С, которая поступает в вакуумный деаэратор 10. Деаэрированная вода с температурой 65–70 °С идет на подпитку тепловой сети.

В замкнутом контуре первого скруббера вода нагревается до температуры 45 °С, после чего поступает в установку прямого компримирования водяного пара – ТНУ-2. В дегазёре 12 ТНУ-2 происходит выделение из воды воздуха, удаляемого в атмосферу водоструйным эжектором 11. Из дегазёра вода, пройдя дроссельное устройство 13, поступает в испаритель 14. Образовавшиеся в испарителе пары вскипания сжимаются в механическом компрессоре 6 до некоторого промежуточного давления, а охлажденная до 35 °С вода после испарителя направляется в скруббер. Дальнейшее сжатие водяного пара происходит в пароструйных эжекторах 16. Для уменьшения работы сжатия и увеличения паропроизводительности ТНУ между ступенями сжатия установлены охладительные установки 15. Некоторое количество пара после механического компрессора направляется в качестве греющей среды в вакуумный деаэратор. Пар, полученный в ТНУ-2 с давлением порядка 0,2 МПа, поступает в цилиндры БКДМ непосредственно или после дополнительного компримирования в эжекторе 17. Часть пара используется для нагрева сушильного воздуха в теплообменнике 18.

Полученное значение средневзвешенного коэффициента преобразования, равное 5,5–6,0, показывает высокую энергетическую эффективность предлагаемой схемы.

## **2.12. Основные методы регулирования парокompрессионных трансформаторов теплоты**

Трансформаторы теплоты часто работают на режимах, отличных от расчетного, на основе которого выбираются все основные элементы установки.

Причинами изменения режима работы трансформатора теплоты могут быть:

- изменение температуры хладоносителя (рассола), поступающего от потребителя холода в испаритель рефрижераторной установки, или источника низкопотенциальной теплоты, используемого в теплонасосной установке;
- изменение температуры охлаждающей среды, поступающей в конденсатор установки;
- изменение тепловой нагрузки трансформатора теплоты, связанное с необходимостью искусственного изменения температуры рассола после

испарителя рефрижераторной установки или горячей воды после конденсатора теплонасосной установки.

Указанные причины могут действовать совместно или порознь.

Возможны следующие методы регулирования производительности установок:

- изменение количества одновременно работающих агрегатов при работе нескольких;
- изменение длительности работы установки путем ее периодического включения и выключения, когда в системе имеются аккумулялирующие сосуды;
- изменение производительности компрессора, чаще всего изменением частоты вращения;
- изменение расхода рабочего агента в установке.

Последний метод наиболее прост и поэтому чаще применяется на практике. Изменение расхода рабочего агента осуществляется путем воздействия на дроссельный вентиль. При таком методе регулирования прикрытие дроссельного вентиля приводит к снижению расхода рабочего агента и к связанному с ним уменьшению производительности установки, что сопровождается понижением температуры испарения  $t_0$  и падением давления  $P_0$  в испарителе.

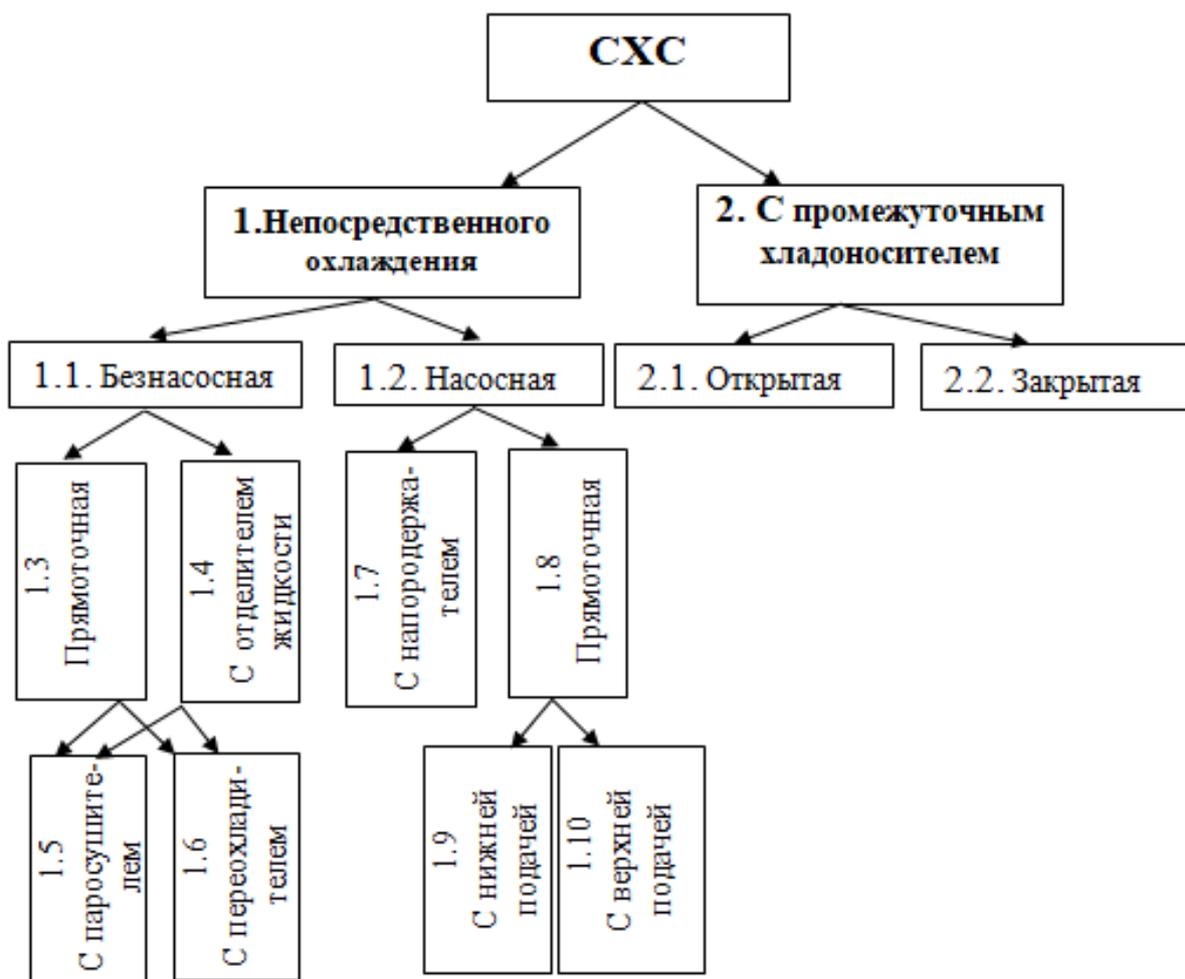
Условия работы всех элементов парокompрессионных трансформаторов теплоты взаимосвязаны.

При установившемся режиме соблюдаются следующие условия: тепловой баланс  $Q_0 + N_i = Q_k + Q_{no}$  и материальный баланс  $G_{x.a.} = const$ . Изменение тепловой нагрузки любого элемента установки вызывает изменения работы всех других элементов и установки в целом.

В процессе изменения режима работы установки, называемого переходным режимом, ее материальный и тепловой балансы нарушаются.

### **2.13. Классификация систем хладоснабжения с парокompрессионными установками**

На рисунке 2.11 приведена классификация систем хладоснабжения СХС с парокompрессионными трансформаторами теплоты.



### Характеристика систем хладоснабжения

Рис. 2.11. Классификация систем хладоснабжения

#### 1. СХС непосредственного охлаждения.

Хладогент подается и испаряется непосредственно в приборах охлаждения, расположенных внутри объектов охлаждения и выполняющих одновременно роль испарителя холодильной машины.

1.1. СХС безнасосная: отсутствуют насосы для перекачки хладоагента.

1.2. СХС насосная: наличие специального насоса для подачи хладоагента к охлаждающим элементам.

1.3. СХС прямоточная безнасосная: подача хладоагента прямо после дросселя в элементы охлаждения.

1.4. СХС с отделителем жидкости: подача хладоагента после дросселя в специальный сосуд (охладитель жидкости), а из него в охлаждающие элементы, что позволяет улучшить их заполнение жидким хладоагентом.

1.5. СХС с паросушителем – характеризуется наличием отделителя жидкости, который устанавливается перед всасывающим патрубком компрессора во избежание всасывания влажных паров.

1.6. СХС с переохладителем: перед дросселем хладагент при высоком давлении переохлаждается в змеевике.

1.7. СХС с напородержателем – характеризуется наличием емкости (напородержателя). В напородержатель сначала поступает жидкий хладагент, а из него направляется в испарители. Подача хладагента определяется высотой гидравлического напора.

1.8. СХС насосная прямоточная – хладагент насосом подается в объект охлаждения.

1.9. СХС насосная прямоточная с нижней подачей: хладагент подается непосредственно в испарители снизу. В этой системе возникает нежелательное влияние гидростатического столба жидкости на температуру кипения.

1.10. СХС насосная прямоточная с верхней подачей – отличается от предыдущей только тем, что хладагент попадает в испарители сверху, что исключает температурную депрессию.

## *2. СХС с промежуточным хладоносителем*

2.1. СХС с промежуточным хладоносителем открытого типа – характеризуется тем, что циркулирующая жидкость соприкасается с атмосферным воздухом в открытом баке хладоносителя.

2.2. СХС с промежуточным хладоносителем закрытого типа – характеризуется тем, что бак хладагента закрыт, т.е. не соприкасается с атмосферным воздухом.

Ниже приводятся в качестве примеров некоторые схемы СХС.

## **2.14. Схемы систем хладоснабжения**

Как видно из классификации (рис. 2.11), все схемы СХС подразделяются на две группы:

- СХС с непосредственным охлаждением;
- СХС с промежуточным хладоносителем.

### ***Системы непосредственного охлаждения***

На рисунке 2.12 представлена схема прямоточной безнасосной СХС.

В прямоточных системах жидкий холодильный агент подается под действием разности давлений конденсации и кипения. Жидкий хладагент по трубопроводу **1** из конденсатора поступает к терморегулирующим вентилям **2**,

где дросселируется и направляется в охлаждающие приборы **3** (испарители). Чувствительный патрон терморегулирующих вентилей укрепляется на всасывающем трубопроводе **4**, по которому пар поступает к компрессору. Терморегулирующий вентиль автоматически изменяет подачу жидкости в зависимости от степени перегрева пара на входе в компрессор, обеспечивая тем самым точное дозирование подаваемой жидкости в каждый прибор охлаждения.

*Преимущества:*

- простота и надежность;
- возможность получения холода на разных температурных уровнях.

*Недостатки:*

- не обеспечивается равномерная и надежная подача жидкости в охлаждающие приборы;
- возможность возникновения гидравлических ударов в компрессоре;
- образование застойных зон пара вверху испарителей, так как хладагент из испарителя выходит с нижней точки.

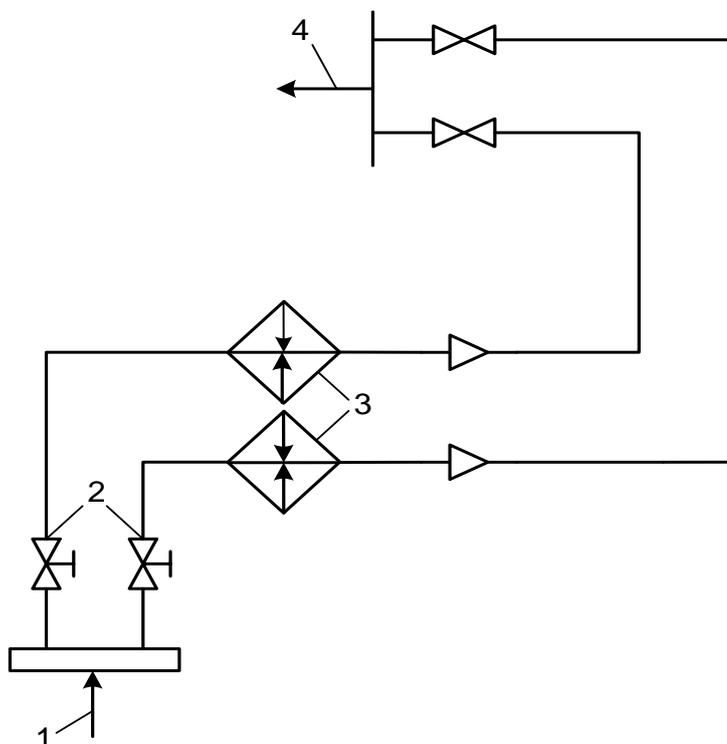


Рис. 2.12. Безнасосная прямоточная СХС

В системах охлаждения с отделителем жидкости используется напор  $H$ , создаваемый столбом жидкости (рис. 2.13). Холодильный агент по трубопроводу **1** поступает к регулирующему вентилю **2** и далее направляется в отделитель жидкости **3**. Сухой насыщенный пар отсасывается компрессором через трубопровод **4**, а жидкий холодильный агент направляется самотеком в приборы охлаждения **5** (испарители).

Наличие отделителя жидкости позволяет увеличить заполнение испарителей жидким хладагентом и обеспечить нормальную его циркуляцию.

Эта схема исключает возникновение гидравлических ударов в компрессоре.

Безнасосные системы хладоснабжения используются на холодильных установках малой и средней холодопроизводительности.

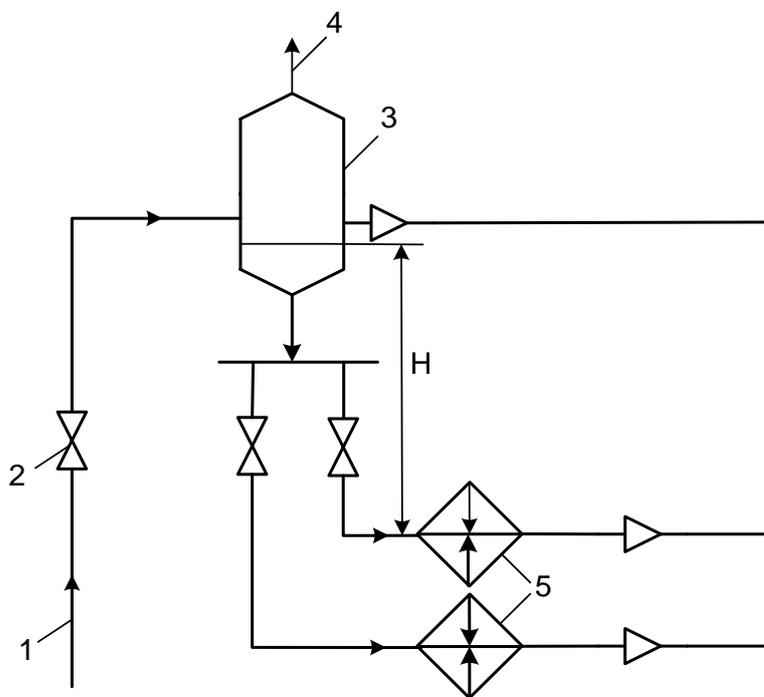


Рис. 2.13. Безнасосная СХС с отделителем жидкости

На рисунке 2.14 представлена схема насосной проточной СХС с нижней подачей холодильного агента в приборы охлаждения **5** и вертикальным циркуляционным ресивером **3**. Жидкий холодильный агент из конденсатора или ресивера по трубопроводу **1** подается в циркуляционный ресивер **3** через регулирующий вентиль **2**. Образовавшийся при дросселировании пар отделяется в ресивере и через трубопровод **4** отсасывается компрессором. Жидкий холодильный агент скапливается в нижней части ресивера и

направляется к насосу **6**, который подает жидкий холодильный агент в приборы охлаждения **5**.

Насос подбирают по производительности, при которой в приборах обеспечивается необходимая кратность циркуляции. Это упрощает распределение жидкости по приборам и увеличивает интенсивность теплообмена.

Важным является контроль за уровнем жидкости в ресивере: недостаток жидкости делает неустойчивой работу насоса, а ее избыток может привести к влажному ходу и гидравлическим ударам в компрессоре. Для этого ресивер снабжают визуальными и дистанционными указателями уровня.

По сравнению с безнасосными, в насосно-циркуляционных системах более простое распределение жидкости между приборами охлаждения, меньшая загрязненность поверхностей теплообмена маслом, меньшая вместимость системы по холодильному агенту, большая безопасность работы и т.п. Преимущественно применяются на крупных холодильных установках.

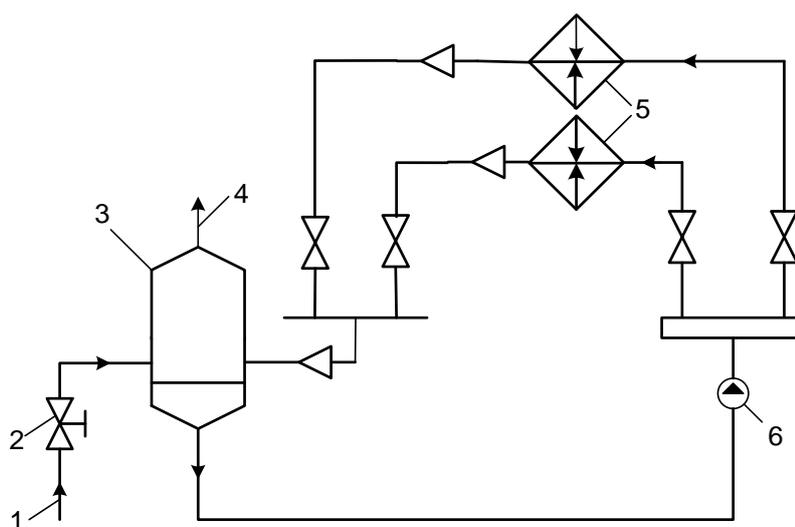


Рис.2.14. Насосная прямоточная СХС с нижней подачей хладоагента

### ***Системы хладоснабжения с промежуточным хладоносителем***

В этих системах теплота от объектов отводится промежуточной средой - жидким хладоносителем, протекающим в приборах охлаждения. Здесь он нагревается без изменения агрегатного состояния, а в испарителе, где кипит холодильный агент, охлаждается. Циркуляция хладоносителя в приборах охлаждения осуществляется центробежными насосами. Такие системы

охлаждения часто называют рассольными, так как в качестве хладоносителя чаще всего применяют рассол – водный рассол соли.

*Преимущества СХС с промежуточным хладоносителем:*

- возможность удаленного расположения потребителей (до 1 км);
- потребители могут получать необходимое количество холода разного температурного потенциала.

*Недостатки:*

- дополнительные потери в испарителе из-за наличия конечной разности температур;
- наличие насоса и, соответственно, затрат энергии на привод.

### ***Закрытые системы***

Эти системы охлаждения (рис. 2.15) получили наибольшее распространение. Заполнение хладоносителем обеспечивается установкой в самой верхней части системы расширительного бака **8** достаточной вместимости. Жидкий хладагент **2** подается в испаритель **3**, образовавшийся пар **4** отсасывается компрессором. Насос **1** подает хладоноситель в испаритель, где он охлаждается, и затем в приборы охлаждения **5**; подача регулируется задвижками **7**. Избыточный хладоноситель **9** выпускается в сливной бак. Для удаления воздуха из контура хладоносителя служат вентили **6**.

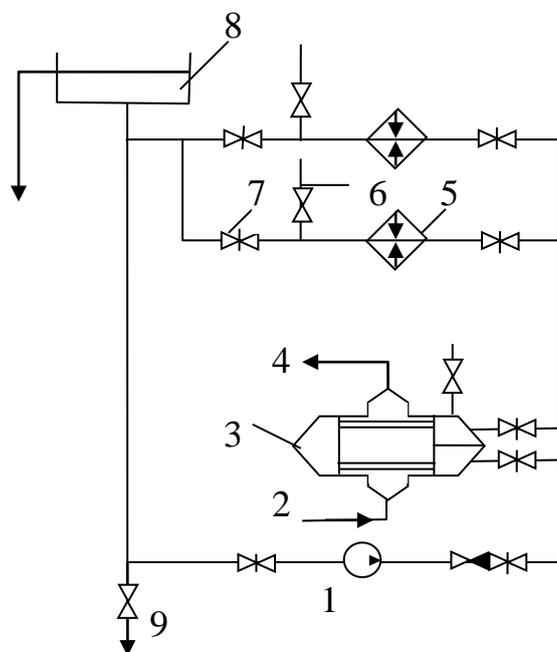


Рис. 2.15. Схема СХС с промежуточным хладоносителем закрытого типа

Преимуществами схемы являются сравнительно небольшой расход энергии на привод насоса, малая коррозия оборудования, простота отделения воздуха, значительная часть которого удаляется через расширительный сосуд. Недостатком закрытой схемы является возможность замерзания хладоносителя в испарителе, которая возникает при недостаточной концентрации соли в растворе. Такая опасность возникает также при остановке насосов, закупорке труб испарителя загрязнениями.

### ***Открытые системы***

Схема открытой системы охлаждения приведена на рисунке 2.16. Охлаждающие секции **7** помещены в открытый бак испарителя **6**. Отсюда хладоноситель забирается с помощью насоса **1** и подается в нижнюю часть приборов охлаждения **4**. Сливу хладоносителя в испаритель по нагревательному трубопроводу препятствует обратный клапан **2**. Воздух из системы удаляется с помощью вентилей **5**. При ремонте нагнетательной линии или приборов охлаждения хладоноситель из них выпускают через задвижку **3** в испаритель. При необходимости освобождения бака испарителя хладоноситель через задвижку **8** удаляется в сливной бак.

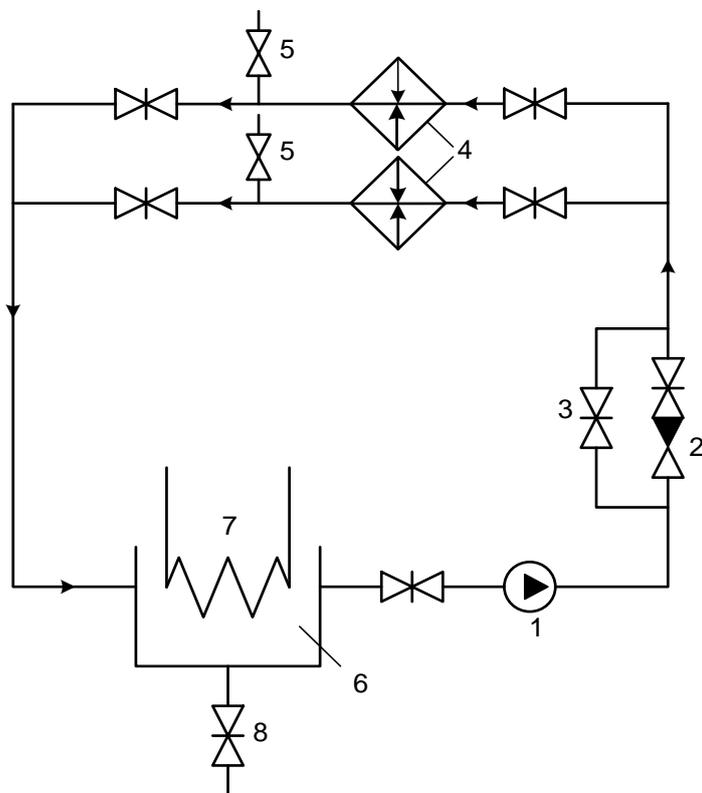


Рис. 2.16. Схема СХС с промежуточным хладоносителем открытого типа

Недостатком системы является использование открытого для воздуха оборудования (приборов охлаждения или испарителей), из-за чего отмечаются повышенная коррозия металла и деконцентрация рассолов.

Схемы холодильных станций для хладоснабжения некоторых промышленных объектов, их расчет и выбор основного и вспомогательного оборудования приведены в учебном пособии П. В. Луканина, И. М. Нартова «Расчеты трансформаторов теплоты» (СПб.: СПбГТУ РП, 1993).

## ГЛАВА 3. СТРУЙНЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ

### 3.1. Типы струйных трансформаторов теплоты

В струйных трансформаторах теплоты СТТ процесс повышения потенциала теплоты осуществляется за счет кинетической энергии потока пара или газа, в которую превращается внутренняя энергия потока, подведенного к установке.

Существует два типа СТТ – эжекторные и вихревые.

В эжекторных установках трансформация теплоты осуществляется по повышающей схеме.

В установку поступает поток рабочего пара или газа под высоким давлением  $P_p$  при температуре  $T_p$ . За счет использования энергии рабочего потока осуществляется сжатие инжектируемого потока пара или газа низкого давления  $P_n$ , имеющего температуру  $T_n$ . Из установки выходит смешанный поток рабочей и инжектируемой сред под некоторым средним давлением  $P_c$  с температурой  $T_c$ .

Эжекторные установки работают как по замкнутой, так и по разомкнутой схеме. В первых инжектируемый поток циркулирует в замкнутом контуре – это эжекторные холодильные машины для охлаждения воды при кондиционировании воздуха.

В установках, работающих по разомкнутой схеме, сжатый поток выводится из установки – это струйные компрессоры для повышения давления отработавшего пара.

Основным элементом эжекторных трансформаторов теплоты является струйный аппарат. По величине степени сжатия струйные аппараты делятся на две группы – компрессоры (умеренная степень повышения давления  $1,2 \leq P_c/P_n \leq 2,5$ ) и эжекторы ( $P_c/P_n \geq 2,5$ ). Струйные эжекторы применяются

обычно в установках, где требуется поддерживать глубокий вакуум, например, в парожеткторных холодильных установках.

В вихревых установках трансформация теплоты осуществляется по расщепительной схеме. В установку поступает поток газа при некоторой средней температуре  $T_c$  и давлении  $P_c$ . Поток газа расщепляется (разделяется) на два потока: один с  $T_e > T_c$ , другой с  $T_n < T_c$ . Давление газа, выводимого из установки, ниже давления газа, подводимого к установке:  $P_n < P_c$ ;  $P_e < P_c$ . Вихревые установки, как правило, работают по разомкнутой схеме.

### 3.2. Схема и принцип работы струйного аппарата

Рассмотрим принципиальную схему струйного аппарата и происходящие в нем процессы в  $h$ - $S$ -диаграмме (рис. 3.1).

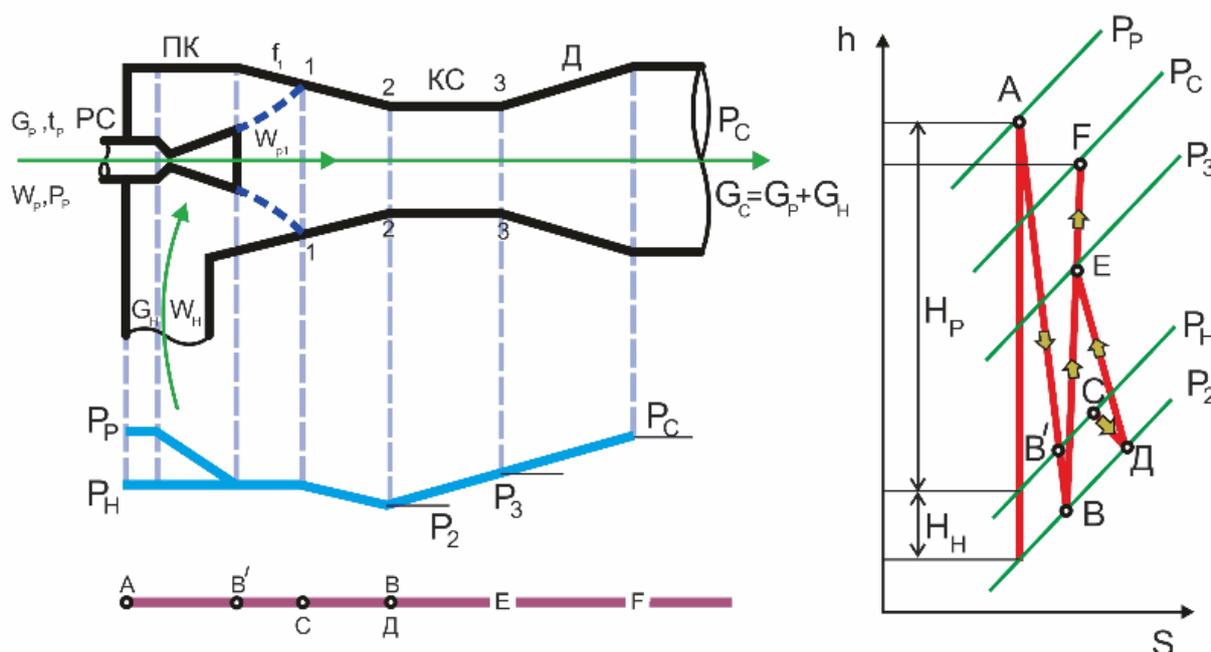


Рис. 3.1. Схема струйного аппарата и процессы в  $h$ - $S$ -диаграмме

Рабочий (эжектирующий) поток пара или газа с параметрами  $P_p$ ,  $t_p$  и скоростью  $W_p$  подводится к рабочему соплу РС, выполненному по типу сопла Лавалья. Состояние рабочего потока перед аппаратом определяется точкой А на диаграмме. Поток расширяется в сопле по политропе АВ', его давление за соплом снижается до  $P_n$ . Состояние рабочего потока в конце этого расширения определяется точкой В'. Рабочий пар или газ, выходящий из сопла со скоростью  $W_{p1}$ , которая больше скорости звука, подсасывает из приемной

камеры **ПК** холодный инжектируемый поток, который подводится в приемную камеру с давлением  $P_n$ . Состояние инжектируемого потока характеризуется точкой **С**.

По мере удаления от сопла массовый расход движущегося потока непрерывно увеличивается за счет присоединения массы инжектируемой среды, а поперечное сечение движущегося потока непрерывно растет. До сечения  $f_1$  эжектирующий и инжектируемый потоки текут отдельно, не смешиваясь. Сечение  $f_1$  уже все заполнено потоком  $G = G_p + G_n$ , в нем и за ним в камере смешения **КС** происходит их интенсивное смешивание.

Во входном участке камеры смешения от сечения 1-1 до сечения 2-2 происходит расширение рабочей (процесс **В'В**) и инжектируемой (процесс **СД**) сред до давления  $P_2$ .

Цилиндрическая камера смешения дает наибольшую степень восстановления давления. На входе в камеру смешения скорости рабочего потока  $W_{p2}$  и инжектируемого  $W_{n2}$  соответственно пропорциональны превращениям кинетической энергии  $(H_p + H_n)\varphi_p^2$  и  $H_n\varphi_n^2$ . В камере смешения происходит выравнивание скоростей и повышение давления в смешанном потоке (процессы **ВЕ** и **ДЕ**). Состояние потока в конце камеры смешения определяется точкой **Е**.

Далее поток поступает в диффузор **Д**, в котором происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную энергию и теплоту. Состояние потока за аппаратом определяется точкой **Ф**. Статическое давление потока сжатой среды  $P_c$ , а энтальпия  $h_c$ .

Одним из основных показателей работы струйного аппарата является коэффициент инжекции  $U$ , представляющий собой отношение расхода инжектируемой среды к расходу рабочей среды:  $U = G_n/G_p$ . Величина  $U$  зависит в основном от степени повышения давления  $P_c/P_n$  и давления среды  $P_p$ .

Из уравнения теплового баланса:

$$G_p h_p + G_n h_n = (G_p + G_n) h_c \quad (3.1)$$

находится коэффициент инжекции:

$$U = G_n/G_p = (h_p - h_c)/(h_c - h_n). \quad (3.2)$$

Эксергетический баланс аппарата запишется уравнением:

$$G_p e_p + G_n e_n = (G_p + G_n) e_c + \sum D, \quad (3.3)$$

где  $\sum D$  – потери эксергии в аппарате.

Эксергетический КПД струйного аппарата показывает отношение эксергии, полученной инжектируемым потоком, к эксергии, затраченной рабочим потоком:

$$\eta_e = U (e_c - e_n) / (e_p - e_c). \quad (3.4)$$

При расчете струйных аппаратов в большинстве случаев решаются две следующие задачи:

1. Определение достижимого коэффициента инжекции при заданных параметрах рабочего и инжектируемого потоков перед аппаратом и заданном давлении сжатия  $P_c$ .

2. Определение достижимого давления сжатия при заданных параметрах рабочего и инжектируемого потоков перед аппаратом и заданном коэффициенте инжекции  $U$ .

Расчет ведется с использованием газодинамических функций, связывающих приведенную адиабатную скорость потока газа или пара с его термодинамическими параметрами. Приведенная адиабатная скорость  $\lambda = \frac{w_a}{C_{кр}}$

характеризуется отношением скорости газа при его адиабатном течении к критической скорости. Наиболее часто используются следующие газодинамические функции:

$$\text{относительная температура } \tau(\lambda) = \frac{T}{T^*} = 1 - \lambda^2 \frac{k-1}{k+1}; \quad (3.5)$$

$$\text{относительное давление } \pi(\lambda) = \frac{P}{P^*} = \left(1 - \lambda^2 \frac{k-1}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad (3.6)$$

$$\text{относительная плотность } \varepsilon(\lambda) = \frac{\rho}{\rho^*} = \left(1 - \lambda^2 \frac{k-1}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}; \quad (3.7)$$

$$\text{относительный (приведенный) расход } q(\lambda) = \frac{w\rho}{C_{кр}\rho_{кр}} = \frac{f_{кр}}{f}. \quad (3.8)$$

### 3.3. Пароэжекторные холодильные установки

Пароэжекторные холодильные машины, работающие по замкнутой схеме, благодаря простоте устройства и безвредности рабочего агента (водяной пар) получили широкое применение в установках кондиционирования воздуха, а также для охлаждения технологической воды и растворов на промпредприятиях до температуры 5–7 °С.

Схема установки и цикл в T-S-диаграмме показаны на рисунке 3.2.

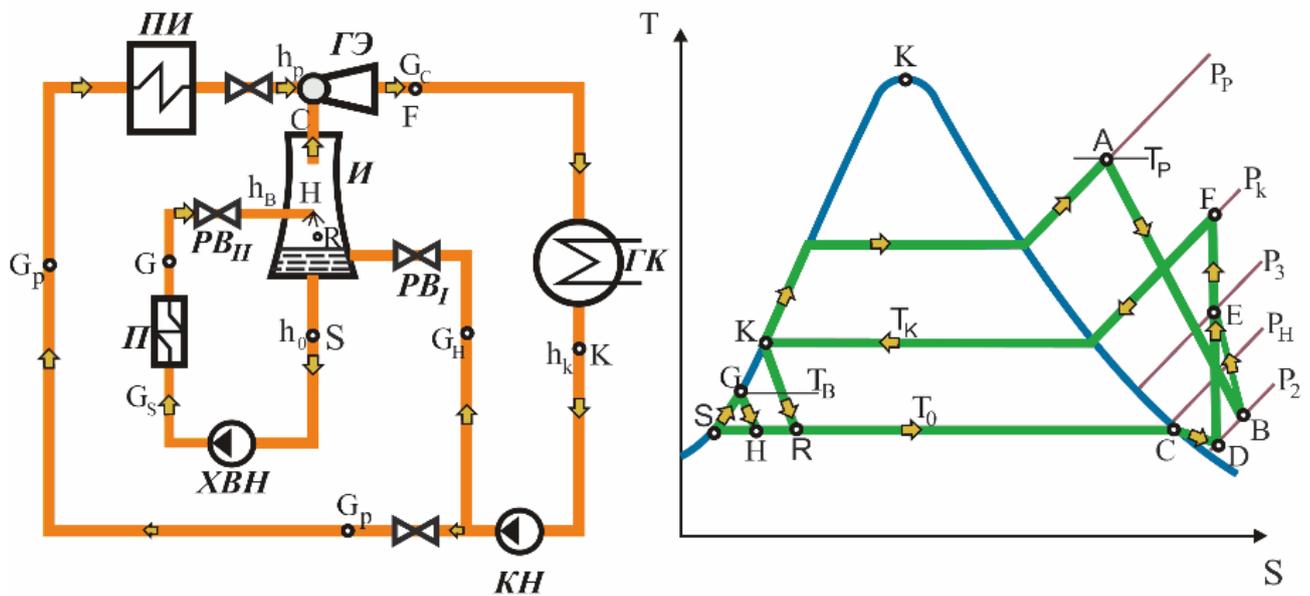


Рис. 3.2. Принципиальная схема и цикл пароводяной эжекторной холодильной установки

Основным элементом этих установок является струйный главный эжектор ГЭ. Работа установки осуществляется следующим образом: рабочий поток пара поступает из пароисточника с высокими параметрами (точка А на диаграмме) в сопло ГЭ. За счет эффекта эжекции рабочий поток пара, выходящий из сопла с большой скоростью, подсасывает пар из испарителя И, имеющего низкие начальные параметры (точка С на диаграмме). В процессе расширения рабочего потока в сопле и начальном участке камеры смешения АВ его давление становится равным  $P_2$ , ниже давления  $P_H$  в испарителе.

Процесс СД – расширение инжектируемого потока в начальном участке камеры смешения. Оба потока смешиваются в камере смешения в процессах ВЕ и ДЕ, растет давление потоков до  $P_3$  (точка Е на диаграмме). В диффузорной части ГЭ происходит повышение давления однородного смешанного потока в процессе ЕF до  $P_K$ . Сжатый поток выходит из ГЭ с параметрами  $P_c$  и  $t_c$  в количестве  $G_c = G_p + G_H$  и поступает в главный конденсатор ГК, где конденсируется в процессе FK при давлении  $P_K = P_c$  и температуре  $T_K$  за счет теплообмена с охлаждающей водой. Конденсат, находящийся в состоянии точки К, откачивается конденсатным насосом КН, часть его в количестве  $G_p$  возвращается в ПИ (пароисточник), где в процессах КА получается рабочий пар.

Другая часть в количестве  $G_n$  направляется в испаритель через регулирующий вентиль  $P_{B1}$ , в котором дросселируется в процессе  $KR$  до давления  $P_n$ . Образовавшаяся после  $P_{B1}$  смесь пара и жидкости (влажный пар) разделяется на две фазы – воду состояния  $S$  и пар состояния  $C$ . Вода из испарителя в состоянии точки  $S$  отводится хладоводяным насосом  $XBH$  к потребителю холода  $\Pi$ . За счет подведенной от охлаждаемого объекта теплоты вода нагревается в процессе  $SG$ . Нагретая вода дросселируется в  $P_{B2}$  и гребенках в процессе  $GH$  до давления  $P_n$ . При этом образуется пар в процессе  $HC$ , выходящий из испарителя.

Тепловой баланс испарителя:

$$Q_0 = G_s(h_s - h_0) = G_n(h_n - h_k), \quad (3.9)$$

где  $Q_0$  – холодопроизводительность установки;  $G_s$  – расход воды из испарителя к потребителю холода ( $\Pi$ );  $G_n$  – расход пара из испарителя;  $h_s, h_k, h_0$  – энтальпия воды, поступающей от потребителя, из конденсатора, и выходящей из испарителя;  $h_n$  – энтальпия пара на выходе из испарителя.

Холодильный коэффициент парэжекторной установки:

$$\varepsilon = \frac{G_n(h_n - h_k)}{G_p(h_p - h_k)} = U \frac{h_n - h_k}{h_p - h_k} \quad (3.10)$$

и ее холодопроизводительность:

$$Q_0 = G_n(h_n - h_k) = U G_p(h_n - h_k) \quad (3.11)$$

Из выражений (3.10) и (3.11) следует, что повышение  $Q_0$  и  $\varepsilon$  связано с увеличением коэффициента  $U$ .

Преимущества парэжекторной холодильной машины:

1. Простота устройства, отсутствие вращающихся частей.
2. Надежность.
3. Безопасность и безвредность.

Недостатки:

1. Низкая энергетическая эффективность из-за значительных потерь в эжекторе.
2. Большой расход охлаждающей воды в конденсаторе.
3. Необходимость поддержания глубокого вакуума в испарителе и конденсаторе.
4. Трудность регулирования. Только за счет пуска и остановки параллельно работающих эжекторов.

### 3.4. Вихревые трансформаторы теплоты

Одним из видов струйных трансформаторов теплоты являются вихревые трубы (рис. 3.3). Вихревая труба представляет собой простейший аппарат без движущихся частей.

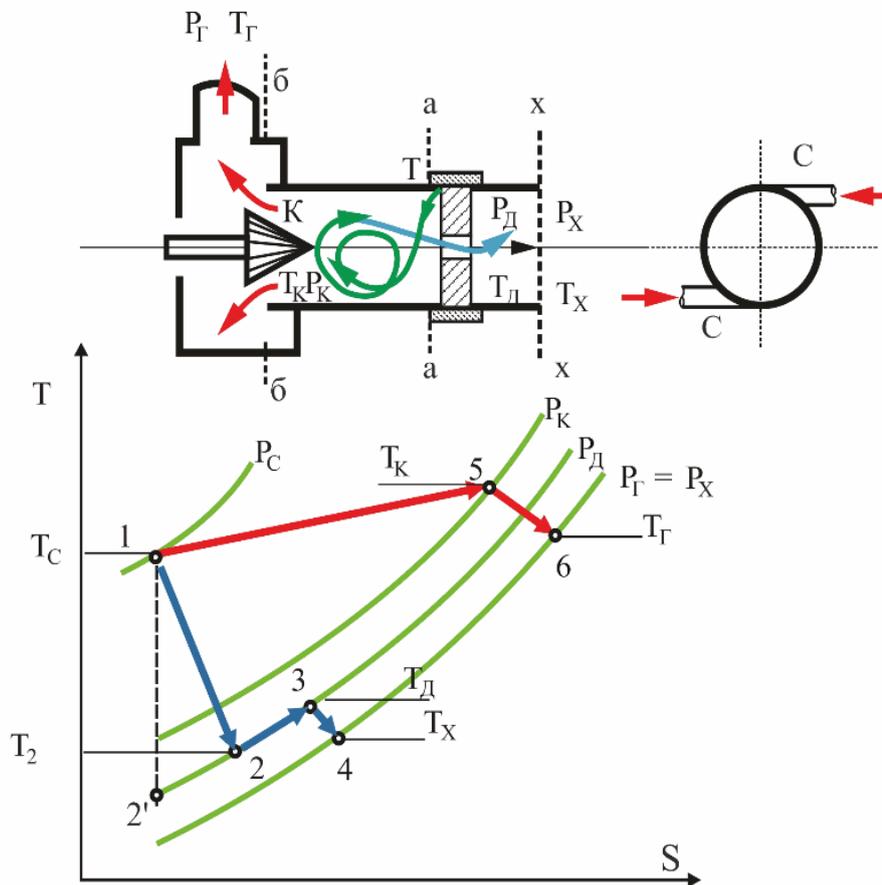


Рис. 3.3. Принципиальная схема и процессы в вихревой трубе

Принцип действия вихревой трубы основан на эффекте Ранка–Хильша. Вихревая труба относится к установкам, работающим по расщепительной схеме трансформации.

Сжатый газ с параметрами  $P_c$  и  $T_c \approx T_{0,c}$  вводится в цилиндрическую трубу Т тангенциально через сопла С (точка 1).

Поступивший в трубу поток газа, совершающий вращательное движение по отношению к оси трубы, перемещается по периферии трубы от соплового сечения а–а к горячему торцу трубы б–б. Из активной части трубы между диафрагмой Д и кольцевой (регулируемой) щелью К газ выводится в виде двух потоков: центрального холодного потока через диафрагму при давлении  $P_d$  и горячего периферийного потока через кольцевую щель при давлении  $P_k$ . В отличие от идеального процесса расширение холодного потока в

действительном процессе происходит по необратимой политропе 1–2 (а не по изоэнтропе 1–2'). Кинетическая энергия холодного потока в точке 2 не равна 0. В процессе дальнейшего преобразования кинетическая энергия переходит в теплоту. Поэтому температура торможения холодного потока  $T_3 > T_2$ . В том случае, когда давление в диафрагме и на холодном конце трубы в сечении x–x за диафрагмой равны, т.е.,  $P_d = P_x$  температура холодного потока  $T_x = T_3$ . В том случае, когда давление в диафрагме  $P_d$  превышает давление на холодном конце трубы  $P_x$ , температура  $T_x$  отличается от температуры торможения  $T_3$  на величину дроссель–эффекта и становится равной:

$$T_x = T_4 = T_d - \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_i \Delta P_x$$

где  $\Delta P_x = P_d - P_x$  – разность давлений;  $\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_i$  – дифференциальный дроссельный эффект.

Состояние газа на горячем конце трубы перед кольцевой щелью К показано в T–S–диаграмме точкой 5. Температура торможения газа равна  $T_5$ , а давление  $P_K$ . Температура газа на горячем конце трубы после кольцевой щели Т6 отличается от температуры торможения до этой щели на величину дроссель–эффекта (процесс 5 – 6):

$$T_\Gamma = T_6 = T_\kappa - \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_i \Delta P_\kappa .$$

В большинстве случаев при низком давлении газа после вихревой трубы, когда  $P_x \approx P_\Gamma \approx 1$  бар, можно не учитывать дроссель–эффект на холодном и горячем концах вихревой трубы из–за его незначительности, т.е. принимать  $T_x = T_3$ ;  $T_\Gamma = T_5$ .

Полного теоретического объяснения эффект вихревой трубы не имеет. Считается, что возрастание температуры торможения периферийного потока ( $T_5$ ,  $T_6$ ) и снижение температуры торможения центрального потока ( $T_3$ ,  $T_4$ ) происходит за счет передачи теплоты и кинетической энергии от центрального потока к периферийному. Массовая доля холодного потока газа  $\mu = G_x / G_c$  может регулироваться площадью кольцевой щели К.

При давлении  $P_c = 0,3 \div 0,5$  МПа температура  $T_x$  может быть меньше  $T_c$  на 30 – 70 °С.

Получение в вихревой трубе холода методом необратимого расширения газа заранее предопределяет сравнительно большие энергетические потери.

Вихревой эффект энергетически значительно уступает адиабатному расширению с получением работы.

Однако не всегда решающим может быть энергетическое сопоставление.

Уравнение энергетического баланса:

$$h_c = \mu h_x + (1 - \mu) h_2, \quad (3.12)$$

при  $c_p = \text{const}$  уравнение принимает вид:

$$T_c = \mu T_x + (1 - \mu) T_2 \quad (3.13)$$

КПД вихревой трубы:

$$\eta_e = \frac{\mu e_x + (1 - \mu) e_2}{e_c}. \quad (3.14)$$

Вихревые трансформаторы теплоты применяются при периодической потребности в холоде, например, лабораториях.

### **3.5. Повышение экономичности технологического пароснабжения посредством струйной термокомпрессии пара**

На предприятиях ЦБП при пароснабжении технологических потребителей используется значительное число редуционно-охладительных установок (РОУ).

Были исследованы условия целесообразности замены РОУ струйной термокомпрессией пара, если ТЭЦ располагает избытком пара низкого давления из турбинных отборов или от парогенераторов. Термокомпрессия, т.е. повышение давления пара вне парогенератора, наиболее просто осуществляется в струйном аппарате. В нем за счет энергии рабочего потока высокого давления подсасывается инжектируемый поток низкого давления, а на выходе из аппарата образуется смешанный поток со средним, требуемым давлением. Технично-экономическая эффективность использования струйной термокомпрессии пара трех указанных потоков и при определенных конкретных производственных условиях может быть существенной. Это подтверждают, например, результаты выполненных расчетов для представленных на рисунке четырех вариантов замены РОУ варочного цеха сульфатно-целлюлозного производства, пропускающей 20 т/ч пара и дросселирующей его с 1,57 до 1,17 МПа. В качестве рабочего тела для термокомпрессии можно использовать либо острый пар давлением 12,75 МПа из парогенератора, либо пар из турбинного отбора 1,57 МПа, который направляется в РОУ.

Расчеты показывают, что если в струйном компрессоре использовать рабочий пар давлением 1,57 МПа и инжектировать пар из отбора 0,12 МПа, то за год при 7000 ч работы будет сэкономлено 4350 т условного топлива и дополнительно выработано на внешнем тепловом потреблении  $15,5 \cdot 10^6$  кВт·ч электроэнергии. При использовании в качестве рабочего пара давлением 12,75 МПа экономический эффект составит соответственно 2500 т условного топлива и  $9 \cdot 10^6$  кВт·ч электроэнергии. Варианты инжектирования пара из отбора 0,78 МПа не обеспечивают существенных преимуществ по сравнению с используемыми в настоящее время РОУ.

Инжектировать можно пар из отборов 0,78 или 0,12 МПа разных турбин (рис. 3.4).

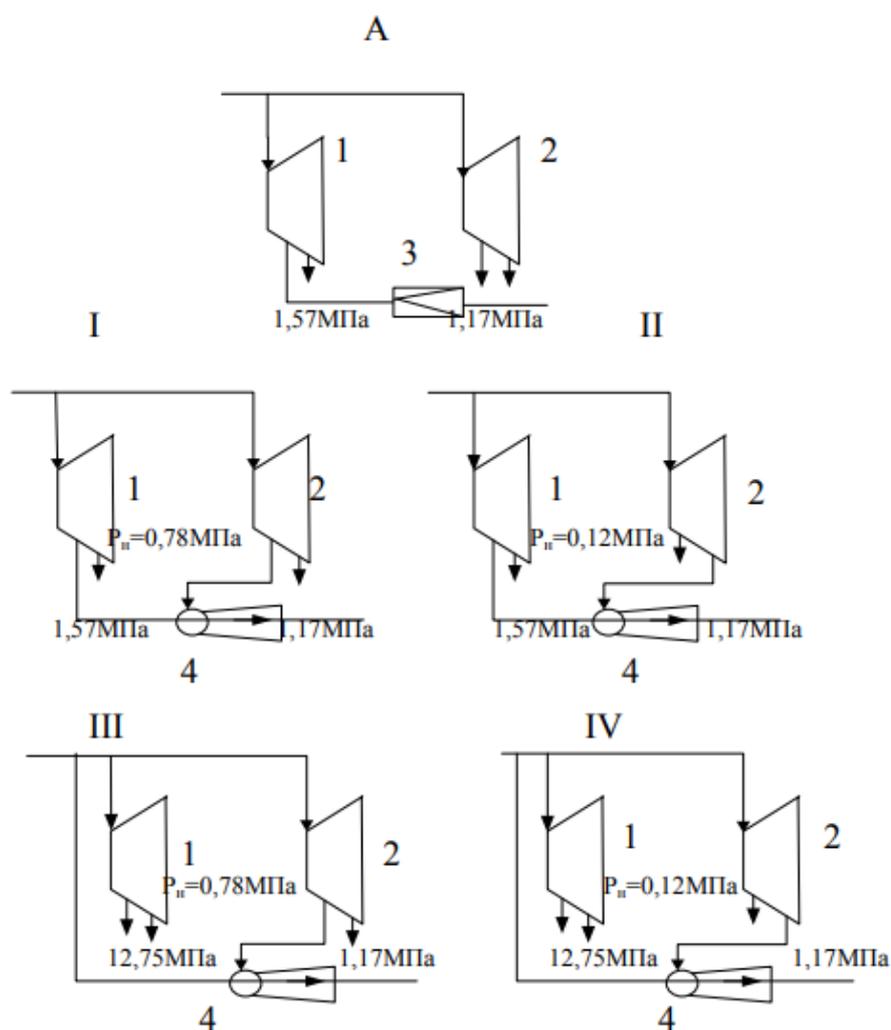


Рис.3.4. Замена РОУ струйной термокомпрессией пара:

А – исходный вариант; I – IV – варианты замены РОУ струйной термокомпрессией пара; 1 – турбина ПТ–60–130/13; 2 – турбина ПТ–50–130/7; 3 – РОУ; 4 – струйный компрессор

Таким образом, замена этих установок струйной термокомпрессией пара, не требующая больших затрат на реконструкцию, в ряде случаев даст экономию топлива и удешевление выработки электроэнергии.

## ГЛАВА 4. АБСОРБЦИОННЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ

### 4.1. Особенности абсорбционного трансформатора теплоты

Абсорбционные трансформаторы теплоты АТТ по применению занимают второе место после ПКТТ.

Существенным отличием АТТ от ранее рассмотренных является то, что они используют для работы не электрическую и механическую энергии (наиболее ценные и универсальные), и не кинетическую энергию рабочего потока, а тепловую энергию. Поэтому эффективность использования АТТ зависит от наличия и стоимости тепловой энергии. Их целесообразно применять там, где имеются дешевые источники теплоты в виде отработавшего пара, горячей воды, дымовых газов и др.

В отличие от компрессионных и струйных трансформаторов теплоты, работающих на одном рабочем теле, абсорбционный трансформатор теплоты требует применения бинарной смеси, состоящей из двух компонентов: холодильного агента и абсорбента (поглотителя). Действие АТТ основано на использовании экзотермических (с выделением теплоты) и эндотермических (с поглощением теплоты) процессов смешивания и разделения этих компонентов.

Их нормальные температуры кипения  $t_s$  должны существенно отличаться. Холодильный агент должен иметь низкую температуру кипения, а абсорбент при этом же давлении – более высокую. Желательно, чтобы абсорбент во всем диапазоне температур не испарялся. Однако, это не всегда удается достичь.

В холодильной технике наиболее широко применяются водоаммиачные холодильные машины, в которых холодильным агентом является аммиак, а абсорбентом – вода.

Разность нормальных температур кипения для этого бинарного раствора  $\Delta t_s = 133$  °С. Однако вода испаряется в любом состоянии, поэтому в паре имеется некоторое количество абсорбента.

Для водного раствора бромистого лития  $\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$   $\Delta t_s = 1212$  °С, поэтому в паре будет находиться только легкокипящий агент – вода.

Абсорбционные трансформаторы теплоты могут работать как по повышающей, так и по расщепительной схемам.

В бинарном растворе компоненты могут быть как в жидкой, так и в паровой фазе. При взаимных переходах жидкой и паровой фаз для определенных температур и давления существуют равновесные состояния, зависящие от концентрации компонентов. В отличие от кипения однородной жидкости, происходящем при определенном соотношении давлений и температур, для бинарного раствора температура кипения переменна при заданном давлении и зависит от концентрации кипящего раствора. При этом пары, образующиеся из кипящего раствора, имеют одинаковую с ним температуру, но другую концентрацию паровой фазы. Естественно, из раствора всегда выделяется большее количество того компонента, который имеет более низкую температуру кипения, и, наоборот, в процессе конденсации в основном выпадает компонент, имеющий более высокую температуру конденсации.

Концентрации, соответственно, холодильного агента и абсорбента:

$$\xi_{x.a} = \frac{G_{x.a}}{G_{x.a} + G_{abc}}; \xi_{abc} = \frac{G_{abc}}{G_{x.a} + G_{abc}}; \xi_{x.a} + \xi_{abc} = 1.. \quad (4.1)$$

### Физико–химический принцип действия АТТ

Если в компрессионных трансформаторах теплоты для сжатия паров хладагента используются механические компрессоры, то в АТТ применяются термохимические компрессоры. Рассмотрим его работу на примере водоаммиачного раствора (рис. 4.1).

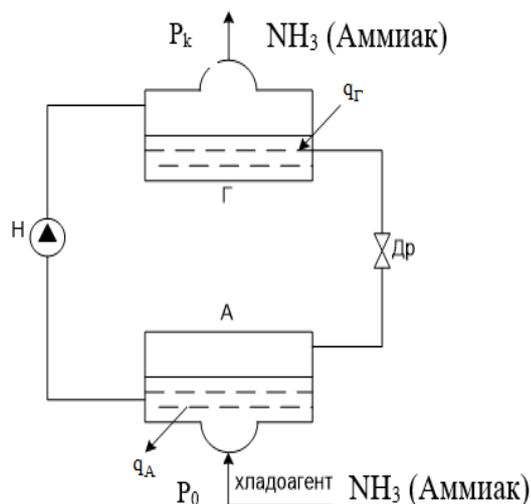


Рис. 4.1. Термохимический компрессор

В абсорбере А вода (слабый раствор) поглощает пары аммиака при низком давлении  $P_0$ . Это соответствует ходу всасывания компрессора. При этом протекает экзотермическая реакция с выделением теплоты  $q_A$ . Крепкий по аммиаку раствор, насосом Н, где повышается его давление, перекачивается в генератор Г, куда извне подводится теплота  $q_T$ . В генераторе в процессе кипения (эндотермическая реакция) аммиак выделяется из раствора в виде паров (при более высоком давлении  $P_K$ ), концентрация которых над кипящим раствором увеличивается. Следовательно, процесс в генераторе соответствует ходу сжатия в компрессоре. Сочетание двух ходов всасывания и сжатия дает термохимический компрессор.

При анализе процессов работы и практических расчетах АТТ удобно пользоваться  $h$ - $\xi$ -диаграммой. На оси абсцисс откладывается массовая концентрация  $\xi$  одного из компонентов в растворе, на оси ординат энтальпия раствора.

На рис. 4.2 приведен внешний вид диаграмм  $h$ - $\xi$  для двух бинарных растворов: водоаммиачного (рис. 4.2а) и бромисто-литиевого (рис. 4.2б).

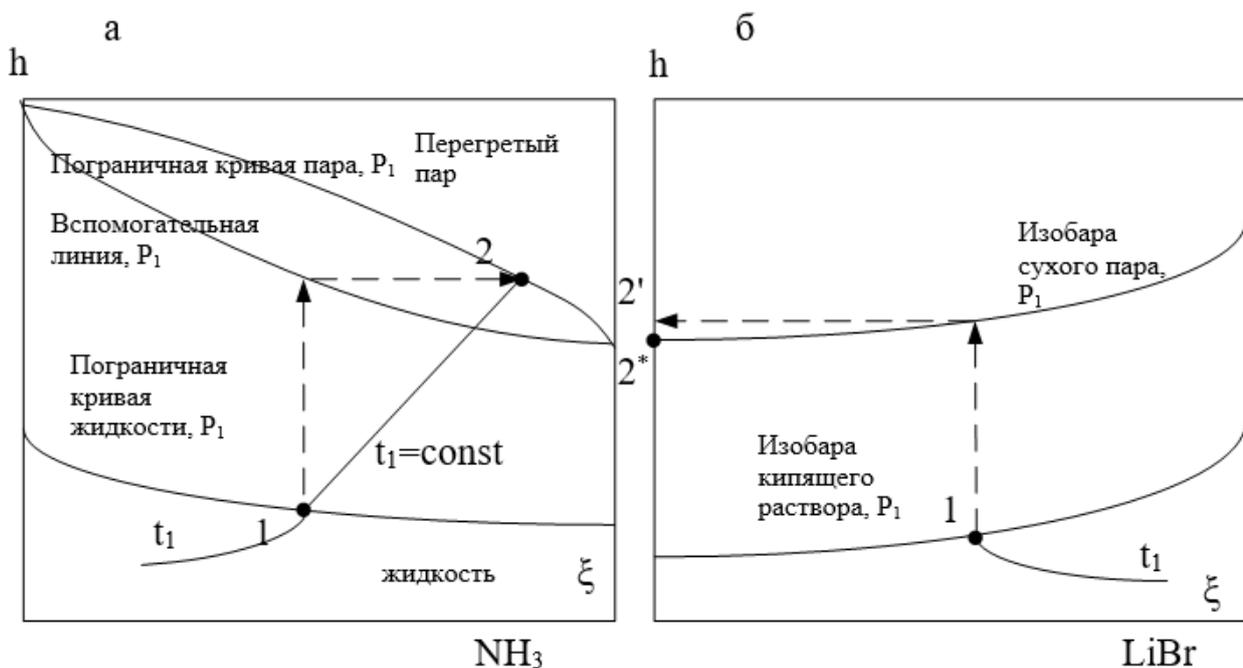


Рис. 4.2. Диаграмма  $h$ - $\xi$ :

а – водоаммиачный раствор; б – водный раствор бромистого лития

Для водоаммиачного раствора (рис. 4.2а) на оси абсцисс откладывается концентрация легкокипящего компонента в растворе  $NH_3$ . На диаграмму наносятся изобары кипящего жидкого раствора и сухого насыщенного пара. Между кривыми кипящего жидкого раствора и сухого насыщенного пара

заклучена область влажного пара. Ниже линии кипения находится жидкий раствор, в области которого проведены изотермы. Изотермы влажного пара при различных давлениях определяют, пользуясь вспомогательными кривыми. Например, изотерму влажного пара, соответствующую состоянию жидкости в точке 1, находят, восстанавливая перпендикуляр до пересечения со вспомогательной кривой, и затем, проведя линию параллельно оси абсцисс до пересечения с изобарой сухого насыщенного пара, получают точку 2. Луч 1–2 является искомой изотермой – линией равновесного состояния между кипящей жидкостью и сухим насыщенным паром.

Для водного раствора бромистого лития по оси абсцисс откладывается концентрация абсорбента – соли LiBr (рис. 4.2б). В связи со значительной разницей нормальных температур кипения в паровой фазе высококипящий компонент LiBr практически не имеет собственного парциального давления, т.е. давление в паровой фазе определяется парциальным давлением низкокипящего компонента  $H_2O$ . Точке 1, характеризующей состояние кипящего раствора при давлении  $P_1$  и температуре  $t_1$ , соответствует равновесный перегретый водяной пар состояния точки  $2^1$  при давлении  $P_1$  и температуре  $T_1$ .

#### 4.2. Водоаммиачный трансформатор теплоты

Абсорбционный трансформатор теплоты состоит из следующих элементов (рис. 4.3): абсорбер А, генератор Г с ректификационной колонкой РК, конденсатор К, дефлегматор ДФ, охладитель жидкого рабочего агента ПО, теплообменник раствора ТО, два регулирующих вентиля: на линии жидкого рабочего агента  $PВ_I$  и на линии слабого раствора  $PВ_{II}$ , насос Н, ресивер Р.

На  $h$ – $\xi$ –диаграмме две верхние пограничные кривые I показывают состояние сухого насыщенного пара над кипящим жидким раствором при двух давлениях:  $P_K$  – в генераторе и конденсаторе и  $P_0$  – в испарителе и абсорбере. Две нижние пограничные кривые II показывают состояние кипящей жидкости при тех же давлениях  $P_K$  и  $P_0$ . Между верхними и нижними пограничными кривыми находится область влажного пара при давлениях соответственно  $P_K$  и  $P_0$ . Равновесие между кипящей жидкостью и сухим насыщенным паром при любом давлении Р определяется изотермой  $t = idem$ , соединяющей соответствующие точки на пограничных кривых, относящихся к этому давлению.

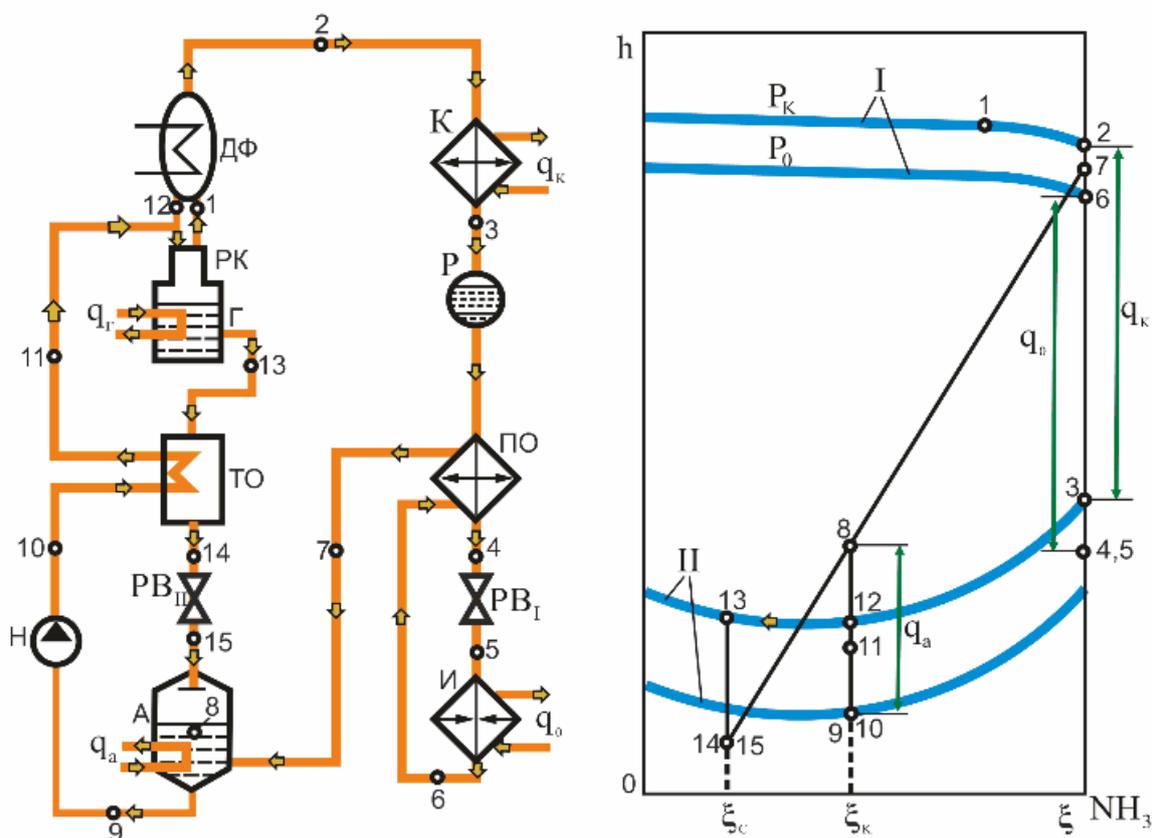


Рис. 4.3. Схема одноступенчатого абсорбционного повысительного трансформатора теплоты и цикл его работы в  $h - \xi$  – диаграмме

Установка работает следующим образом:

Пар рабочего агента в состоянии точки 1 поступает в дефлегматор. В дефлегматоре пар охлаждается путем отвода от него теплоты через охлаждающую поверхность с помощью холодной воды, холодного крепкого раствора или другой среды. При отводе теплоты от пара из него выпадает жидкость – флегма (в основном вода), текущая вниз, навстречу пару. Концентрация рабочего агента в паре повышается, а температура пара понижается. Чем глубже охлаждается пар в дефлегматоре, тем относительно больше выпадение флегмы и выше концентрация пара после дефлегматора.

Довести концентрацию пара в дефлегматоре до единицы, т.е. получить после него идеально чистый пар рабочего агента без примеси абсорбента даже теоретически невозможно, так как для этого пришлось бы сконденсировать в дефлегматоре весь пар. Поэтому концентрация пара в ДФ доводится до величины, отличающейся от 1 на доли процента.

Температура пара после дефлегматора обычно незначительно, на 5–10 °С, отличается от температуры конденсации чистого вещества при данном давлении.

Изменение состояния пара в ДФ: процесс 1 – 2.

После дефлегматора пар поступает в конденсатор, где в результате внешнего отвода теплоты превращается в жидкость; процесс конденсации: 2 – 3; удельная теплота конденсации  $q_k$ . Из конденсатора жидкий рабочий агент в состоянии точки 3 поступает в ресивер, представляющий собой запасную емкость, необходимую для регулирования работы установки при переменных режимах. Из ресивера жидкий агент поступает в охладитель, в котором он дополнительно охлаждается парообразным рабочим агентом, направляющимся из испарителя в абсорбер. Процесс охлаждения рабочего агента 3 – 4.

При прохождении рабочего агента через регулирующий вентиль его энтальпия и концентрация не изменяются. Поэтому положение точек 4 и 5 на  $h - \xi$  – диаграмме совпадают. Однако давление рабочего агента при этом изменяется, то есть состояния 4 и 5 относятся к разным пограничным кривым: точка 4 – к  $P_k$  (рабочий агент – жидкость, так как точка 4 находится ниже кривой кипящей жидкости при давлении  $P_k$ ), а точка 5 – к  $P_0$  (рабочий агент – смесь пара и жидкости, так как точка 5 находится выше кривой кипящей жидкости при давлении  $P_0$ ).

В состоянии точки 5 рабочий агент поступает в испаритель, где в результате подвода теплоты от охлаждаемого объекта (удельная массовая холодопроизводительность) превращается в сухой насыщенный пар: процесс 5 – 6.

В состоянии точки 6 рабочий агент поступает в ПО, в котором пары перегреваются теплотой жидкого рабочего агента: процесс 6 – 7.

В состоянии точки 7 перегретый рабочий пар поступает в абсорбер, в котором происходит смешение паров рабочего агента со слабым раствором из теплообменника. При адиабатическом смешении пара (точка 7) и жидкого раствора (точка 15) состояние смеси в  $h - \xi$  – диаграмме определяется как точка пересечения прямой, соединяющей исходные состояния смешиваемых компонентов, с ординатой, соответствующей концентрации полученной смеси  $\xi_k$  – точка 8. Смесь в этом состоянии представляет собой влажный пар. Для превращения влажного пара в жидкий крепкий раствор из абсорбера в процессе 8 – 9 отводится теплота  $q_a$ . Крепкий раствор подается насосом через теплообменник в генератор. Процесс повышения давления в насосе и подогрева крепкого раствора в теплообменнике за счет теплоты, проходящего противотоком слабого раствора, изображается в  $h - \xi$  – диаграмме отрезком 9–10–11. Применение теплообменника позволяет использовать теплоту слабого раствора для подогрева крепкого раствора. Благодаря этому снижается

удельный подвод теплоты в генераторе и соответственно удельный отвод теплоты в абсорбере. Поэтому для повышения тепловой экономичности целесообразно осуществлять теплообмен между крепким и слабым раствором в ТО возможно полнее. Однако температура крепкого раствора после теплообменника не должна превышать температуру крепкого раствора при давлении в генераторе, т.е. энтальпия точки 11 не должна превышать энтальпию точки 12:

$$t_{11} \leq t_{12}; h_{11} \leq h_{12}. \quad (4.2)$$

На генераторе находится ректификационная колонка, к которой и подводится из абсорбера при давлении  $P_K$  крепкий раствор в состоянии точки 11, т.е. раствор повышенной концентрации  $\xi_K$ , представляющий собою смесь рабочего агента и абсорбента.

Ректификационная колонка представляет собой вертикальный цилиндр, внутри которого установлены тарелки, насадка из колец или то и другое вместе, например: в нижней части колонны насадка из колец, а в верхней – несколько ректификационных тарелок.

На ректификационных тарелках и в насадке пар находится в непосредственном контакте с жидкостью – барботирует через жидкость. Пар в колонне проходит противотоком к крепкому раствору: пар движется вверх, а раствор – вниз.

Температура пара на выходе из генератора выше температуры крепкого раствора на входе в ректификационную колонну. В процессе тепломассообмена между паром и крепким раствором, происходящем на тарелках или насадке, пар передает теплоту крепкому раствору и охлаждается, а крепкий раствор нагревается.

При отводе теплоты от пара в РК из него выпадает жидкость – в основном вода, а при нагревании крепкого раствора из него выделяется пар, в основном, аммиак. Таким образом, концентрация пара по аммиаку возрастает.

Если не выдерживается условие (4.2), то в результате кипения крепкого раствора снижается концентрация жидкости, поступающей на верхнюю тарелку колонны, а это приводит к снижению концентрации пара, поступающего в дефлегматор, увеличению удельного отвода теплоты из ДФ и повышению удельного расхода теплоты в генераторе.

Затем раствор поступает в генератор, в котором производится выпаривание раствора за счет подвода теплоты  $q_G$  извне.

Изменение состояния раствора в РК и Г изображается на  $h$ - $\xi$ -диаграмме процессом 11–12–13. Подогрев крепкого раствора до состояния кипения происходит по линии 11–12 при постоянной концентрации  $\xi_k$  за счет теплоты флегмы. При дальнейшем подводе теплоты в генераторе по линии 12–13 раствор кипит. Температура раствора возрастает от  $t_{12}$  до  $t_{13}$ , а концентрация его снижается от  $\xi_k$  до  $\xi_c$ . В процессе кипения жидкий раствор переходит частично в парообразное состояние. Получающийся в генераторе пар в состоянии I направляется в дефлегматор.

Основное отличие схемы и процесса реального АТТ от схемы и процесса идеальной установки следующее:

1. В генераторе не происходит полного отделения паров рабочего агента от абсорбента, что вызывает необходимость установки ректификационной колонки и дефлегматора для обогащения паров рабочего агента. Процесс обогащения требует дополнительного расхода теплоты.

2. В абсорбере и генераторе процессы отвода и подвода теплоты происходят неизотермически.

3. Детандеры – турбины заменены регулирующими вентилями.

4. Существуют потери из-за необратимости теплообмена между греющей и нагреваемой средами.

### 4.3. Основные энергетические показатели водоаммиачного трансформатора теплоты

Тепловой баланс установки:

$$q_o + q_e = q_a + q_k + q_{\text{дф}}. \quad (4.3)$$

В выражении (4.3) удельная холодопроизводительность:

$$q_o = h_6 - h_5 = h_6 - h_4. \quad (4.4)$$

Из уравнения теплового баланса генератора:

$$q_e + fh_{11} + \varphi \cdot h_{12} = (f - 1)h_{13} + (1 + \varphi)h_1$$

определяется его удельная тепловая нагрузка:

$$q_e = h_1 - h_{13} + f(h_{13} - h_{11}) + \varphi(h_1 - h_{12}), \quad (4.5)$$

где  $f = G_k / G_n = (\xi_2 - \xi_c) / (\xi_k - \xi_c)$  – кратность циркуляции, т.е. отношение массового расхода крепкого раствора  $G_k$  к расходу пара  $G_n$  из ДФ;  $\varphi = G_{\text{ф}} / G_n = (\xi_2 - \xi_1) / (\xi_1 - \xi_{12})$  – удельный отвод флегмы  $G_{\text{ф}}$  к массовому расходу пара из ДФ.

Из уравнения теплового баланса абсорбера:

$$q_a + fh_9 = h_7 + (f - 1)h_{15}$$

определяется удельная теплота абсорбции:

$$q_a = h_7 - h_{15} + f(h_{15} - h_9). \quad (4.6)$$

Удельная тепловая нагрузка конденсатора:

$$q_k = h_2 - h_3. \quad (4.7)$$

Из уравнения теплового баланса дефлегматора:

$$q_{\text{дф}} + h_2 + \varphi \cdot h_{12} = (1 + \varphi)h_1$$

определяется удельная теплота дефлегмации:

$$q_{\text{дф}} = h_1 - h_2 + \varphi \cdot (h_1 - h_{12}). \quad (4.8)$$

Удельная тепловая нагрузка теплообменника раствора:

$$q_{\text{мо}} = f(h_{11} - h_{10}) = (f - 1)(h_{13} - h_{14}). \quad (4.9)$$

Удельная тепловая нагрузка охладителя:

$$q_{\text{но}} = h_7 - h_6 = h_3 - h_4. \quad (4.10)$$

Расход аммиака:

$$G = Q_o / q_o. \quad (4.11)$$

Тепловые нагрузки аппаратов:

$$Q_m = Gq_z; Q_a = Gq_a; Q_{\text{но}} = Gq_{\text{но}}; Q_k = Gq_k; Q_{\text{дф}} = Gq_{\text{дф}}. \quad (4.12)$$

Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = q_o / q_z. \quad (4.13)$$

Эксергетический КПД установки по хладагенту составляет 0,3–0,4:

$$\eta_e = \frac{q_o (\tau_q)_o}{q_z (\tau_q)_z} = \varepsilon \frac{(\tau_q)_o}{(\tau_q)_z}, \quad (4.14)$$

где  $(\tau_q)_o$  – коэффициент работоспособности холода при температуре  $T_o$ ;  $(\tau_q)_z$  – коэффициент работоспособности теплоты, подведенной к генератору.

#### 4.4. Абсорбционный бромисто–литиевый трансформатор теплоты

Рабочим агентом этих установок является вода  $H_2O$ , а абсорбентом – соль бромистого лития LiBr.

К достоинствам данного бинарного раствора следует отнести взрывобезопасность и не токсичность. В связи со значительной разницей в нормальных температурах кипения компонентов ( $\Delta t_s = 1212$  °С) отпадает необходимость ректификации, так как соль бромистого лития во всем диапазоне температур работы установки не испаряется. Отсутствие ректификационной колонки и дефлегматора значительно упрощает бромисто–литиевую машину по сравнению с водоаммиачной, а так как теплота на частичное испарение абсорбента в генераторе не затрачивается, то и повышает ее холодильный коэффициент до 0,6–0,7 против 0,4–0,5 для водоаммиачной установки.

Существенным недостатком бромисто–литиевых машин является то, что эффект охлаждения, как и в пароводяных эжекторных машинах, достигается испарением воды при соответствующем вакууме. Поэтому они не позволяют получить отрицательных температур и используются в основном в системах кондиционирования воздуха, для охлаждения оборотной воды (вместо градирни), охлаждения растворов в химической промышленности.

Следует отметить, как недостаток агрессивность бромистого лития по отношению к металлам и его сравнительно высокую стоимость (40 % от стоимости установки).

Основные аппараты установки komponуются попарно в одном корпусе: генератор с конденсатором и абсорбер с испарителем. Генератор и абсорбер выполняются в виде пленочных аппаратов. Раствор, подаваемый в эти аппараты, орошает поверхность нагрева (пленочный теплообмен), к которой в генераторе подводится теплота и от которой в абсорбере отводится теплота.

Следует особо отметить, что в бромисто–литиевой машине в отличие от водоаммиачной в генераторе концентрация смеси возрастает, а в абсорбере понижается.

Схема установки и ее цикл в диаграмме  $h - \xi$  приведены на рисунке 4.4. В диаграмме на оси абсцисс отложена концентрация соли LiBr в растворе, а на оси ординат – энтальпия раствора.

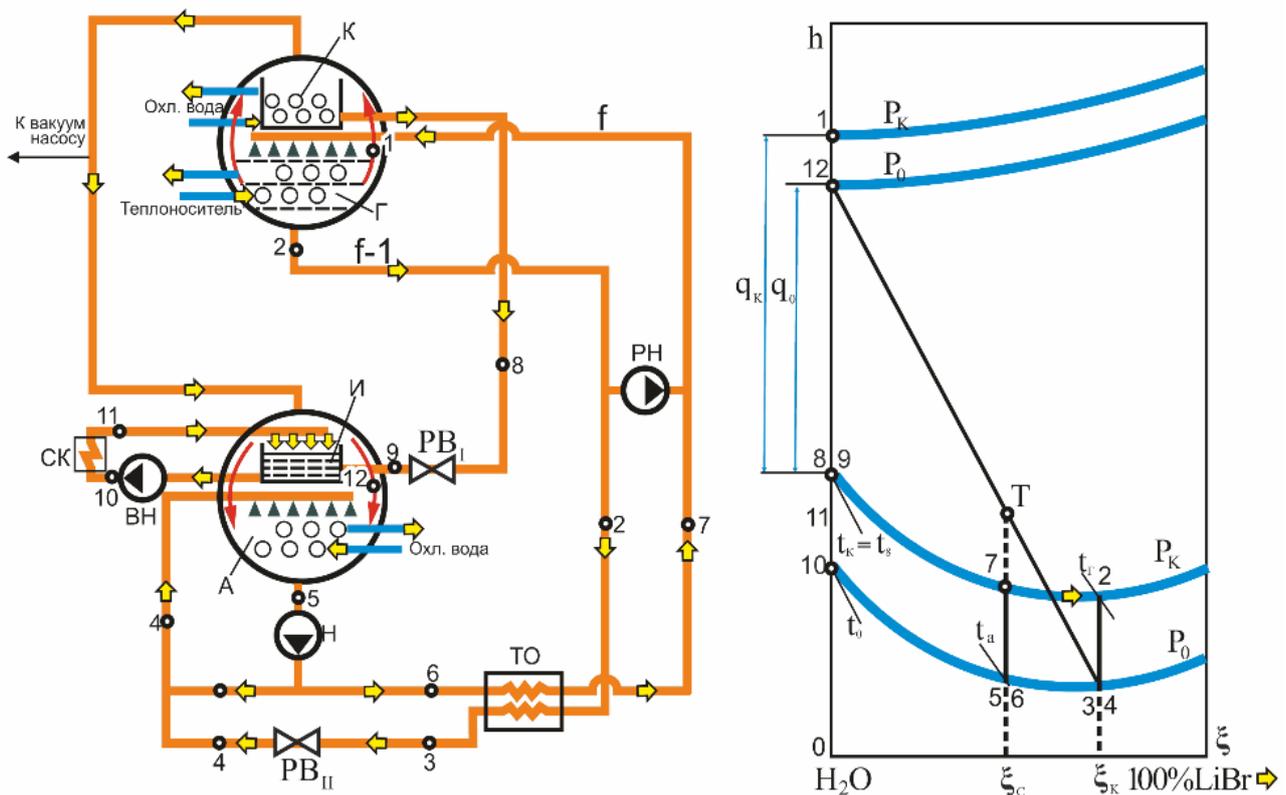


Рис. 4.4. Схема бромисто–литиевого трансформатора теплоты и его цикл в  $h-\xi$  – диаграмме

Бромисто–литиевая холодильная машина действует следующим образом. В испаритель И поступают два потока: вода из теплообменника системы кондиционирования воздуха СК при температуре  $t_B$  (точка 11), второй – из конденсатора К в состоянии точки 9. В испарителе при низком давлении  $P_0$  вода вскипает, и температура ее снижается до  $t_0$ , так как теплота парообразования покрывается за счет теплоты поступившей воды. Из испарителя выводятся два потока: охлажденная вода ( $\approx +5 \div 7^\circ\text{C}$ ) в состоянии точки 10, которая водяным насосом ВН отводится в систему кондиционирования воздуха, и пар в состоянии точки 12, который поступает в абсорбер А.

В генераторе Г за счет подвода теплоты  $q_r$  происходит кипение раствора при давлении  $P_K$  и температуре  $t_r$ . Греющая среда (теплоноситель) проходит внутри трубок генератора. В результате кипения из раствора отгоняются водяные пары (точка 1) и раствор из слабого по LiBr превращается в крепкий (процесс 7–2). Горячий крепкий по LiBr раствор, выходящий из генератора в состоянии точки 2 с концентрацией  $\xi_k = \xi_2$ , направляется через теплообменник раствора ТО и дроссель РВII в абсорбер. В теплообменнике горячий крепкий по

LiBr раствор охлаждается (процесс 2–3) слабым раствором, который из абсорбера насосом подается через теплообменник в генератор. Так как в дросселе энтальпия и концентрация раствора не меняется, то точки 3 и 4 на диаграмме совпадают. Однако точка 3 относится к давлению  $P_k$ , а точка 4 к давлению  $P_0$ .

Для увеличения плотности орошения поверхности абсорбера к крепкому по LiBr раствору подмешивается слабый раствор. Однако в расчете рециркуляция не учитывается и условно принимается, что в абсорбере смешиваются два потока: жидкий раствор в состоянии точки 4 и водяной пар в состоянии точки 12.

При смешении получается двухфазная смесь, которая после охлаждения за счет отвода теплоты  $q_a$  превращается в жидкий слабый раствор.

Жидкий слабый раствор в состоянии точки 5 отводится насосом. Так как в насосе повышается давление раствора с  $P_0$  до  $P_k$ , а энтальпия и концентрация не изменяются, то точки 5 и 6 на диаграмме совпадают. Подогретый в теплообменнике (процесс 6–7) слабый по бромистому литию раствор в состоянии точки 7 направляется в генератор. Для увеличения плотности орошения поверхности нагрева генератора к слабому раствору рециркуляционным насосом РН подмешивается некоторое количество крепкого раствора. Слабый раствор, поступающий в генератор, выпаривается в нем. Отогранный водяной пар при давлении  $P_k$  в состоянии точки 1 поступает в конденсатор, внутри трубок которого проходит охлаждающая среда. В конденсаторе водяной пар конденсируется (процесс 1–8) за счет отвода теплоты  $q_k$  и выводится из него в виде потока воды в состоянии точки 8. Конденсат из конденсатора через регулирующий вентиль  $PВ_1$  поступает в испаритель.

Вакуум в испарителе поддерживается за счет поглощения паров воды раствором бромистого лития, а также путем отсасывания воздуха, проникающего в систему, вакуум–насосом. Удаление воздуха из конденсатора осуществляется также вакуум–насосом.

#### 4.5. Определение основных энергетических показателей бромисто-литиевой установки

Тепловой баланс установки:

$$q_o + q_z = q_a + q_k. \quad (4.15)$$

Удельная холодопроизводительность:

$$q_o = h_{12} - h_9. \quad (4.16)$$

Из уравнения теплового баланса генератора:

$$q_g + f \cdot h_7 = h_1 + (f - 1)h_2$$

определяется его удельная тепловая нагрузка:

$$q_g = h_1 - h_2 + f(h_2 - h_7), \quad (4.17)$$

где  $f = \xi_k^L / (\xi_k^L - \xi_c^L)$  – кратность циркуляции раствора, удельное количество раствора, подаваемого в генератор, на 1 кг отходящего водяного пара.

Из уравнения теплового баланса абсорбера

$$q_a + f \cdot h_5 = (f - 1)h_4 + h_{12}$$

определяется удельное количество теплоты, отведенной в абсорбере:

$$q_a = h_{12} - h_4 + f(h_4 - h_5). \quad (4.18)$$

Удельная тепловая нагрузка конденсатора:

$$q_k = h_1 - h_8. \quad (4.19)$$

Небаланс должен не превышать 0,5–1 %.

Удельная тепловая нагрузка теплообменника

$$q_{mo} = (f - 1)(h_2 - h_3) = f(h_7 - h_6). \quad (4.20)$$

Количество циркулирующего хладагента (водяного пара), тепловые нагрузки аппаратов, холодильный коэффициент и эксергетический КПД рассчитываются по формулам, аналогичным (4.11) – (4.14).

#### 4.6. Абсорбционный тепловой насос

В абсорбционном тепловом насосе путем использования теплоты  $Q_B$  высокого потенциала, подводимой в генераторе на температурном уровне  $T_B$  и теплоты  $Q_H$  низкого потенциала, подводимой в испарителе на температурном уровне  $T_H$ , вырабатывается теплота  $Q_c = Q_k + Q_a$ , которая выводится из конденсатора и абсорбера на температурном уровне  $T_c$ .

На практике это позволяет использовать для обогрева испарителя воду с температурой 10–30 °С а в генераторе: отработавший пар, отходящие газы и воду утилизационных установок с температурой 120 ÷ 200 °С.

В результате в абсорбере и конденсаторе может быть нагрет поток воды до температуры 70÷90 °С, идущей на ГВС или отопление.

Коэффициент преобразования:

$$\varphi = \frac{Q_a + Q_k}{Q_b}. \quad (4.21)$$

Перспективы применения абсорбционных бромисто-литиевых холодильных машин АБЛХМ для повышения эффективности теплофикации объясняются следующими обстоятельствами.

В настоящее время в подавляющем большинстве холодильных установок применяются компрессионные холодильные машины с электроприводом. Электрическая мощность, затрачиваемая на привод компрессоров холодильных установок, непрерывно возрастает и начинает оказывать заметное влияние на энергетический баланс районов расположения потребителей.

Около 30 – 35 % мощности холодильных установок используется только в теплое время года. В этот период резко сокращаются отборы теплофикационных турбин ТЭЦ, и выработка значительной части электроэнергии производится в неэкономичном конденсационном режиме. Применение АБЛХМ для производства сезонного холода (охлажденной воды) позволяет повысить круглогодичную загрузку теплофикационных отборов турбин ТЭЦ. Возможно также сезонное или круглогодичное использование для АБЛХМ вторичных тепловых ресурсов, например, теплоты производственного конденсата (70–90 °С).

В настоящее время разработан и освоен параметрический ряд АБЛХМ следующих производительностей: 100, 250, 500, 1000, 1500, 2500 и 5000 ккал/ч. На расчетном режиме: температура охлаждаемой воды на выходе из испарителя +7 °С; давление греющего пара 1,5 кгс/см<sup>2</sup> или температура греющей воды 120°С; холодильный коэффициент  $\varepsilon = 0,7$ . Пензенский завод химического машиностроения выпускает и осваивает агрегаты: АБХА–2500 (2,5 Гккал/ч), АБХА–1000 (1,0 Гккал/ч), АБХА–5000 (5,0 Гккал/ч).

В отличие от зарубежных образцов в отечественных машинах используется греющая среда с более низкими температурами за счет некоторого увеличения поверхности нагрева. Это позволяет эффективнее применять вторичные тепловые ресурсы.

Зарубежная АБЛХМ фирмы «Керриер» для кондиционирования воздуха имеет следующие характеристики: холодопроизводительность 350 кВт при  $t_0 = +7$  °С; давление греющего водяного пара 2 бар; температура охлаждающей среды +30 °С; габариты: длина 3,7 м, ширина 1,5 м, высота 2,6 м; масса 5 т.

#### 4.7. Энергетическая эффективность хладоснабжения от парокомпрессионных и абсорбционных установок

При проектировании систем хладоснабжения тип холодильной установки выбирается на основе технико-экономических расчетов. В парокомпрессионных и абсорбционных установках используются различные виды энергии разного качества, соответственно, электрическая и тепловая. Исходя из этого, сравнение экономической эффективности различных способов хладоснабжения должно производиться по приведенным затратам, важнейшей составляющей которых является энергетическая составляющая, т.е. затраты на первичную энергию-топливо.

Удельный расход условного топлива на выработку единицы холода в компрессионной холодильной установке:

$$b_k = \frac{a \cdot b_{\text{э}}}{\varepsilon_k} (1 + \beta_k), \quad (4.22)$$

где  $b_{\text{э}}$  – удельный расход условного топлива (нетто) в энергосистеме на отпуск электроэнергии, кг/(кВтч);  $\beta_k$  – коэффициент расхода на собственные нужды, т.е. на привод вспомогательного оборудования (насосов, вентиляторов); для предварительных расчетов принимается  $\beta_k = 0,05 \div 0,07$ ;  $\varepsilon_k$  – холодильный коэффициент ПКХУ;  $a$  – размерный коэффициент, значение которого зависит от единиц измерения количества холода, при  $Q_0$  в кВтч:  $a = 1$ ; при  $Q_0$  в ГДж:  $a = 278$  кВтч/ГДж.

Удельный расход условного топлива на выработку единицы холода в абсорбционной холодильной установке:

$$b_a = \frac{b_T}{\varepsilon_a} (1 + \beta_a), \quad (4.23)$$

где  $b_T$  – удельный расход условного топлива (нетто) на единицу отпущенной теплоты;  $\beta_a$  – коэффициент расхода на собственные нужды, т.е. на привод вспомогательного оборудования; для предварительных расчетов принимается  $\beta_a = 0,1 \div 0,15$ ;  $\varepsilon_a$  – холодильный коэффициент АХУ.

Из совместного решения уравнений (4.22) и (4.23) выводится условие одинаковой энергетической экономичности парокомпрессионных и абсорбционных установок:

$$\frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_k} = \frac{b_T (1 + \beta_a)}{a \cdot b_{\text{э}} (1 + \beta_k)}. \quad (4.24)$$

При  $\frac{\varepsilon_a}{\varepsilon_k} > \frac{b_T(1+\beta_a)}{a \cdot b_3(1+\beta_k)}$  энергетически выгоднее абсорбционные установки.

При обратном знаке неравенства – компрессионные.

В соответствии с уравнением (4.24) энергетическая целесообразность сравниваемых типов установок в значительной мере зависит от удельных расходов топлива на выработку электроэнергии  $b_3$  и теплоты  $b_T$ .

Удельный расход топлива на выработку электроэнергии можно оценивать по среднему на КЭС, являющемуся сравнительно стабильной величиной. В среднем в современных энергосистемах  $b_3 = 0,34 \div 0,36$  кг/(кВтч).

Удельный расход топлива на отпуск теплоты  $b_T$  зависит от источника выработки этой теплоты и может изменяться в больших пределах. При этом необходимо иметь в виду, что чем ниже  $b_T$ , тем шире целесообразная область использования АХУ, так как граница равной экономической эффективности сдвигается в сторону более низких значений  $\varepsilon_a$  и более высоких значений  $\varepsilon_k$ . При наличии на предприятии избыточных сбросных тепловых ресурсов нужного потенциала можно принимать  $b_T=0$ . В этом случае АХУ целесообразны практически при любых, даже весьма малых значениях  $\varepsilon_a$ .

При теплоснабжении от котельных удельный расход  $b_T$  зависит от ее КПД:

$$b_T = \frac{34,2}{\eta_k}, \text{ кг/ГДж.} \quad (4.25)$$

Например, при  $\eta_k=0,85$   $b_T=40$  кг/ГДж.

Покажем графически (рис. 4.5) зоны энергетической эффективности хладоснабжения от ПКТТ и АТТ. При построении приняты значения  $b_T=40$  кг/ГДж,  $b_3=0,35$  кг/кВт.ч.

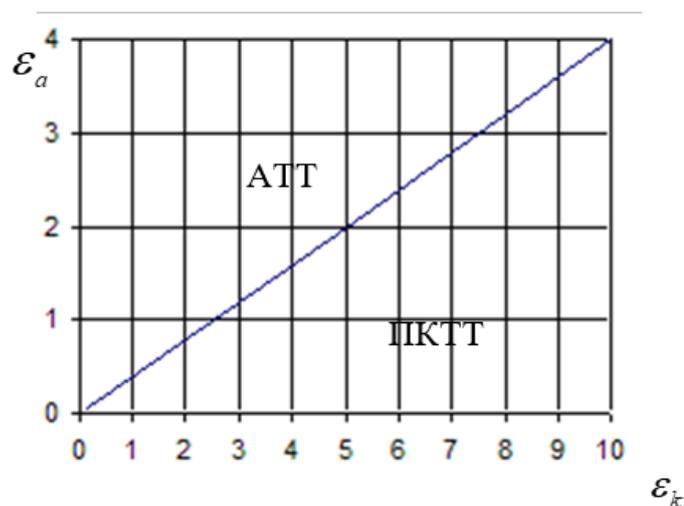


Рис. 4.5. Области энергетической эффективности хладоснабжения

Из совместного решения уравнений (4.22) и (4.23) выводится выражение для расчета удельной экономии топлива на единицу выработанного холода при использовании различных типов холодильных установок. Если энергетически выгоднее АХУ, то

$$\Delta b = b_k - b_a = \frac{(a \cdot b_3)}{\varepsilon_k} \cdot (1 + \beta_k) - \frac{b_T}{\varepsilon_a} \cdot (1 + \beta_a). \quad (4.26)$$

## ГЛАВА 5. ГАЗОВЫЕ КОМПРЕССИОННЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ

### 5.1. Особенности газовых трансформаторов теплоты

Газовые компрессионные трансформаторы теплоты ГКТТ предназначены в основном для работы в области температур  $t_H \leq -120$  °С.

Используются чаще всего для получения кислорода для металлургической промышленности и азота для химической промышленности.

Газовые установки по характеру протекающих процессов делятся на две группы:

1. С процессами непрерывными и стационарными. Цикл идеальной установки основан на цикле Джоуля, состоящем из двух адиабат и двух изобар. Для сжатия и расширения газа используются турбомашинны.

2. С периодическими, нестационарными процессами, осуществляемыми машинами поршневого типа. Используется цикл Стирлинга, состоящий из двух изохор и двух изотерм и его модификации.

В обычных ГКТТ нагрев и охлаждение газа осуществляется в основном в компрессоре и детандере. Для получения очень низких температур в холодильных установках или высоких в ТНУ это требует очень высокой степени сжатия и соответственно расширения, что является существенным недостатком обычных ГКТТ.

Использование в качестве рабочего тела газа позволяет произвольно выбирать давления на нижнем и верхнем уровне, работать в любом диапазоне температур  $T_H - T_B$ , обеспечивать отвод теплоты от объектов при любом законе изменения температуры, что является преимуществом ГКТТ.

При температурах  $T_H > 120$  К в качестве рабочего тела применяется воздух, при  $T_H < 120$  К – гелий, водород, неон.

## 5.2. Идеальный газовый трансформатор теплоты

Идеальный ГКТТ состоит из следующих основных элементов (рис. 5.1): компрессора КМ, детандера ДТ, охладителя ОХ, нагревателя Н.

Цикл идеального ГКТТ совершается в следующей последовательности. Газ поступает в компрессор с температурой  $T_1$ , давлением  $P_H$  и сжимается в изоэнтропном процессе 1–2 до давления  $P_B$ . При этом его температура повышается до  $T_2$ . Затем газ подается в охладитель, где от него в изобарном процессе 2–3 отводится теплота  $q_{ох}$  и его температура снижается до  $T_3$ .

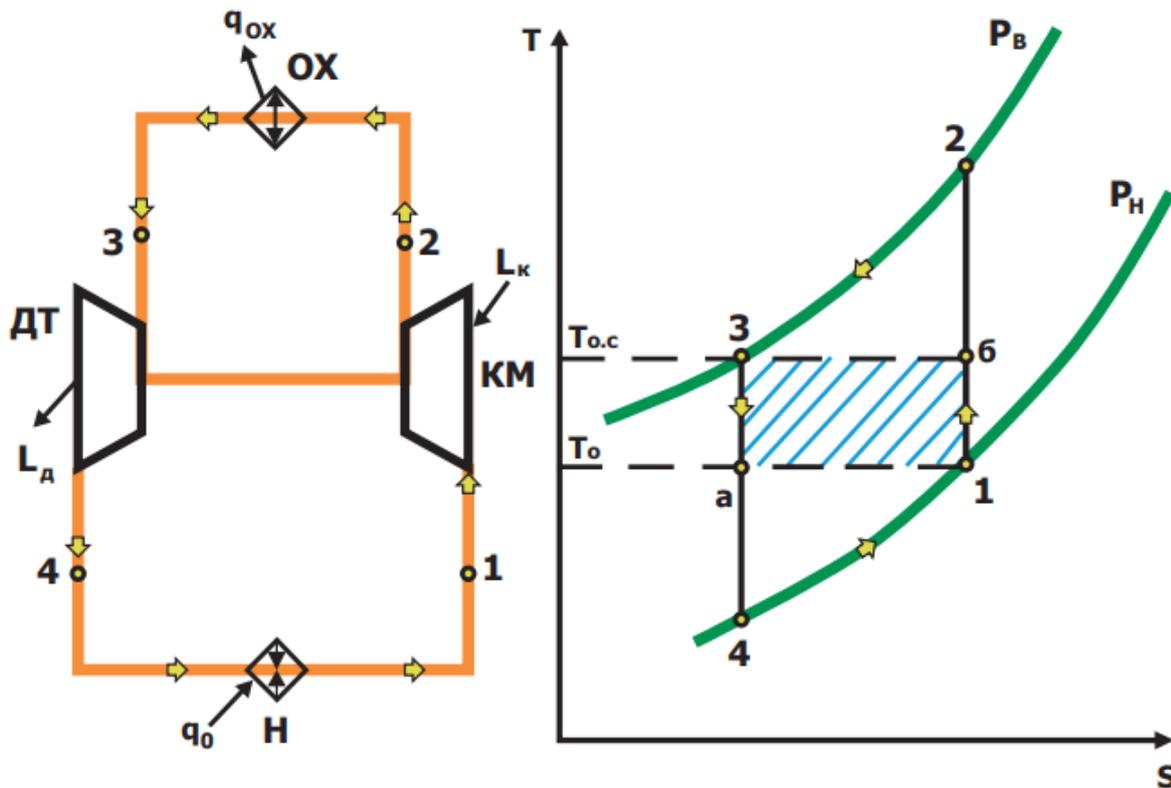


Рис. 5.1. Схема и цикл идеального ГКТТ

Далее газ поступает в детандер, где в процессе расширения 3–4 его температура уменьшается до  $T_4$ , а давление — до  $P_H$ . При расширении газа вырабатывается работа  $l_d$ . После чего газ направляется в теплообменник — нагреватель, где к нему подводится теплота  $q_0$  от охлаждаемого тела (процесс 4–1).

Температура газа повышается до  $T_1$  и он снова направляется на всасывание компрессора.

Площадь под процессом 4–1 эквивалентна удельной холодопроизводительности цикла:

$$q_0 = h_1 - h_4 = C_p (T_1 - T_4). \quad (5.1)$$

Удельное количество теплоты, отведенной от газа в охладителе:

$$q_{ox} = h_2 - h_3 = C_p (T_2 - T_3). \quad (5.2)$$

Удельная работа, затрачиваемая в цикле:

$$l = q_{ox} - q_0 = (h_2 - h_3) - (h_1 - h_4) = (h_2 - h_1) - (h_3 - h_4) = l_k - l_\delta, \quad (5.3)$$

где  $l_k = h_2 - h_1$  – работа компрессора;  $l_\delta = h_3 - h_4$  – работа детандера.

Массовый расход газа, циркулирующего в цикле:

$$G = Q_{o.\delta} / q_0. \quad (5.4)$$

Холодильный коэффициент цикла (теплоемкость ср газа считаем постоянной):

$$\varepsilon^\Gamma = \frac{q_0}{l} = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)} = \frac{T_1 - T_4}{T_1 \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right) - T_4 \left( \frac{T_3}{T_4} - 1 \right)}.$$

В адиабатных процессах:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{P_\delta}{P_\kappa} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

с учетом этого получим:

$$\varepsilon^\Gamma = \frac{1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{1}{\frac{T_2}{T_0} - 1}. \quad (5.5)$$

Для парокompрессионной машины, работающей в интервале температур  $T_o - T_{oc}$ , идеальным циклом является цикл Карно 1б–3а.

Холодильный коэффициент этого цикла:

$$\varepsilon^n = \frac{T_o}{T_{oc} - T_o} = \frac{1}{\frac{T_{oc}}{T_o} - 1}. \quad (5.6)$$

Так как  $T_2 > T_{oc}$ , то  $\varepsilon^\Pi > \varepsilon^\Gamma$ .

Эксергетический КПД идеального цикла ГКТТ:

$$\eta_e^\Gamma = \frac{e_{вых}}{e_{ex}} = \frac{q_o(\tau_q)_o}{l_k - l_\delta} = \varepsilon^\Gamma(\tau_q)_o \quad (5.7)$$

ниже эксергетического КПД идеального цикла ПКТТ:

$$\eta_e^\Pi = \varepsilon^n(\tau_q)_o.$$

Экономичность идеального ГКТТ ниже экономичности идеального ПКТТ, что связано с необратимостью процессов 4–1 и 2–3.

### 5.3. Газовый компрессионный трансформатор теплоты с регенерацией

Как уже отмечалось, существенным недостатком обычных ГКТТ являются высокие степени расширения и сжатия, так как нагрев и охлаждение газа осуществляется, соответственно, в компрессоре и детандере.

Для снижения степени сжатия и расширения применяется внутрицикловой обмен теплотой – регенерация между нагревающимся потоком газа, идущим в компрессор, и охлаждающимся при этом потоком газа, выходящим из охладителя.

Рассмотрим схему ГКТТ с регенерацией с изобарным теплообменом и его цикл в  $T-S$  – диаграмме (рис. 5.2). Влияние регенерации в принципе такое же и для цикла с отводом и подводом теплоты по изотермам, который осуществляется в газовых установках, работающих по циклу Стирлинга.

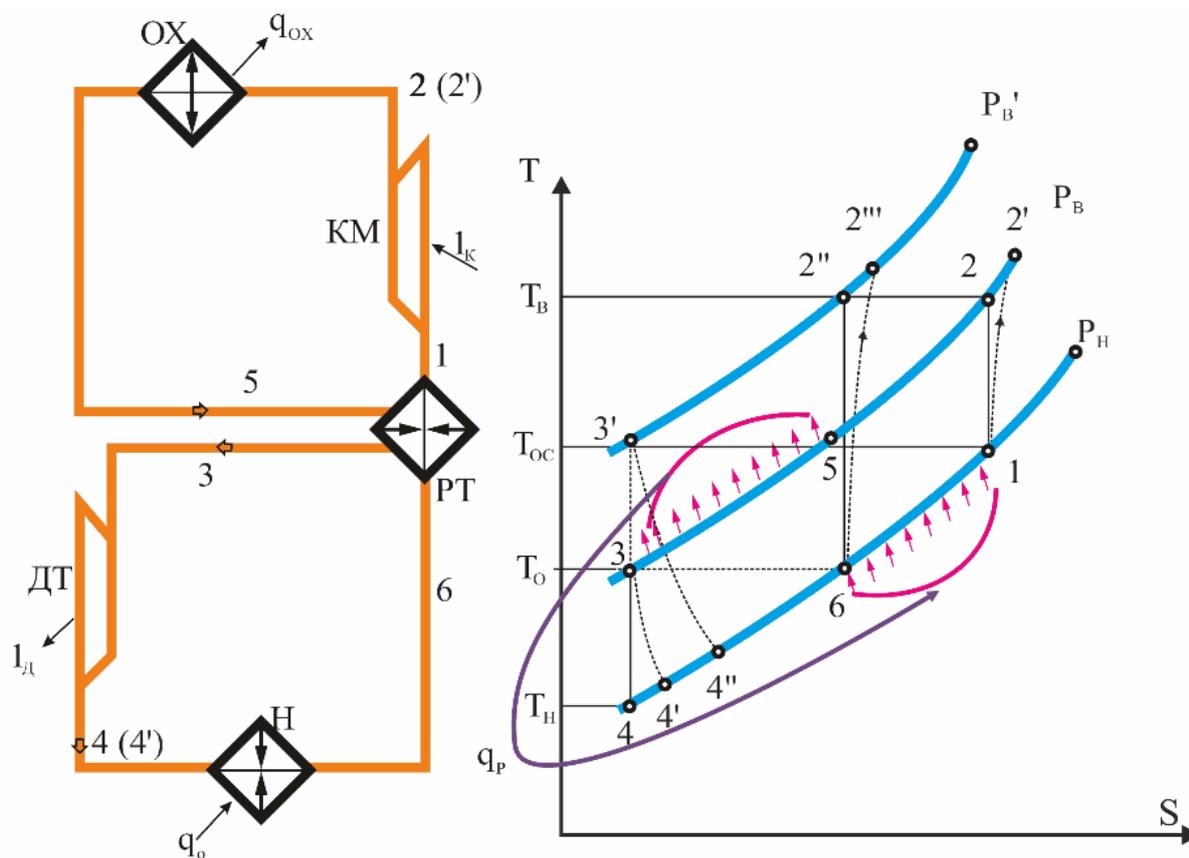


Рис. 5.2. Схема и цикл ГКТТ с регенерацией

Рассмотрим теоретический цикл с регенерацией 12341. В регенеративном теплообменнике РТ происходит дополнительное охлаждение потока газа, выходящего из охладителя в процессе 5–3 до температуры  $T_3$ . Отведенная теплота регенерации  $q_p$  от «прямого» потока передается в регенераторе потоку газа, поступающему в компрессор, который дополнительно нагревается в процессе 6–1 до температуры  $T_1$ .

На рис. 5.2. обозначены:

12341 – теоретический цикл ГКТТ с регенерацией;

12'34'1 – цикл ГКТТ с регенерацией с учетом потерь энергии в компрессоре и детандере;

62"3'46 – теоретический цикл ГКТТ без регенерации;

62"'3'4"6 – цикл ГКТТ без регенерации с учетом потерь в компрессоре и детандере.

В регенеративном цикле повышение потенциала теплоты от температуры  $T_0$  до  $T_B$  осуществляется частично в регенераторе от  $T_6=T_0$  до  $T_1=T_{0.c}$  и частично в компрессоре от  $T_1=T_{0.c}$  до  $T_2=T_B$  в процессе сжатия 1–2 за счет подведенной работы  $l_k$ .

В цикле без регенерации все повышение потенциала теплоты от температуры  $T_0$  до  $T_B$  осуществляется в компрессоре в процессе 6–2". Поэтому степень сжатия и расширения у циклов с регенерацией существенно меньше, чем в циклах без регенерации ( $P_6/P_H < P_6'/P_H$ ). Это вызывает увеличение массы и габаритов нерегенеративной машины и ухудшение показателей ее работы.

Холодильный коэффициент теоретического регенеративного цикла:

$$\varepsilon^p = \frac{q_o}{q_{ox} - q_o} = \frac{h_6 - h_4}{(h_2 - h_5) - (h_6 - h_4)} \quad (5.8)$$

численно равен  $\varepsilon^p$  теоретического нерегенеративного цикла.

Однако учет влияния потерь, возникающих в детандере и компрессоре, показывает, что регенеративный трансформатор теплоты является более выгодным. При одинаковых значениях  $\eta_d$  удельная холодопроизводительность цикла с регенерацией выше, чем у цикла без регенерации:

$$q_o^p = (h_6 - h_{4'}) > q_o = h_6 - h_4'.$$

Эксергетические КПД идеальных газовых циклов с регенерацией и без нее, работающих в одинаковых температурных условиях, равны. Величина КПД

$$\eta_e = \frac{(T_{o.c}/T_o) - 1}{(T_2/T_o) - 1} = \frac{T_{o.c} - T_o}{T_2 - T_o}. \quad (5.9)$$

Итак, в идеальном случае введение регенерации позволяет снизить степени сжатия и расширения, но не улучшает энергетических показателей процессов.

На практике, как правило, применяются ГКТТ с регенерацией, несмотря на то, что регенерация создает некоторые дополнительные потери, например, гидравлические в регенеративном теплообменнике и потери от необратимости теплообмена в нем, приводит к удорожанию установки и некоторому снижению ее надежности.

Регенератор газовых холодильных установок должен обладать хорошей теплоемкостью массы материала с развитой наружной поверхностью и малым гидравлическим сопротивлением.

Через регенератор, заполненный такой насадкой попеременно в противоположных направлениях, пропускают теплый и холодный потоки. При непрерывном нагревании и охлаждении газов необходимы два регенератора с соответствующими переключениями. Применяют насадки:

- из гофрированных алюминиевых лент двумя свернутыми спиралями с продольными прорезями для уменьшения теплопередачи поперек ленты; галеты накладывают горизонтально одна на другую и воздух проходит по каналам, оборудованным гофрами;

- из камней (насыпная насадка) – применяется в крупных установках; объем такого регенератора примерно в четыре раза, а диаметр в два раза больше, чем с алюминиевыми насадками, однако из-за большей теплоемкости общей массы насадки переключения делаются в четыре раза реже (один раз в 12 минут вместо трех минут);

- из тонкой металлической проволоки (сетки и др.).

## **ГЛАВА 6. ГАЗОЖИДКОСТНЫЕ КОМПРЕССИОННЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛОТЫ**

### **6.1. Особенности газожидкостных трансформаторов теплоты**

Процессы в криогенных и некоторых низкотемпературных холодильных установках связаны с изменением состояния рабочего тела, охватывающим не только область жидкости и пара, но и газа, а иногда и твердого тела. Для сохранения отношения давлений в приемлемых границах на практике в

газожидкостных трансформаторах теплоты ГЖКТТ всегда используется регенерация; иногда регенерация сочетается с каскадом.

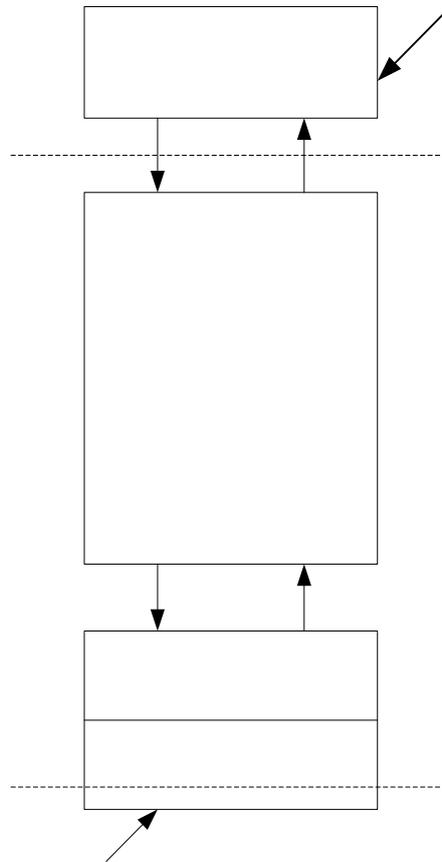


Рис. 6.1. Структурная схема рефрижератора

Особенности ГЖКТТ следующие:

1. Процесс регенерации теплоты, проводимый в большом интервале температур, оказывает существенное влияние на работу всех элементов установки, поэтому его оптимизации уделяется особое внимание.

2. По сравнению с ПКТТ, работающими при значительно более высоких температурах  $T_0$ , в газожидкостных выбор рабочего тела весьма ограничен.

3. В отличие от ПКТТ, где давление  $P_k$  прямого потока определяется температурой конденсации, в ГЖКТТ оно может иметь самые различные значения, в том числе и сверхкритические.

Структура ГЖКТТ, как и ГКТТ, может быть представлена единой схемой (рис. 6.1), содержащей ступени одинакового назначения.

Верхняя ступень СПТ, расположенная над уровнем  $T_{0,c}$ , предназначена для подготовки рабочего тела. Ее назначение – обеспечить повышение эксергии

рабочего тела. Это достигается подводом эксергии того или иного вида, чаще всего механической работы, сопровождается повышением давления с  $P_0$  до  $P_v$  и уменьшением энтропии рабочего тела. Ступень, расположенная ниже  $T_{0,c}$ , непосредственно за СПТ, предназначена для предварительного охлаждения рабочего тела СПО в основном путем регенерации теплоты. Необходимость в этой ступени связана с невозможностью или невыгодностью проведения процесса внутреннего охлаждения непосредственно с уровня окружающей среды при большой разнице между  $T_{0,c}$  и  $T_0$ .

В ступени окончательного охлаждения СОО происходит процесс внутреннего охлаждения, обеспечивающий получение наиболее низкой температуры в системе.

Наконец, необходима ступень, в которой использовался бы полученный эффект охлаждения СИО. Назначение этой ступени – отнимать от объекта теплоту  $Q_0$ . Энтропия рабочего тела возрастает. Часть системы, включающая все ступени, расположенные ниже  $T_{0,c}$ , называется криоблоком. ГЖКТТ подразделяются на два вида в зависимости от способа внутреннего охлаждения, применяемого в СОО: с дроссельной СОО и детандерной СОО.

## **6.2. Криорефрижераторы с дроссельной ступенью окончательного охлаждения**

Газожидкостная система охлаждения, основанная на дросселировании, впервые была разработана немецким физиком Карлом Линде. Поэтому рефрижераторный цикл, сочетающий дросселирование с регенеративным теплообменом, часто называется циклом Линде.

Схема цикла Линде и его изображение на  $T-S$  – диаграмме показаны на рисунке 6.2.

Газ при температуре, близкой к  $T_{0,c}$ , и низком давлении  $P_0$  поступает в компрессор КМ, где его давление повышается до  $P_v$ , затем охлаждается в охладителе ОХ до первоначальной температуры. На  $T-S$  – диаграмме процесс 1–2 сжатия и охлаждения газа показан условно как изотермический.

Далее через регенеративный теплообменник РТ газ подается к дроссельному вентилю ДВ. В первый момент пуска сжатый газ дросселируется в ДВ до  $P_0$  и его температура снижается до  $T_4'$ . Охлажденный газ через испаритель И, тепло к которому еще не подводится, поступает в регенеративный теплообменник, в котором нагревается, охлаждая следующую порцию газа до температуры  $T_3'$ , близкой к  $T_4'$ .

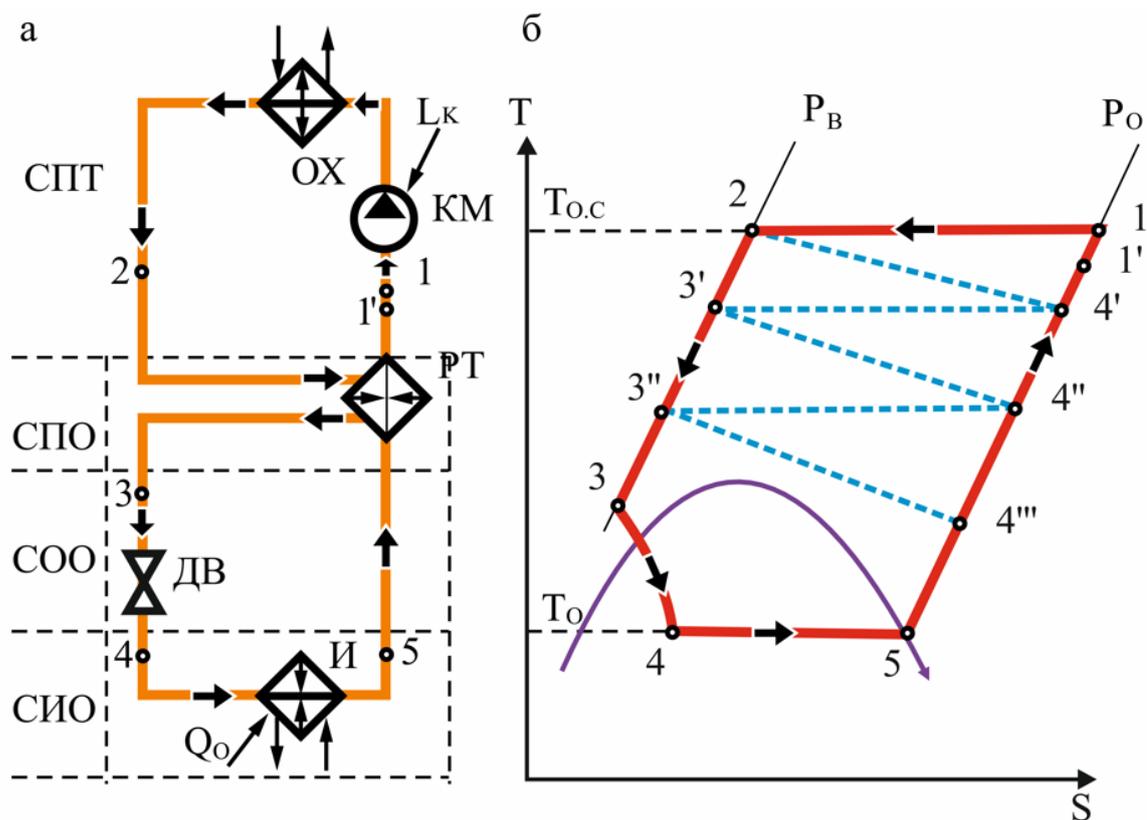


Рис. 6.2. Цикл Линде: а – схема цикла; б – T–S–диаграмма цикла

Газ с этой температурой также используется для охлаждения сжатого газа перед ДВ до  $T_{3''}$ , тогда после дросселирования достигается более низкая температура  $T_{4''}$  и т.д. Через некоторое время газ охлаждается настолько, что дросселирование будет заканчиваться в области влажного пара при  $T_0$ , после чего подключается тепловая нагрузка  $Q_0$  – холодопроизводительность рефрижератора, процесс 4–5.

При анализе рефрижератора, работающего по циклу Линде, важное значение имеют характеристики процесса дросселирования.

Как известно, эффект дросселирования характеризуется дифференциальным эффектом Джоуля–Томсона  $\alpha_i = (\partial T / \partial P)_i$ . В зависимости от природы газа и параметров проведения процесса температура может понижаться ( $\partial T < 0$ ),  $\alpha_i > 0$ ; повышаться ( $\partial T > 0$ ),  $\alpha_i < 0$  или оставаться неизменной ( $\partial T = 0$ ),  $\alpha_i = 0$  – режим инверсии.

При  $\alpha_i > 0$  и данном конечном давлении охлаждение тем больше, чем выше начальное давление; максимальное охлаждение достигается при дросселировании от начального давления, лежащего на кривой инверсии. Для воздуха при  $T_{0,c}$  это давление составляет около 42 МПа. Дальнейшее повышение давления приводит к понижению охлаждающего эффекта.

## Основные энергетические показатели

Составим энергетический баланс криорефрижератора Линде. В отличие от холодильных установок, для которых в баланс включается вся установка, при расчете и анализе криогенных установок целесообразно рассматривать криоблок без СПТ, проводя границу системы по  $T_{0.c}$ .

На единицу расхода газа баланс будет иметь вид:

$$h_2 + q_0 + q_{из} = h_1 \quad (6.1)$$

или

$$h_1 - h_2 = q_0 + q_{из}.$$

Заменяем энтальпию  $h_1$  газа, выходящего из теплообменника, равной ей величиной  $h_1 - \Delta h_n$ , где  $\Delta h_n$  называется недорекуперацией. Величина  $\Delta h_n$  определяется наличием конечной разности температур  $\Delta T_n = T_2 - T_1$ , вследствие которой обратный поток выходит из теплообменника более холодным, чем он был бы при идеальном теплообменнике, когда  $T_1 \rightarrow T_2 = T_1$ .

Величина  $q_{из}$  представляет собой значение потерь холода через изоляцию.

Можно записать

$$h_1 - h_2 - \Delta h_n = q_0 + q_{из}. \quad (6.2)$$

Величина  $h_1 - h_2$  представляет собой разность энтальпий газа при давлениях  $P_0$  и  $P_v$  и одной и той же температуре  $T_{0.c}$ . Она называется изотермическим дроссель-эффектом и обозначается как  $\Delta h_T$ . Эта величина характеризует дроссель-эффект в тепловых единицах и изменяется по тем же закономерностям, что и  $\alpha_i$ .

В технике низких температур изотермический дроссель-эффект служит важной расчетной величиной. Он измеряется количеством теплоты, которое надо в процессе дросселирования подвести к рабочему телу ( $\Delta h_T > 0$ ) или отвести от него ( $\Delta h_T < 0$ ), чтобы температура в конце процесса была равна начальной.

Второй процесс не может использоваться как холодильный, так как количество вносимой потоком рабочего тела энергии больше, чем выносимой.

Используя  $\Delta h_T$ , получаем энергетический баланс рефрижератора Линде в виде

$$\Delta h_T - \Delta h_n - q_{из} = q_0. \quad (6.3)$$

Из уравнения (6.3) следует, что чем больше  $\Delta h_T$ , тем выше удельная холодопроизводительность. Поэтому давление  $P_B$  начала дросселирования в цикле Линде не должно превышать давление инверсии  $P_{инв}$  при  $T_{о.с.}$

Эксергетический КПД  $\eta_e$  криоблока составляет порядка 10% и определится как отношение полученной эксергетической холодопроизводительности  $q_e = q_0 (\tau_q)_o$  к затрате эксергии

$$\eta_e = \frac{q_e}{e_2 - e_1}. \quad (6.4)$$

Величина  $e_2 - e_1$  представляет собой изотермическую работу сжатия 1 кг криоагента с  $P_0$  до  $P_B$ .

С учетом изотермического  $\eta_{из.к}$  и электромеханического  $\eta_{эм.к}$  КПД компрессора она составит:

$$I_k = \frac{e_2 - e_1}{\eta_{из.к} \eta_{эм.к}} \quad (6.5)$$

Отсюда эксергетический КПД всей установки

$$\eta_e = \frac{q_e}{(e_2 - e_1) \frac{1}{\eta_{из.к} \cdot \eta_{эм.к}}}. \quad (6.6)$$

### 6.3. Криорефрижераторы с детандерной ступенью окончательного охлаждения

В СОО может применяться не только дросселирование, но и расширение в детандере. Такой рефрижератор впервые был предложен Сименсом. Схема цикла Сименса и его изображение на T-S-диаграмме показаны на рисунке 6.3.

Отличие цикла Сименса от цикла Линде состоит только в том, что процесс в СОО протекает с отдачей внешней работы по политропе 3-4, лежащей между изоэнтропой 3-4' (идеальный детандер) и изоэнтальпной 3-4" (дроссель). Соответственно, при прочих равных условиях эффективность рефрижератора Сименса, определяемая разностью  $h_5 - h_4$ , будет выше, чем рефрижератора Линде, поскольку  $(h_5 - h_{4'}) < (h_5 - h_4)$ . Эта разница будет тем больше, чем выше  $T_3$ . Поэтому при работе на многокомпонентных смесях, когда  $\Delta T_{3-5}$  очень мала, предпочтительнее более простая схема Линде. При

более низких температурах, где смеси неприменимы, предпочтительнее схема Сименса (в области температур ниже азотных).

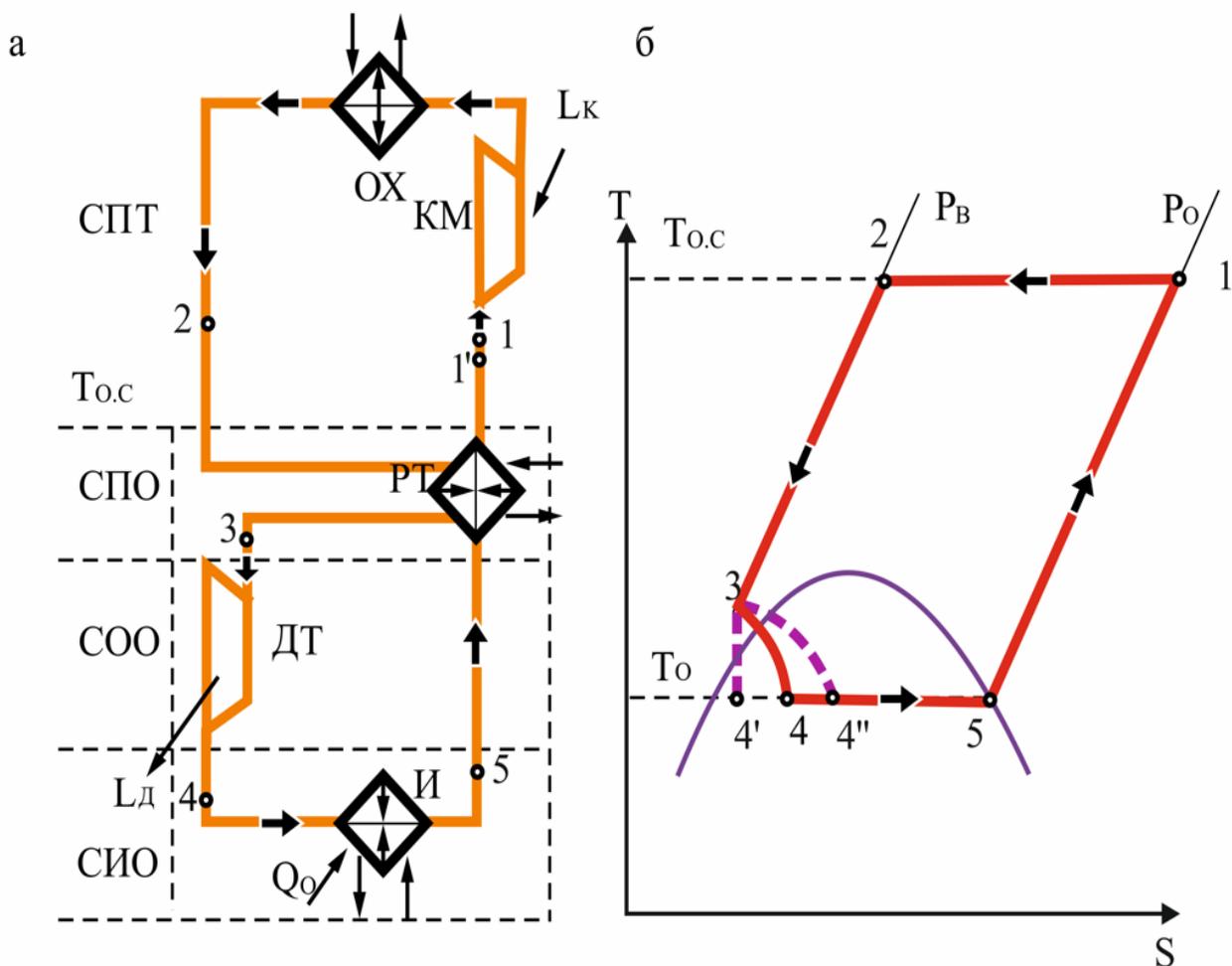


Рис. 6.3. Цикл Сименса: а–схема цикла; б– T–S–диаграмма цикла

Энергетический баланс рефрижератора Сименса

$$\Delta h_T + \Delta h_o - \Delta h_n - q_{из} = q_o. \quad (6.7)$$

Уравнение (6.7) отличается от (6.3) величиной  $\Delta h_o$ , отражающей холодопроизводительность детандера  $\Delta h_o = \Delta h_{3-4}$ . Это означает, что установка Сименса может работать и на таких рабочих телах (водород, гелий, неон), у которых при  $T_{o.c}$  значение  $\Delta h_T < 0$ . Нужно только, чтобы  $\Delta h_T + \Delta h_o > 0$ . Рефрижераторы с детандерной СОО используются для криостатирования на уровне водородно–неоновых и гелиевых температур.

Существуют и другие, наряду с приведенными, варианты внешнего и внутреннего охлаждения.

Рефрижераторы с детандерной СОО могут иметь КПД на 30–40% относительно более высокий, чем системы на базе ступени Линде, однако уступают им по надежности и стоимости.

## ГЛАВА 7. СИСТЕМЫ ОЖИЖЕНИЯ И НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО РАЗДЕЛЕНИЯ ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ

### 7.1. Особенности систем. Процессы ожижения и замораживания газов

Технические системы, предназначенные для получения ожиженных, замороженных и шугообразных веществ (при  $T \ll T_{o.c}$ ), газообразных при  $T_{o.c}$ , относятся к системам класса L.

Системы класса D предназначены для низкотемпературного разделения смесей на чистые компоненты или фракции. Продукты разделения могут быть как в конденсированном состоянии при  $T \ll T_{o.c}$  (класс LD), так и газообразном при параметрах окружающей среды (класс D).

Системы отмеченных классов имеют много специфических признаков. Они обязательно включают либо простой разомкнутый процесс, либо квазицикл и являются всегда открытыми термодинамическими системами.

Все системы L, D и LD представляют собой не что иное, как сочетание двух подсистем. Первая – трансформатор теплоты того или иного вида, вторая – технологическая часть установки, в которой совершается либо перевод вещества в конденсированное состояние (L – системы), либо разделение смеси (D – системы), либо и то и другое (LD – системы).

Ожиженные и замороженные газы ( $O_2$ ,  $N_2$ ,  $CO_2$ ,  $CH_4$ ,  $Ne$ ,  $He$ ) широко применяются в качестве хладоагентов. Жидкий кислород, водород, фтор и др. используются в технике как горючее и окислители в реактивных двигателях. Большинство промышленных газов ожижается для транспортировки и хранения.

Процессы, непосредственно связанные с ожижением и замораживанием газов, являются весьма энергоемкими. Например, электрическая мощность установки производительностью 1 т/ч составляет: для сухого льда  $CO_2$  125–150 кВт, жидкого кислорода 1200 – 1500 кВт, жидкого водорода  $(60 - 80) \cdot 10^3$  кВт. Эксергетический КПД таких процессов  $\eta_e$  не превышает 20–25%, а в ряде случаев 10%.

Структура L–систем состоит из тех же ступеней: СПТ, СПО, СОО и СИО. Ступень окончательного охлаждения может выполняться в виде дросселя или детандера.

## 7.2. Ожижители с дроссельной ступенью окончательного охлаждения

Схема ожижителя Линде и протекающие в нем процессы в T–S – диаграмме изображены на рисунке 7.1.

Данная схема отличается от схемы соответствующего рефрижератора (рис. 6.2) тем, что в СИО вместо испарителя используется сепаратор, в котором ожиженная часть газа отделяется и выводится из контура. Это приводит к еще двум важным отличиям L–системы от R–системы:

- система является открытой, в ней вместо цикла осуществляется квазицикл;
- в СПО прямой m и обратный n потоки становятся неравными; если принять  $G_m=1$ , то  $G_n=1-y$ .

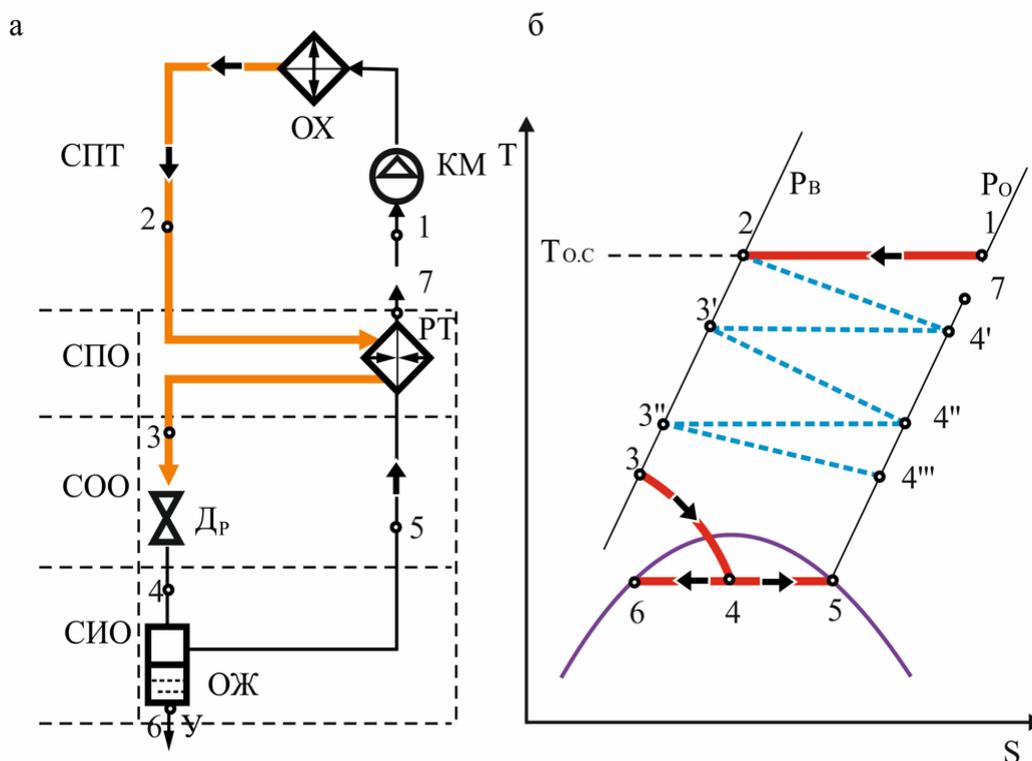


Рис. 7.1. Цикл ожижителя Линде: а–схема цикла; б– T–S–диаграмма цикла

Из уравнения энергетического баланса системы, аналогичной (6.1):

$$h_2 + q_{из} = y \cdot h_6 + (1 - y) \cdot h_7 \quad (7.1)$$

находится ожиженная часть газа:

$$y = \frac{(h_7 - h_2 - q_{из})}{(h_7 - h_6)}. \quad (7.2)$$

Эксергетический КПД установки с учетом КПД  $\eta_{из.к}$  и  $\eta_{эм.к}$  компрессора:

$$\eta_e = \frac{y \cdot (e_6 - e_1)}{(e_2 - e_1) \cdot \frac{1}{\eta_{из.к} \cdot \eta_{эм.к}}} = \frac{y \cdot l_{ож}}{e_2 - e_1 + \sum d_k}, \quad (7.3)$$

где  $l_{ож} = e_6 - e_1$  – минимальная работа ожижения,  $\sum d_k$  – суммарные потери эксергии в компрессоре.

В таблице 7 приведены данные для идеализированных процессов (отсутствуют потери внутри цикла,  $\eta_{из.к}=1$ ,  $q_{из}=0$ ) ожижения различных криоагентов ( $p_m=20$  МПа,  $p_n=0,1$  МПа,  $T_{о.с}=300$  К).

Таблица 7

Ожижаемый криоагент	Доля жидкости, у, %	КПД системы $\eta_e$ , %
Азот	7,1	15,7
Воздух	7,9	12,9
Аргон	11,5	16,8
Метан	19,8	27,6

Как видно из данных таблицы, значения  $\eta_e$  невелики, а с учетом потерь в компрессоре не превышают 7–15 %.

Наибольшие потери энергии в системе относятся к СПТ (компрессор + охладитель) – около 40 % от расхода энергии на компрессор.

Основные потери в криоблоке связаны с дросселированием в СОО – 35–40 %. В СПО потери составляют порядка 10%, что объясняется наличием значительной разности температур  $\Delta T_{3-5}$  на холодном конце регенеративного теплообменника. Так, например, для воздуха  $\Delta T_{3-5}=90$  К.

Возможности повышения  $\eta_e$  ожижителей Линде без введения существенных изменений в СПО ограничены, так как связаны в основном с совершенствованием компрессора.

Использование многокомпонентных смесей, дающих большой эффект в дроссельных R–системах, в ожижителях исключено, так как состав рабочего тела не может отличаться от состава ожижаемого криоагента.



Снижение потерь в теплообменнике, а также более низкая температура перед дросселем приводят к значительному улучшению энергетических показателей системы.

При ожижении водорода и гелия их предварительно охлаждают до температуры ниже 90К и 20К, соответственно (для исключения отрицательного дроссель-эффекта). В качестве хладагентов для предварительного охлаждения используются криоагенты с низкими  $T_s$ . При ожижении водорода применяется жидкий азот, а для гелия – предварительно ожиженный водород или неон.

#### 7.4. Ожижитель Клода с внутренним охлаждением в ступени предварительного охлаждения

Дополнительное охлаждение ожижаемого газа в СПО можно проводить с применением внутреннего охлаждения при помощи детандеров. Преимуществом таких процессов является то, что в них может использоваться в качестве рабочего тела часть ожижаемого газа; отсутствие дополнительных хладагентов позволяет значительно упростить установку.

Схема и изображение процессов на  $T-S$ -диаграмме  $L$ -систем Клода приведены на рисунке 7.3.

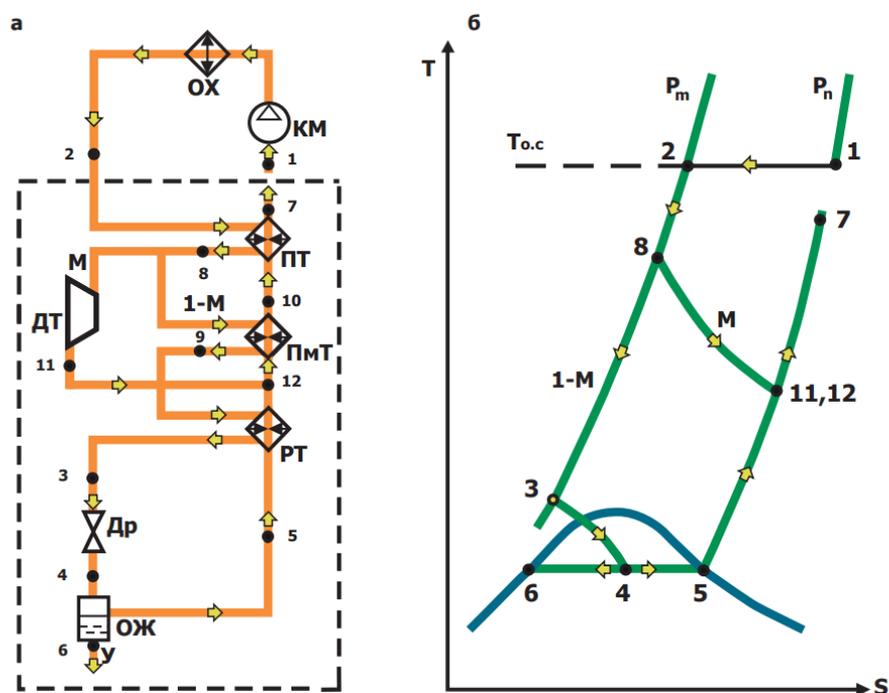


Рис. 7.3. Ожижитель Клода:  
а – схема ожижителя; б –  $T-S$ -диаграмма квазицикла

Сжатый газ после компрессора КМ и охладителя ОХ поступает в предварительный теплообменник ПТ, где охлаждается обратным потоком расширенного газа до температуры  $T_8$ , после чего газ разделяется на два потока. Часть газа  $(1 - M)$  проходит через промежуточный теплообменник ПмТ, основной РТ и после охлаждения дросселируется до давления  $P_n$ . Полученная после дросселирования доля жидкости  $y$  выводится из отделителя жидкости ОЖ. Отвод некоторой части  $M$  прямого потока  $m$  в детандер ДТ позволяет охладить оставшееся  $(1 - M)$  количество сжатого газа в теплообменниках ПмТ и РТ до более низких температур, чем в квазицикле Линде. Это приводит к уменьшению разности температур в этих теплообменниках.

Доля газа  $M$ , направляемого в ДТ, принимается возможно большей, но при условии, чтобы минимальная разность температур  $\Delta T_{m-n}$  была не менее 3–4 К. В этом случае значение  $y$  будет наибольшим. Эксергетический КПД установки Клода

$$\eta_e = \frac{y \cdot (e_6 - e_1)}{(e_2 - e_1) / (\eta_{из.к} \cdot \eta_{эм.к}) - M \cdot \Delta h_0 \cdot \eta_{эм.д}}, \quad (7.4)$$

достигает 30 %.

На практике находят применение также другие схемы квазициклов ожижения газов с внутренним охлаждением в СПО посредством детандера, например установки Гейландта и Капицы.

### 7.5. Ожижитель Капицы

При уменьшении давления сжатого газа  $P_m$  для получения оптимальных энергетических показателей необходимо снижать температуру газа  $T_8$  перед детандером. Температуру можно снижать до тех пор, пока газ на выходе из детандера не достигнет состояния сухого насыщенного пара. Осуществление этого процесса стало возможным после разработки П. Л. Капицей турбодетандера нового типа, позволяющего получить в области близкой к кривой насыщения, КПД  $\eta_{ад}=0,8-0,86$ .

Схема квазицикла Капицы и его изображение в  $T-S$ -диаграмме показаны на рисунке 7.4.

Воздух сжимается в турбокомпрессоре до 0,5–0,7 МПа и после охлаждения в охладителе в состоянии точки 2 поступает в регенеративный теплообменник. После охлаждения газом обратного потока до температуры  $T_8$



Наряду с ожижением газа стали более широко применяться в технике твердые криоагенты. Небольшие количества низкокипящих газов переводятся в твердое состояние обычно внешним охлаждением предварительно ожиженного газа в ванне с каким-либо жидким кипящим криоагентом. В качестве криоагента может использоваться другой газ (например, водород для замораживания азота), кипящий при температуре ниже точки затвердевания замораживаемого газа. Иногда в качестве хладоагента используется часть того же ожиженного газа, который подвергается замораживанию путем испарения под вакуумом. Ожижение газов, нужных для процесса замораживания, осуществляется одним из способов, описанных выше.

## 7.6. Низкотемпературное разделение газовых смесей

Различные газы с нужными параметрами, применяемые в промышленности, ни в природе, ни в технологических процессах не встречаются. Их получение связано с процессами разделения газовых смесей. Так, например, продуктами разделения воздуха являются: кислород, азот, неон, криптон, аргон, ксенон; природного газа – гелий, метан, этан, пропан, бутан. Газовые смеси и получаемые из них продукты весьма разнообразны по физическим и химическим свойствам.

Все методы разделения газовых смесей основаны на использовании тех или иных отличий в свойствах веществ, входящих в смесь. Большинство известных методов (гравитационный – основанный на использовании разницы в молекулярных массах газов, химический – осуществляется связывание путем химических реакций некоторых частей смеси, диффузионный – основан на различной проницаемости тонких перегородок для тех или иных компонентов газовой смеси и другие) экономически невыгодны или находятся в стадии разработки.

Преобладающее место в промышленности нашли различные варианты конденсационно-испарительного метода разделения, основанного на использовании разницы в составах равновесных паровой и жидкой фаз разделяемой смеси. При этом используются три вида данного метода: непрерывное испарение смеси, непрерывная конденсация и ректификация. Во всех случаях проведение этих процессов при  $T < T_{0,c}$  возможно только посредством трансформаторов теплоты.

Среди технических методов конденсационно–испарительного низкотемпературного разделения наиболее широко применяется ректификация.

Схема ректификационной колонны приведена на рисунке 7.5.

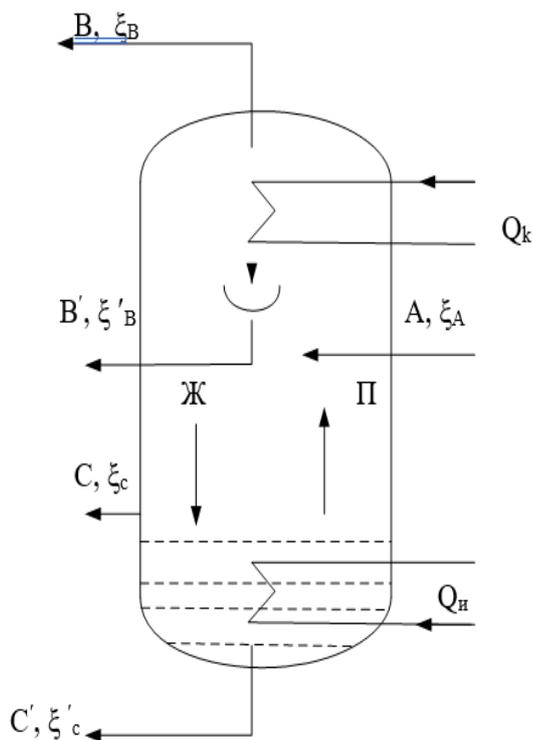


Рис.7.5. Схема ректификационной колонны

Разделяемая смесь в количестве  $A$  поступает в среднюю часть колонны в виде сухого, влажного пара или в виде жидкости.

В испарителе, расположенном в нижней части колонны, к жидкой смеси подводится теплота  $Q_{и}$  при температуре  $T_{и}$ . В результате часть жидкости, стекающей сверху, испаряется, а образовавшийся пар  $\Pi$  поднимается по колонне. В установленном наверху конденсаторе отводится теплота  $Q_{к}$  при  $T_{к} < T_{и}$ , при этом часть поднимающегося из колонны пара конденсируется и жидкость стекает обратно в колонну.

Таким образом, в колонне образуется непрерывное противоточное движение пара и жидкости  $\text{Ж}$ . Так как в испарителе больше переходит в пар легкокипящий компонент, находящаяся в испарителе жидкость обогащается труднокипящим компонентом, и ее температура  $T_{и}$  повышается. В конденсаторе, наоборот, в жидкость, стекающую в колонну, переходит больше труднокипящего компонента, а несконденсировавшийся пар обогащается

легкокипящим компонентом, и температура  $T_k$  понижается. Верхняя часть колонны оказывается холоднее, а нижняя – теплее. Таким образом, за счет подвода теплоты в испарителе и отвода в конденсаторе по всей высоте колонны создается разность температур  $\Delta T = T_n - T_k$  и разность концентраций, под действием которых возникает тепломассообмен между паром и жидкостью.

Продукты разделения – легкокипящий и труднокипящий могут выводиться из колонны как в парообразном ( $B, \xi_B, C, \xi_C$ ), так и жидком виде ( $B', \xi'_B, C', \xi'_C$ ).

Энергетический баланс колонны:

$$Ai_A + Q_n + Q_{из} = Ci_C + Vi_B + Q_k$$

или

$$Q_n - Q_k = Ci_C + Vi_B - Ai_A - Q_{из}, \quad (7.5)$$

где  $Q_{из}$  – внешний теплоприток через изоляцию.

Из уравнения (7.5) следует, что при установившемся режиме работы колонны значение правой части будет постоянно. Следовательно, чем больше будет  $Q_n$ , тем больше должна быть и  $Q_k$ .

Рост этих величин приводит к соответствующему увеличению нагрузки трансформатора теплоты, обеспечивающего работу колонны. При проведении процесса ректификации необходимо всегда стремиться к тому, чтобы значения  $Q_n$  и  $Q_k$  на единицу получаемого продукта были минимальными.

## 7.7. Использование в промышленности продуктов разделения воздуха

В различных отраслях промышленности широко применяются кислород и другие продукты разделения воздуха – азот, неон, криптон, ксенон и аргон.

Кислород – активнейший окислитель, что предопределило его широкое использование в черной и цветной металлургии, химической и целлюлозно – бумажной промышленности, ракетно – космической технике, машиностроении.

Производство кислорода начиная с 1950 г. каждые 6 – 7 лет удваивается, и его ежегодный прирост до 1990 г. составлял 12 – 15%. Более 50% кислорода производится в черной металлургии, что позволяет интенсифицировать металлургические процессы и улучшить их технико – экономические показатели. Кислород используют также при выплавке цветных металлов – меди, никеля, цинка, свинца.

Жидкий азот благодаря его нетоксичности, инертности и дешевизне широко используется в качестве криоагента. Значительные количества жидкого азота расходуются при холодных опрессовках и испытаниях кислородного,

водородного и гелиевого оборудования, а также в термобарокамерах, имитирующих условия космического пространства.

Важная область применения жидкого азота – пищевая промышленность. Быстрое охлаждение и замораживание пищевых продуктов путем разбрызгивания азота и последующее их хранение в обогащенной азотом атмосфере обеспечивает сохранение вкусовых качеств и товарного вида продуктов в течение длительного времени.

Жидкий азот применяется также в сельском хозяйстве и медицине для хранения биопродуктов.

В криогенных системах жидкий азот широко используют для охлаждения промежуточных экранов изоляции оборудования, а также для предварительного охлаждения больших масс металла сверхпроводящих магнитов, кабелей, трансформаторов и т.д.

В ряде технологических процессов используется газообразный азот. В химической промышленности азот наряду с кислородом служит исходным веществом для производства аммиака, азотной кислоты, метанола, минеральных удобрений и других химических продуктов. Азот применяют также в качестве защитной инертной среды при переработке нефти.

Аргон, неон, криптон, ксенон – инертные газы. Аргон наряду с азотом используется при выплавке специальных сталей и сплавов, в машиностроении – при сварке металлов. Неон, криптон и ксенон находят широкое применение в электроламповой и радиоэлектронной промышленности, а также при проведении исследований в различных отраслях промышленности.

## **7.8. Низкотемпературная ректификация воздуха**

Охлаждение и ожижение воздуха является предварительным этапом его разделения, осуществляемого в процессе низкотемпературной ректификации.

Ректификация – это процесс разделения жидких смесей при помощи одновременно и многократно повторяемых частичных процессов испарения и конденсации. Воздух в первом приближении можно рассматривать как бинарную смесь, состоящую из азота и кислорода. Температура кипения и конденсации смеси зависит не только от давления, как для чистых компонентов, но и от состава смеси. Температура кипения азота  $T_a = 77,4$  К ниже температуры кипения кислорода  $T_k = 90,19$  К при давлении  $p = 0,1$  МПа. Поэтому чем больше в смеси азота, тем ниже будет температура ее кипения. Другой характерной особенностью бинарных смесей является то, что пар,

находящийся в равновесии с жидкостью, всегда содержит больше вещества с низкой температурой кипения, чем жидкость.

Процесс разделения жидкого воздуха производится в ректификационных колоннах однократной и двукратной ректификации. Воздухоразделительные аппараты однократной ректификации применяются в установках для производства жидкого кислорода. В установках большой производительности применяется двукратная ректификация воздуха, осуществляемая в ректификационных колоннах, каждая из которых может состоять из нескольких аппаратов. Эти колонны вместе со вспомогательным оборудованием располагаются в отдельном теплоизолированном блоке, называемом блоком разделения.

Рассмотрим схему воздухоразделительной установки с однократной ректификацией воздуха (рис. 7.6). Для простоты на схеме показан ожижитель Линде, но точно также может быть использован и любой другой ожижитель.

При разделении воздуха часть процесса ожижения, протекающего в отделителе жидкости и дросселе (отмечена штриховой линией), осуществляется совместно с процессом ректификации.

Сжатый в компрессоре 1 и охлажденный в охладителе П воздух после регенеративного теплообменника III (точка 3') поступает в дроссельный вентиль 1V через змеевик VI, расположенный в нижней части ректификационной колонны V.

В змеевике сжатый воздух дополнительно охлаждается и ожижается, так как температура его кипения выше температуры в нижней части колонны (испарителе), где давление над жидкостью 0,14...0,06 МПа. Полученный жидкий воздух (точка 3) дросселируется до давления в колонне (точка 4) и в качестве разделяемой смеси и флегмы подается на верхнюю тарелку колонны. Таким образом, змеевик служит как бы продолжением теплообменника III.

Теплота испарения  $Q_{и}$  передается жидкости в нижней части колонны от воздуха, который за счет этого ожижается.

Рассматриваемая ректификационная колонна является отгонной (исчерпывающей). Она представляет собой нижнюю часть полной колонны (рис. 7.5), расположенной под уровнем питания. Верхняя укрепляющая (концентрационная) часть, необходимая для получения технически чистого легкокипящего вещества (в данном случае азота), отсутствует. Поэтому из колонны (точка 6) отводится не чистый азот, а пар, равновесный жидкому воздуху в точке 4.

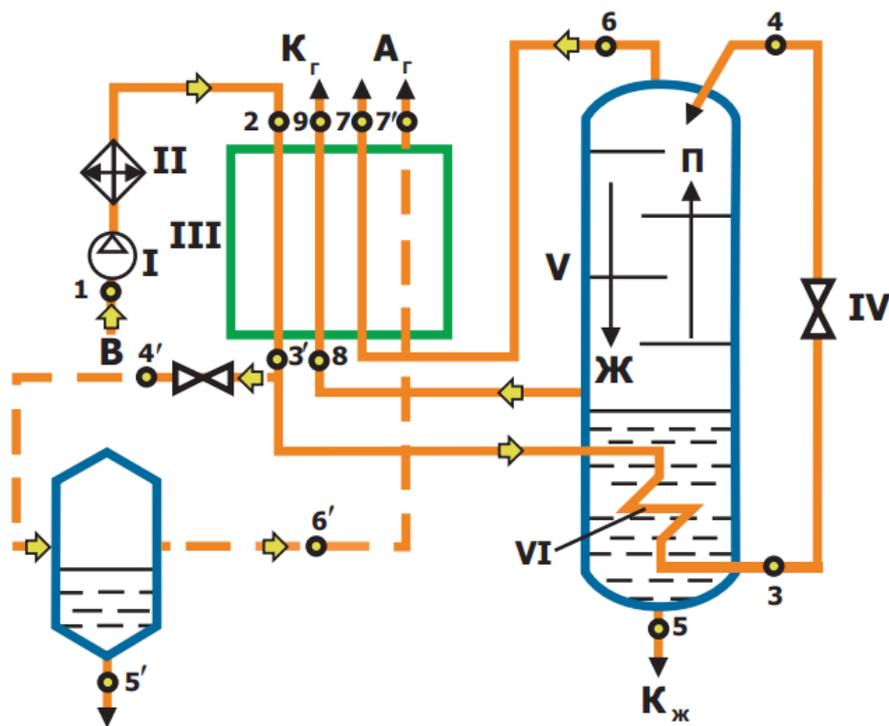


Рис.7.6. Схема однократной ректификации

Так как полное равновесие не достигается, то практически пар, отходящий из колонны, является загрязненным азотом, содержащим около 10–12 % кислорода. Поток загрязненного азота отводят через регенеративный теплообменник противотоком по отношению к поступающему воздуху. В испарителе колонны собирается труднокипящее вещество (в данном случае кислород), которое может быть отведено либо в жидком (точка **5**), либо в газообразном виде (точка **8**).

Колонна играет также роль отделителя жидкости, и количество отводимого кислорода будет определяться тем же уравнением, что и количество жидкости в ожижителе Линде. В колонне однократной ректификации можно получить до  $\frac{2}{3}$  кислорода, содержащегося в воздухе, так как около  $\frac{1}{3}$  его теряется с азотом.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Соколов, Е. Я. Энергетические основы трансформации теплоты и процессов охлаждения [Текст] : учеб. пособие / Е. Я. Соколов, В. М. Бродянский. – Изд. 2-е, перераб. – М.: Энергоиздат, 1981.
2. Мартынов, А. В. Установки для трансформации тепла и охлаждения: Сборник задач [Текст]: учеб. пособие / А. В. Мартынов. – М.: Энергоиздат, 1989.
3. Бараненко, А. В. Холодильные машины [Текст] : учебник / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин и др.; под общей ред. Л. С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 1997.
4. Бродянский, В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа [Текст] / В. М. Бродянский. – М.: Энергия, 1973.
5. Мартыновский, В. С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов [Текст] / В. С. Мартыновский. – М.: Энергия, 1979.
6. Богданов, С. Н. Холодильная техника. Свойства веществ [Текст] / С. Н. Богданов, О. П. Иванов, А. В. Куприянова. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1976.
7. Максимов, Б. Н. Промышленные фторорганические продукты [Текст] : справ. изд / Б. Н. Максимов, В. Г. Барабанов и др. – СПб.: Химия, 1996.
8. Мартынов, А. В. Системы хладоснабжения [Текст] : учеб. пособие / А. В. Мартынов, Н. В. Калинин, Б. Е. Некрасов. – М.: МЭИ, 1999.
9. Янтовский, Е. И. Парокомпрессионные теплонасосные установки [Текст] / Е. И. Янтовский, Ю. В. Пустовалов. – М.: Энергоиздат, 1982.
10. Луканин, П. В., Саунин В. И. Тепловые насосы – состояние и перспективы: тезисы докладов и сообщений V Минского международного форума по тепло- и массообмену (24 – 28 мая 2004) / Институт тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова НАН Беларуси. – Т. 2. – Минск, 2004. – С. 103-105.
11. Луканин П.В., Саунин, В.И. Возможности применения теплонасосных установок на целлюлозных комбинатах // ЦБП и лесохимия: информсборник / ВНИПИЭИлеспром. – М., 1990.
12. Луканин, П. В. Технологические энергоносители предприятий (Низкотемпературные энергоносители) [Текст]: учеб. пособие / П. В. Луканин; М-во образования и науки РФ, СПбГТУРП. – СПб.: СПбГТУРП, 2009. – 116 с.
13. Оборудование нетрадиционной и малой энергетики [Текст]: справочник-каталог. – 2-е изд. / АО ВИЭН. – М., 2000.

14. Строммен И., Бредесен А. М. и др. Холодильные установки, кондиционеры и тепловые насосы для XXI века //Холодильный бизнес. – 2000. – № 5. – С. 8-10.
15. Степанов, И. Р. Перспектива применения теплонасосных установок в районах европейского севера России [Текст] / И. Р. Степанов / Институт физико-технических проблем энергетики Севера. – Апатиты, 1999.
16. The JE A Heat Pump Program and scope for international collaboration //Refrig Clim. Confr. and Energy Conserv.: Proc. Meet. Commiss. E2, E1, B1/B2, Melbourne, Febr. 11 – 14, 1996/ Jnt. Jnst. Refrig. Paris, 1996. – P. 23-30.
17. Калнинь, И. М. Бизнес и инвестиции в области возобновляемых источников энергии в России // Холодильная техника. – 1997. – № 7. – С. 2-4.
18. Сильман, М. А. Продукция московского завода "Компрессор". Тепловые насосы// Холодильная техника. – 2000. – № 9. – С. 20-21.
19. Луканин, П. В. Использование низкотемпературного тепла на целлюлозно-бумажных предприятиях // Актуальные вопросы развития ЦБП России. Тренды и новейшие технологии: материалы 3-й Международной технической конференции. – СПб., 2008. – С. 21-25.
20. Луканин, П. В. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок [Текст]: учебное пособие / П. В. Луканин, В. Г. Казаков, О. С. Смирнова; Министерство образования и науки Российской Федерации, Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров. – Санкт-Петербург: СПГТУ РП, 2011. – 93с.: ил.; 20 см. – Библиогр.: с.91. – 200 экз.

**ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Технические характеристики парокомпрессионных  
холодильных машин (одноступенчатых) наибольшей  
холодопроизводительности**

Типоразмер	Холодопроизводительность $Q_0$ , кВт	Диапазон температур кипения $t_0$ , °С	Масса, кг	Компрессор	Мощность электродвигателя, кВт	Тип конденсатора поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	Завод – изготовитель
1	2	3	4	5	6	7	8
Рабочее тело фреон R 12							
ХМ1-4	5,0	-25 ÷ -5	258	2ФВБС - 4	2,1	Водяной, 2	Мелитопольский завод холодильного машиностр.
ХМ1-6	7	---//---	252	2ФВБС-6	3,1	Водяной, 2,7	---//---
ХМ1-9	10,5	---//---	445	2ФУБС-9	5,0	Водяной, 4,3	---//---
ХМВ1-9	10,5	---//---	420	2ФУБС-9	5,0	Воздушный, 70	---//---
ХМ-ФВ 20/П	18	-15 ÷ 5	1020	ФВ20/П	10,0	Водяной (КТР-9), 9	---//---
ХМ-ФУ 40/П	37,4	-30 ÷ 10	980	ФУ-40	22	Водяной (КТР-18Б), 18	Читинский машиностроительный завод
ХМ-ФУ 40/РЭ	50	-30 ÷ 10	1170	ФУ-40РЭ	30	Водяной (КТР-25А), 25	---//---
ХМ-ФУУ80/ПА	74,4	-30 ÷ 10	1515	ФУУ-80	40	Водяной (КТР-35А), 34,4	---//---
ХМ-ФУУ80/IE	93	-30 ÷ 10	1734	ФУУ-80	55	Водяной (КТР-50Б), 43,4	---//---
ХМ-ФУУ80/IRЭ	100	-30 ÷ 10	1760	ФУУ-80РЭ	55	Водяной (КТР-50Б), 43,4	---//---
Рабочее тело фреон R 22							
1	2	3	4	5	6	7	8
ФМ 22	27,9	-40 ÷ 5	940	22ФВ-22	13	Водяной (КТГФ-6Б), 6,6	Черкесский завод холодильного машиностроения
ФМ 45	55,8	-40 ÷ 5	1150	22ФУ-45	30	Водяной (КТГФ-13Б), 14,0	---//---

ФМ 90	111,6	-40 ÷ 5	2060	22ФУ-90	55	Водяной (КТГФ-26Б), 26,0	---//---
ХМ-22ФУ 200/2	465 при +5°C 910 при -5°C 314 при -10°C	-40 ÷ 5	3305	22ФУ-200	132	Водяной (КФ 130), 108	Московский завод холодильного оборудования «Компрессор»
ХМ-22ФУУ 400/2		-40 ÷ 5	5140	22ФУУ-400	280	Водяной (КФ260), 213	---//---
ХМ-22ФУУ 400/1		-41 ÷ - 17	4868	22ФКК-400	160	Водяной (КФ 130), 108	---//---
Рабочее тело аммиак							
ХМ-АВ22/А2	22,1	-30 ÷ 0	940	АВ-22	10	Водяной (КТГ-6Б), 6,6	Черкесский завод холодильного машиностроения
ХМ-АВ22/В 1	30,8	-30 ÷ 0	940	АВ-22	13	Водяной (КТГ-6Б), 6,6	---//---
ХМ-АУ45/А 2	44,3	-30 ÷ 0	1155	АУ-45	22	Водяной (КТГ-13Б), 14,0	---//---
ХМ-АУ45/А 1	61,6	-30 ÷ 0	1155	АУ-45	30	Водяной (КТГ-13Б), 14,0	---//---
ХМ-АУ90/А 2	88,4	-30 ÷ 0	2060	АУУ-90	40	Водяной (КТГ-26Б), 26	---//---
ХМ-АУУ90/А1	123,2	-30 ÷ 0	2060	АУУ-90	55	Водяной (КТГ-26Б), 26	---//---

## Примечания:

1. Обозначения в типоразмерах: ХМ – холодильная машина; В – воздушное охлаждение; РЭ – электромагнитное регулирование холодопроизводительности.
2. Цифры в середине типоразмера – стандартная (при  $t_0 = -15$  °С и  $t_k = 30$  °С) холодопроизводительность, тыс.ккал/ч; А – автоматизированная; П – 960 об/мин; I – 1400 об/мин.

**ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Характеристика винтовых компрессорных агрегатов  
холодильных машин**

Типоразмер	Холодопроизводительность, кВт	Диапазон температур кипения $t_0$ °С	Масса, кг	Частота вращения $n$ , об/мин	Мощность электродвигателя, кВт	Завод-изготовитель
5ВХ-350/5Ф	407	-45 – -25	4330	2925	160	Казанский компрессорный завод
Рабочее тело аммиак						
АН130-7-6	151	-40	2600		55	Московский завод холодильного машиностроения
АН 260-7-6	310	-40	4400	2950	100	---//---
А 350-7-2	430	-15	3200	2950	160	---//---
А 1400-7-3	1720	-15	9950		650	---//---
А 350-7-0	710	0	3690	2920	200	---//---
5 ВХ-350/2, 6АС	779	-20 ÷ + 5	4100	2925	185	Казанский компрессорный завод
5ВХ-350/4АС	184	-30 ÷ -5	4100	2925	185	---//---
6ВХ700/2, 6АС	300	-45 ÷ -25	5200	2920	100	---//---

Примечание. А – компрессорный агрегат; Н – низкотемпературный; ВХ – винтовой холодильный; первые цифры после букв – холодопроизводительность, тыс.ккал/ч.

**ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Технические характеристики турбохолодильных машин и компрессорных агрегатов**

Типоразмер	Холодопроизводительность, кВт	Диапазон температур кипения $t_0$ , °С	Масса, кг	Компрессор, частота вращения $n$ , об/мин	Мощность электродвигателя, кВт
1	2	3	4	5	6
<b>Рабочее тело фреон</b>					
ХТМФ-125-1000	1396	+2	19515	ТКФ-125, 15000	500
ХТМФ-235М-2000-1	1710	-10	32166	ТКФ-235М, 10500	800
ХТМФ-235М-2000-П	2442	+2	32166	ТКФ-235М, 9500	800
ХТМФ-248-4000-1	3198	-10	78103	ТКФ-248, 7550	1600
ХМТФ-248-4000-П	4477,5	+2	78103	ТКФ-248, 6900	1600
ХТМФ-348-4000	2582	-20	68047	ТКФ-348, 7550	1250
ТХМТ-2000	Теплопроизводительность 2210	+4	26800	-	1000
ТХМТ-4000	9160	+20	60000 (сухая)	Двухступенчатый 6529	3150
ТХМВ-2000-2	2291	+3	27795	3000	800
ТХМВ-4000-2	4650	+2		5525	1600
<b>Рабочее тело воздух</b>					
ТХМ1-25	30	-80	4450	Осевой турбокомпрессор, число ступеней – 7; детандер – осевой	80
ТХМ2-50	60	-5 ÷ -20	-	То же	100
<b>Рабочее тело аммиак</b>					
АТКА-545-5000	6400	-17	20170	ТКА-545, 15000	4000

Окончание приложения 3

1	2	3	4	5	6
АТКА-545-5000П	5350	-12	20170	ТКА-545, 14000	4000
АТКА-735-4000-1	5000	-5	9720	ТКА-735, 15000	1600
АТКА-545-4000-1	5700	-23	20170	ТКА-545, 16280	4000
АТКА-545-6000	8141	-5	20170	ТКА-545, 13680	4000
АТКА-445-6000	7908	-8	51700	-	3150
АТКА-445-8000	10400	0	51700	-	3150
Рабочее тело пропан					
АТКП-435-1600	1710	-38	24000	ТКП-435, 15000	1500
АТКП-235-4000	4070	-5	24000	ТКП-235, 15000	2000
АТКП-335-2000	2310	-25	24000	ТКП-335, 15000	2000
АТП-5/3	5800	-38	8800	-	6300
Завод-изготовитель	Казанский компрессорный завод				

Примечания:

Обозначение в типоразмерах:

АТКА – агрегат турбокомпрессорный аммиачный;

П – пропановый;

ТХМ – машина турбохолодильная;

ТХМФ – холодильная турбокомпрессорная машина фреоновая;

ТХМТ – теплонасосная холодильная машина турбокомпрессорная; ТХМВ

– водоохлаждающая машина.

**ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Технические характеристики пароводяных эжекторных  
холодильных установок**

Характеристика	Типоразмер					
	11Э	11Э/7	15Э	16Э	17Э	18Э
Холодопроизводительность $Q_0$ , кВт	1163	1396	1745	1396	698	349
Хладоноситель (вода пресная): температура на выходе из испарителя $t_0$ , °С	13	13	10	9	9	7
Расход через испаритель	125	125	350	350	175	100
Охлаждающая вода:	пресная	пресная	пресная	морская	морская	морская
Температура на входе в конденсатор $t_{0.в}$ , °С	38	38	28	30	30	28
Расход, м <sup>3</sup> /ч	810	810	1000	1350	700	420
Рабочий пар:						
Давление перед главными эжекторами $P_p$ , Мпа	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,8
Расход, кг/ч	8200	8000	1000	7500	3800	2500
Температура, °С	225	225	225	250	250	250
Тип конденсатора	барометрический		поверхностный			
Масса, кг	5530	6400	15800	15760	10000	4350
Завод - изготовитель	Московский завод холодильного оборудования «Компрессор»					

**ПРИЛОЖЕНИЕ 5. Технические характеристики абсорбционных  
водоаммиачных установок**

Характеристика	АХУ- 2700/10	АХУ- 2500/+1	АВХА- 500/30	АВХМ- 1400/12- I	АВХМ- 1400/12- II	АВХМ- 5500/+1	АВХМ- 3000/34	АВХМ- 7000/10	АВХМ- 2000/34
Холодопроиз- водительность $Q_0$ , МВт	3,14	2,9	0,64	17	16,3	6,4	3,5	8,26	2,33
Температура испарения $t_0$ , °С	-10	+1	-30	-12	-12	+1	-34	-10	-34
Температура охлаждающей воды, ВХОД/ВЫХОД, °С	25/38	25/35	28/38	27/39	27/39	27/39	27/39	27/39	27/39
Температура греющего агента $t_r$ , °С: конвертерный газ пар + газ	137/125 126/122	125/107 -	- -	142/126 -	- 126/122	126/107 -	- -	- 126/122	- -
Давление греющего агента, пар $P_r$ , МПа	-	-	0,45	0,7	0,7	-	0,7	0,45	0,7
Расход греющего агента $G_r$ : конвертерный газ, тыс.м <sup>3</sup> /ч пар + газ, тыс.м <sup>3</sup> /ч пар, т/ч	102,5 9,2 -	205 - -	- - 3,8	417+ 62,4 влаж- ный пар - 38,5	- 37,0 31,2	417+ 37 влаж- ный пар - -	- - 19,2	- 18,6 18,2	- - 12,8
Расход охлажденной воды, м <sup>3</sup> /ч	420	430	250	2750	2640	870	795	1390	535
Холодильный коэффициент $\epsilon$	0,45	0,56	0,29	0,46	0,46	0,52	0,3	0,4	0,32
Масса установки, т	375	370	108	1030	980	490	515	515	270
Завод - изготовитель	Пензенский завод химического машиностроения								

**ПРИЛОЖЕНИЕ 6. Технические характеристики абсорбционных бромистолитиевых установок**

Характеристика	АБХМ-500	АБХМ-1000	АБХМ-2500	АБХМ-5000
Холодопроизводительность, кВт (тыс.ккал/ч)	581 (500)	1163 (1000)	2908 (2500)	5815 (5000)
Температура испарения $t_0$ , °С	+7	+7	+7	+7
Температура охлаждающей воды $t_в$ , °С	26	26	26	26
Температура греющей воды, °С	120	120	120	120
Расход греющей воды, м <sup>3</sup> /ч	40	80	180	350 – 400
Расход охлаждающей воды, м <sup>3</sup> /ч	125	250	750	1250
Давление пара, МПа	-	-	0,15	0,17
Расход греющего пара, т/ч	1,4	2,8	7	14
Холодильный коэффициент, $\epsilon$	0,7	0,7	0,7	0,7
Масса агрегата, т	15,9	26,9	73,6	125,2
Завод - изготовитель	Пензенский завод химического машиностроения			

**ПРИЛОЖЕНИЕ 7. Технические характеристики установок разделения воздуха**

Характеристика	Типоразмер						
	АК-0,135	АК-0,6	К-0,15	К-0,25	К-0,45	К-0,5	АК-1,5
Объемный расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	240	960	960	1317	2743	2743	2370
Давление воздуха, МПа	10,7-19,6	4,5-7,0	4,5-7,0	4,5-7,0	4,5-7,0	4,5-7,0	4,5-7,0
Производительность установки (основной режим): по техническому газообразному кислороду, м <sup>3</sup> /ч	35±5%	87	168	250	465	525	230
Чистота газообразного кислорода не менее, %	99,7	99,7	99,7	99,7	99,7	99,7	99,7
Марка используемого компрессора	402ВП 4/220	305ВП 16/70	305ВП 16/70	2ВМ4 12/65	4ВМ10 50/71	4ВМ10 50/71	4ВМ10 40/70
Потребляемая мощность, кВт, не более	65,7	167	170	302	625	625	438
Общая масса установки (без компрессора), т	10,6	15,0	11,5	16,4	31,0	26,5	22,2
Завод-изготовитель	ОАО «Машиностроительный завод Уралкриотехника»						

Учебное издание

**Луканин Павел Владимирович**  
**Морозов Григорий Алексеевич**

## **Низкотемпературные процессы и установки**

*Учебное пособие*

Редактор и корректор М. Д. Баранова  
Техн. редактор Д. А. Романова

Темплан 2021 г., поз. 5266/21

---

Подписано к печати 26.04.2022.	Формат 60x84/16.	Бумага тип № 1.
Печать офсетная.	Печ.л. 8,6.	Уч.-изд. л. 8,6.
Тираж 30 экз.	Изд. № 5266/21.	Цена «С».
		Заказ №

---

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД,  
198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.