

**MOИ**

---



---

***КНИГА-ПОБЕДИТЕЛЬ***  
**конкурса рукописей**  
**учебной, научно-технической**  
**и справочной литературы по энергетике,**  
**посвященного 90-летию МЭИ**  
**и 100-летию плана ГОЭЛРО**

Книга издана  
при поддержке  
ООО «Газпром энергохолдинг»

---



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

---

НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ «МЭИ»

---

## **ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ЭНЕРГОНОСИТЕЛИ И ЭНЕРГОСИСТЕМЫ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Рекомендовано федеральным учебно-методическим объединением  
в системе высшего образования по укрупненным группам  
специальностей и направлений подготовки  
13.00.00 «Электро- и теплоэнергетика» в качестве учебного издания  
для реализации основных образовательных программ  
высшего образования по направлению подготовки  
13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Москва  
Издательство МЭИ  
2021

УДК 621.5  
ББК 31.3  
Т38

Подготовлено на кафедре промышленных  
теплоэнергетических систем

Рецензенты: Семенов Б.А., д.т.н., проф. ФБОУ ВО СГТУ  
им. Гагарина;  
Шелгинский А.Я., д.т.н., проф. ФГБОУ НИУ «МЭИ»

**Авторы:** Н.В. Калинин, Н.А. Логинова, Е.В. Жигулина,  
Ю.В. Яворовский

Т 38 Технологические энергоносители и энергосистемы предприятий: учебник / Н.В. Калинин, Н.А. Логинова, Е.В. Жигулина и др. – М.: Издательство МЭИ, 2021. – 344 с.

ISBN 978-5-7046-2437-0

Рассматриваются принципы и технические основы создания систем производства и потребления технологических энергоносителей, основы эксплуатации и анализа технологических показателей. Дается представление о современном состоянии изучаемых систем в отечественной и зарубежной промышленности, а также о возможных способах повышения их эффективности с помощью различных методов энергосбережения.

Для подготовки бакалавров по направлению 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

**УДК 621.5**  
**ББК 31.3**

ISBN 978-5-7046-2437-0

© Национальный исследовательский  
университет «МЭИ», 2021

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	7
ВВЕДЕНИЕ.....	9
Глава 1. СИСТЕМЫ ПРОИЗВОДСТВА, РАСПРЕДЕЛЕНИЯ И ПОТРЕБЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЕЙ	13
1.1. Основные понятия и структуры системы.....	13
1.2. Требования к системе и её функции.....	16
1.3. Функции вспомогательных элементов системы.....	17
1.4. Показатели эффективности и целевые функции системы.....	19
Контрольные вопросы.....	28
Глава 2. СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ.....	29
2.1. Структура системы воздухообеспечения.....	30
2.2. Характеристика потребителей сжатого воздуха.....	32
2.3. Показатели эффективности систем воздухообеспечения (СВС)	37
2.4. Режимы воздухопотребления.....	46
2.5. Компрессорное оборудование систем воздухообеспечения....	60
2.6. Технологические схемы компрессорных станций.....	79
2.7. Расчет энергетических показателей компрессорных установок.....	83
2.8. Гидравлический расчет магистрали воздухообеспечения. Методика расчета трубопровода компрессор-потребитель...	94
2.9. Пересчет газодинамических характеристик турбокомпрессора.....	107
2.9.1. Пересчет характеристик нагнетателей.....	108
2.10. Вспомогательное оборудование компрессорных станций	122
2.10.1 Загрязнение сжатого воздуха и устройства очистки....	122
2.10.2. Системы охлаждения воздуха и характеристика теплообменной аппаратуры.....	136
2.10.3. Осушка воздуха на компрессорных станциях.....	146
2.11. Анализ состояния СВС, перспектива совершенствования энергетических и экономических показателей. Сравнение централизации и децентрализации систем воздухообеспечения.....	154
Контрольные вопросы.....	172
Глава 3. СИСТЕМЫ ВОДОСНАБЖЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ.....	173
3.1. Водопотребление промпредприятий и источники воды для его покрытия.....	173
3.2. Схемы систем водоснабжения промпредприятий.....	178
3.3. Основные сооружения систем производственного водоснабжения.....	193

3.3.1. Охлаждающие устройства.....	193
3.3.2. Очистные сооружения систем технического водоснабжения.....	204
3.3.3. Схемы установок по очистке промышленных сточных вод.....	219
3.3.4. Насосные станции систем водоснабжения.....	222
Контрольные вопросы.....	226
Глава 4. СИСТЕМЫ ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ. ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ ОЖИЖЕНИЯ ГАЗОВ.....	227
4.1. Классификация систем хладоснабжения с парокompрессионными установками.....	227
4.2. Особенности систем ожижения газов. Техническая реализация ожижения газов.....	238
4.3. Пути повышения эффективности циклов, доли ожиженного воздуха $u$ и эксергетического КПД $\eta_e$ .....	249
4.4. Пример расчёта цикла Линде.....	259
Контрольные вопросы.....	263
Глава 5. СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ ПРОДУКТАМИ РАЗДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА (ПРВ). ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ ПРВ. СПЕЦИФИКА ПОТРЕБЛЕНИЯ ПРВ.....	264
5.1. Особенности систем обеспечения предприятий ПРВ (в сравнении с другими носителями).....	264
5.2. Состав атмосферного воздуха.....	265
5.3. Маркировка и краткая классификация установок.....	268
5.4. Способы получения кислорода.....	270
5.5. Основы низкотемпературной ректификации.....	277
5.6. Двукратная ректификация.....	285
5.7. Воздухоразделительная установка низкого давления.....	287
5.8. Турбодетандеры воздухоразделительных установок.....	294
5.9. Пример составления схемы обеспечения цехов потребителя продуктами разделения воздуха. Аккумулирующие устройства	318
5.10. Расчет расхода ПРВ на технологические продукты.....	319
5.11. Расчет показателей воздухоразделительной установки.....	322
Контрольные вопросы.....	332
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	333
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	343

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий учебник подготовлен для студентов направления «Теплоэнергетика и теплотехника» профиля «Промышленная теплоэнергетика», изучающих дисциплину «Технологические энергоносители и энергосистемы предприятий».

Необходимость подготовки такого учебника давно назрела, поскольку в течение нескольких десятилетий были подготовлены учебные и методические пособия только по отдельным разделам дисциплины, часть издана сравнительно недавно (2010–2014 гг.), а часть относится к периоду 1989–1995 гг.

Следует отметить, что в полном объеме дисциплина читается лишь в МЭИ, в институте ИЭВТ (ранее ИПЭЭФ), а в ряде вузов РФ читаются не все разделы. Это объясняется различными программами вузов, учитывающими их специфику. Например, не во всех вузах читается дисциплина «Термодинамические основы трансформации тепла и процессов охлаждения», в то время как эта дисциплина является базовой для дисциплины «Технологические энергоносители и энергосистемы предприятий» наряду с дисциплиной «Нагнетатели и тепловые двигатели».

В соответствии с утвержденной программой дисциплины «Технологические энергоносители и энергосистемы предприятий» предлагаемый учебник состоит из пяти глав.

В первой главе даются определения и общие сведения о структурах систем с различными технологическими энергоносителями с учетом общности принципов построения систем и особенности их конкретных структур для различных энергоносителей, подчеркивая важность системного подхода генератор-коммуникация-потребитель в противовес оторванного рассмотрения отдельных элементов системы, например, отдельно генераторного звена и потребителя. Такой подход наблюдается в чтении этого курса в некоторых вузах.

В остальных главах рассматриваются системы воздухоснабжения, холодоснабжения, систем обеспечения предприятий продуктами разделения воздуха и системы технического водоснабжения.

Ранее в 2000–2005 гг. в этом перечне рассматривались и системы газоснабжения, однако это значительно усложняло восприятие дисциплины и, по мнению кафедры, тематика систем газоснабжения стала предметом рассмотрения в отдельной дисциплине.

В учебнике теоретический материал сочетается с прикладным: рекомендациями и конкретными примерами, используемыми при подготовке и выполнении практических занятий, а также курсовой работы. Этот методический материал получен и переработан авторами при использовании ранее опубликованных ими (в 2005–2014) гг. методических пособий [7] и хорошо апробирован на практике в МЭИ на ИЭВТ и в таких родственных вузах как Смоленский филиал МЭИ, Ивановский Энергетический Университет, Саратовский государственный технический университет им. Ю.А. Гагарина и др.

Авторы выражают благодарность рецензентам за ценные замечания при просмотре рукописи, а также студентам кафедры Промышленных теплоэнергетических систем Васильевой Анастасии, Кабиной Екатерине, Зарубиной Виктории, Телешевой Марии за помощь в подготовке текстовой и иллюстративной части учебника.

## ВВЕДЕНИЕ

Задача дисциплины «Технологические энергоносители и энергосистемы предприятий» состоит в изучении структуры, теоретических и технических основ и принципов функционирования систем производства, транспорта и потребления технологических энергоносителей: сжатого воздуха, холода, технической воды и продуктов разделения воздуха (ПРВ) (кислорода, азота, аргона и др.) в соответствии с требованиями к их основным параметрам, экономической эксплуатации при высоких термодинамических и экономических показателях.

Как очевидно следует из первого абзаца, в состав технологических энергоносителей не входят основные энергетические носители, такие как теплота, электроэнергия и различные виды топлив, но связь между технологическими и энергетическими энергоносителями изучается; излагаются общие и особенные принципы их производства и потребления.

В структуру изучения дисциплины (8 семестр) входят: лекции 28 – час.; практические занятия – 28 час.; курсовая работа, консультации; зачет и письменный экзамен.

В лекциях студенты изучают принципы и технические основы создания систем производства и потребления технологических энергоносителей, основы эксплуатации и анализа технологических показателей. Дается представление о современном состоянии изучаемых систем в отечественной и зарубежной промышленности, а также о возможных способах повышения их эффективности с помощью различных методов энергосбережения.

На практических занятиях подробно рассматриваются отдельные технические вопросы: расчет потребности предприятия в конкретном энергоносителе, в соответствии с режимами их потребления, показатели эффективности их использования, возможность оценки показателей на нерасчетных режимах, выбор марок и количеств машин для производства энергоносителей, составление схем производства и потребления для различных предприятий.

Параллельно с практическими занятиями студенты выполняют курсовую работу, охватывающую один из крупных разделов дисциплины – систему воздухообеспечения промпредприятий. Эта

работа выполняется студентами самостоятельно, некоторые наиболее трудные фрагменты работы разбираются также на практических занятиях.

Настоящая дисциплина базируется на изучаемых ранее и параллельно таких дисциплинах как «Техническая термодинамика», «Основы трансформации тепла и процессов охлаждения», «Нагнетатели и тепловые двигатели», «Тепломассообменное оборудование».

Выбор энергоносителей, изучаемых в настоящем курсе, определяется широким их применением в таких отраслях, как черная и цветная металлургия, машиностроение, химико-технологическая, строительная и др.

Дисциплина построена на сочетании обобщенного подхода к структуре системы, составленной из основных ее элементов: генератора, коммуникаций и потребителя.

Студенту доказывается необходимость такого системного подхода, и показываются типичные взаимосвязи между элементами системы. В этом разделе рассматриваются методы расчета в потребностях энергоносителя, нормах потребления, определение к.п.д. и удельных затрат на энергоноситель.

В то же время, в отдельных разделах рассматриваются особенности каждого энергоносителя, его производства, транспортировки и потребления, специфики определения к.п.д. (например, для систем производства холода и установок разделения воздуха).

Если рассматривать весь диапазон промышленных потребителей, то наиболее распространенным технологическим энергоносителем является сжатый воздух. Без учета таких энергоносителей как электроэнергия и тепло, доля сжатого воздуха в различных отраслях из 100% суммарных затрат на производство технологических энергоносителей составляет от 20 до 40%, а для отдельных потребителей (ВРУ) достигает 90–95%.

Используется сжатый воздух в силовых процессах (обработка материалов, горное дело, привод пневмомеханизмов) и на технологические нужды (металлургия, химико-технологические процессы, получение продуктов разделения воздуха).

Технология получения сжатого воздуха связана с компрессорной техникой, для этой цели используются в основном поршневые и турбокомпрессоры. С решением задач оптимизации централизованного и децентрализованного воздуховоснабжения все

большее внимание, особенно в последние десятилетия, уделяется винтовым компрессорам как зарубежного, так и отечественного производства. В соответствующем разделе оцениваются возможности осуществления одной из привлекательных сторон экономии энергии – это использование тепла охлаждаемого воздуха для нужд конкретного предприятия.

В процессе слушания лекций и на практических занятиях студенты имеют возможность познакомиться с широким диапазоном компрессорной техники и методикой подбора конкретной машины для заданных условий.

Второй по распространенности технологической системой является техническое водоснабжение. По аналогичной оценке, техническое водоснабжение связано с затратами около 30–20% из общих затрат на технологические энергоносители.

Особенность системы технологического водоснабжения в её сочетании с проблемами жилищно-коммунального хозяйства, при этом, в зависимости от региона, ситуация с водоснабжением может определяться как первичностью завода и на его базе прилегающих конгломераций ЖКХ, так и наоборот. Большое значение имеет и экологическая проблема, связанная как с качеством используемой воды, так и с трудностями сброса реализованной. Особые трудности возникают в условиях дефицита воды и связанных с этим проблем ее экономии, в частности, с переходом на воздушные системы охлаждения технологических потребителей (компрессоры, холодильные установки).

Кардинальные методы решения повышения эффективности водоснабжения, такие как переход на оборотное водоснабжение, а также на бессточные замкнутые системы, сводят до минимума потери воды и загрязнение окружающей среды.

Особняком среди технологических систем стоит система холодоснабжения (СХС) предприятий, определенная тем, что сама СХС не всегда очевидна как система, т.к. она часто включена в другую систему (например, система кондиционирования, осушка сжатого воздуха, разделение газовых смесей).

Специфична также оценка эффективности холодильных систем и их элементов, т.к. анализ термодинамических процессов связан с использованием эксергетического метода анализа и оценки эффекта.

В этом разделе студенты, прослушавшие курс «Основы трансформации тепла и процессов охлаждения» имеют возможность на практике познакомиться не только с холодильной установкой, но и с системой холодоснабжения, оценить эффективность процессов ожижения газов, приобрести навык определения их КПД. Еще одна особенность состоит в изучении комбинированных систем, в которых сочетается одновременное производство и потребление холода и тепла в так называемых когенеративных циклах.

Наконец, самыми сложными для понимания и изучения являются системы производства и потребления продуктов разделения воздуха ПРВ (кислорода, азота, аргона и др.) и определение затрат на эти системы в зависимости от потребителя, доля которых в общих затратах составляет от 10 до 30%. Основными потребителями ПРВ являются черная и цветная металлургия, производство минеральных удобрений, машиностроение, ремонтно-механические предприятия. Базируясь на знании физических процессов, происходящих в установках разделения воздуха, студенты рассматривают систему получения ПРВ и их потребления, решают индивидуальную задачу расчета потребностей данного потребителя, например, металлургического завода в ПРВ, выбора установок из каталога, расчета показателей эффективности и удельных затрат на каждый продукт разделения воздуха. Учитывая специфику производства криогенных продуктов (таких как кислород и азот) связанную с постоянным их производством и резкопеременным потреблением, студенты составляют схему системы производства и потребления с выбором различных аккумулирующих устройств.

# Глава 1. СИСТЕМЫ ПРОИЗВОДСТВА, РАСПРЕДЕЛЕНИЯ И ПОТРЕБЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЕЙ

## 1.1. Основные понятия и структуры системы

Определение системы при производстве и распределении технологических энергоносителей основано на обобщенном понятии (от греческого system-целое, составленное из частей, соединение), раскрывающего её как объективное единство закономерно связанных друг с другом элементов, предметов, явлений, а также знаний о природе и обществе [1].

Применительно к научно-техническим задачам система – это множество элементов (узлов, агрегатов, приборов, коммуникаций и т.п.), понятий, норм с отношениями и связями между ними, образующих некоторую целостность и подчиненных определённому руководящему принципу.

В отношении к производству и распределению технологических энергоносителей обобщенное понятие системы, базируясь на приведенном выше определении, должно включать такие обязательные элементы системы как генератор (в расширенном понимании этого термина), производящий энергоноситель; потребитель, использующий энергоноситель в том или ином технологическом процессе и коммуникативную связь между этими основными элементами.

В таком представлении система – это совокупность функционально связанных элементов (генератор, коммуникация, потребитель), подчинённая выполнению определённых целевых функций. Система для анализа может быть разделена на подсистемы, которые в свою очередь, могут быть названы системами.

Совокупность нескольких взаимосвязанных систем производства и распределения энергоносителей может составлять сложную систему или комплекс.

Энергоноситель в такой системе – это материальный поток, характеризуемый определённым значением эксергии, посредством которого осуществляются связи между элементами системы или установки.



ВЭ1, ВЭ2, ВЭ3 – вспомогательные элементы, расположенные в различных участках коммуникаций и предназначенные для дополнительного изменения свойств энергоносителя.

На схеме показаны связи данной системы с другими: с системами С1 и С2, относящимися к энергоносителям другого вида (например, если С – система воздухообеспечения, С1 – система водоснабжения, С2 – система кислородоснабжения). Система С3 – это система энергообеспечения (формы энергии Э1, Э2 и Э3 могут в общем случае отличаться). Система С4 – реализация конечных продуктов Пр1, Пр2, Пр3.

В процессе производства и преобразования параметров энергоносителя может образовываться поток ВЭР, не используемый в данной системе и отведенный стороннему потребителю. В целом схема, представленная на рис. 1.1, может характеризовать теплоэнергетический комплекс промышленного предприятия.

На рисунке 1.2 представлена в значительно упрощенном виде схема энергокомплекса металлургического комбината, включающего отдельные системы производства и потребления энергоносителей.

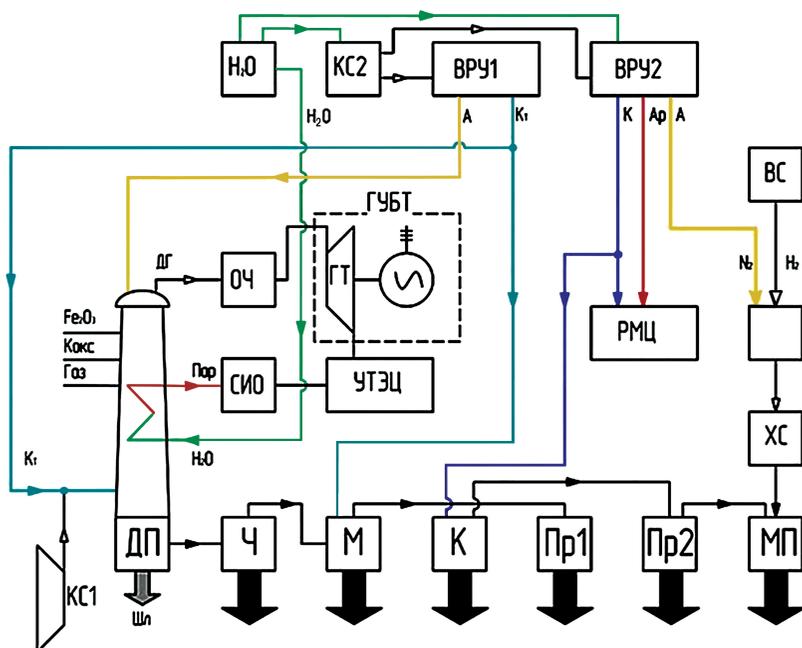


Рис. 1.2. Технологические энергосистемы металлургического комбината

Основные крупные потребители технологических энергоносителей – это доменная печь, конвертер, мартеновская печь, прокатные станы, методическая печь.

Продукция одного из объектов, например, чугун доменной печи может использоваться как конечный продукт, так и в качестве исходного материала при выплавке стали в конвертере и мартене.

Воздухоразделительные станции ВРУ1, ВРУ2 производят кислород, азот и аргон для доменного процесса ДП, производства стали в мартене М и конвертере К, прокатного производства Пр1 и Пр 2 и потребляют воздух от компрессорной станции КС2 и воду от станции водоснабжения (H<sub>2</sub>O). На рисунке 1.2 также обозначено:

Доменная печь кроме основного продукта – чугуна Ч производит шлак Шл и доменный газ ДГ, обладающий определенной калорийностью и избыточным давлением 3–3,5 МПа, что позволяет использовать его для выработки электроэнергии 6–8 МВт в утилизационной бескомпрессорной турбине ГУБТ. Охлаждение доменной печи осуществляется в системе испарительного охлаждения СИО с использованием пара на утилизационной ТЭЦ – УТЭЦ. На рис. 1.2 также обозначено: ОЧ – очистка, ГТ – газовая турбина, РМЦ – ремонтный цех, КС 1 – компрессорная станция 1.

Для обработки высокосортных сортов стали в методической печи МП используется азото-водородная смесь (с водородной станции ВС и с обработкой в холодильной станции ХС).

## 1.2. Требования к системе и её функции

В общем случае система должна соответствовать следующим требованиям:

1. Обеспечение потребителей технологическими энергоносителями с заданными параметрами по количественному (расход) и качественному (давление  $P$ , температура  $T$ , концентрация  $\xi$ , влажность  $\phi$ , чистота и т.д.) показателям.

В качестве расхода используется как массовый расход  $G$ , кг/с, так и объёмный расход  $V$ , м<sup>3</sup>/мин.

Следует иметь в виду, что объёмный расход может измеряться как в единицах, отнесенных к нормальным условиям (нм<sup>3</sup>/мин) при давлении  $P_H = 1$  ат и  $t_H = 20^\circ\text{C}$  ( $T = 293\text{K}$ ) по входу в установку (по величине объёмного расхода всасывания  $V_{вс}$ , в частно-

сти выбирается марка и количество компрессоров в компрессорной станции), так и в физических единицах при заданных давлении и температуре. По параметрам сжатого газа рассчитывается устройства в коммуникации за генератором: теплообменники, установки осушки, аккумулирующие устройства, гидравлические потери в коммуникациях. Полученные в генераторах энергоносители с параметрами (давление  $p$ , температура  $T$ , влажность  $\phi$ , концентрация  $\xi$  и др.) должны иметь соответствующие допуски  $\pm$ , заданные потребителем и контролируемые соответствующими ГОСТами.

2. Обеспечение заданных режимов потребления энергоносителей с параметрами по п.1, достигаемое использованием аккумулирующих устройств, а также с помощью регулирования параметров энергоносителя на генераторе.

В качестве аккумулирующих устройств используются ресиверы для сжатого воздуха и природного газа, баки-аккумуляторы в водоснабжении, газгольдеры и ресиверы для вздухоразделительных установок, сосуды для ожижения газов (кислород, азот и т.д.).

3. Бесперебойность и надёжность обеспечения потребителя технологическим энергоносителем по п.1 и п.2, осуществляемое резервированием, дублированием коммуникаций, агрегатов и установок.

4. Соблюдение требований по п.п. 1–3 с учётом минимума материальных и эксергетических потерь и оптимальным соотношением энергетических и капитальных затрат.

5. Соблюдение принципа энергосбережения и безотходности (или малоотходности) путём использования ВЭР как собственной системы в других системах.

6. Соответствие системы требованиям техники безопасности ТБ, пожарной безопасности ПБ, санитарно-техническим нормам.

### **1.3. Функции вспомогательных элементов системы**

При всём многообразии вспомогательных элементов (ВЭ) в системе их целесообразность в системах производства и распределения энергии (СПРЭ) определяется следующими требованиями:

1. Выполнение ВЭ функций перемещения энергоносителей от генератора к потребителю.

Эта функция осуществляется насосами, компрессорами, газодувками, внешними транспортными средствами, например, перевозка энергоносителя в баллонах, цистернах и т.п.

Транспортировка энергоносителя может осуществляться как в газообразном, так и в жидком состояниях.

2. Хранение и резервирование энергоносителя в газгольдерах, реципиентах, баллонах, хранилищах, жидкостных сосудах.

3. Дополнительное изменение свойств энергоносителя по одному или нескольким параметрам.

Характерные примеры этой функции:

– повышение или понижение температуры или давления энергоносителя по требованию потребителя;

– очистка энергоносителя как перед генерацией, так и после с целью удаления механических примесей, влаги, масла;

– изменение влажности энергоносителя (влагоотделители, осушители).

4. Дополнительное изменение состава или концентрации энергоносителя, достигаемое разделением на составляющие, например, выделение редких газов в воздухоразделительных установках, ценных конденсируемых составляющих из природного газа или смешением энергоносителей (смешение природного, коксового и доменного газов, подготовка обогащённого кислородом дутья смешением воздуха и кислорода, композиция компонентов смеси для создания сложного хладагента, создание защитных атмосфер для обработки металлов смешением азота и водорода).

5. Изменение агрегатного состояния энергоносителя по требованиям технологии, условиям хранения и транспортировки (конденсация, газификация, создание двухфазных смесей, замораживание).

Согласно схеме системы, представленной на рис.1.1 ВЭ могут располагаться как на генераторе (ВЭ1), так и в коммуникациях (ВЭ2) или у потребителя (ВЭ3). Затраты на ВЭ при анализе системы могут относиться как к системе в целом, так и к отдельным её элементам.

## 1.4. Показатели эффективности и целевые функции системы

Рассмотрим показатели эффективности и целевые функции системы в более расширенном плане, чем формулировку конкретного показателя эффективности, так как велико разнообразие систем и первостепенность задач.

При всём разнообразии задач, решаемых в теплотехнике, при анализе, проектировании, выборе и эксплуатации систем, установок и их элементов, основными задачами являются:

- составление балансов материальных и энергетических установок с целью оценки точности проводимых расчётов, нахождения причин возможных несоответствий статей балансов и т. д.;

- формирование структур коэффициентов, учитывающих эффективность систем, установок, процессов, самым важным из которых, несомненно, является КПД. Эти показатели необходимы для оценки эффективности объектов, сравнения и правильного выбора нужного варианта из сравниваемых;

- определение удельных затрат первичной энергии на единицу производимых продуктов как одноцелевых, так и, в особенности, в 2-х и более целевых установках. На основании этих удельных показателей рассчитывают экономические характеристики, в частности, величины себестоимости, тарифы на производимые энергоносители и продукцию, проводят оптимизационные расчёты.

Первым этапом решения таких задач всегда является составление и использование баланса потоков энергии, что является необходимым, но далеко не достаточным для получения полноценного результата, т.к. оценки только по энергетическим потокам не всегда дают правильный результат. Причина этого заключается в том, что не все виды и потоки энергии имеют одинаковые качественные показатели.

Важнейшей стороной при решении перечисленных задач является необходимость оценки качества потоков энергии как степени превращения любого вида (потока) энергии в работу полностью превратимую в другие виды энергии, т.е. использовать понятие работоспособности, позднее названной эксергией [4].

Для различных видов энергии эксергия определяется следующими показателями:

– эксергия работы определяется количеством самой работы (механической, электрической) и равна самой работе, поскольку она может быть превращена в другие виды энергии (например, в тепло) с коэффициентом преобразования равным единице:

$$E_{L_{\text{мех}}} = L_{\text{мех}} \cdot 1 = L_{\text{мех}}, \quad (1.1)$$

$$E_{N_{\text{эл}}} = N_{\text{эл}} \cdot 1 = N_{\text{эл}}; \quad (1.2)$$

– эксергии потоков рабочего тела и потоков тепла, называемые также работоспособностью, зависят от его параметров: температуры, давления и определяются как эксергия потока вещества:

$$E = (H - H_0) - T_{\text{ос}} \cdot (S - S_0), \quad (1.3)$$

где  $H$  и  $S$  – энтальпия и энтропия в любом состоянии, а  $H_0$ , и  $S_0$  соответственно при температуре окружающей среды  $T_{\text{ос}}$ .

Естественно, что поток в состоянии равновесия с окружающей средой, т.е. при  $P_{\text{ос}}$  и  $T_{\text{ос}}$  имеет нулевую эксергию. Величина эксергии может быть определена как по приведенной выше формуле, так и найдена по диаграммам в координатах  $e$ ,  $h$ , построенным для большинства веществ, используемых в различных теплотехнических задачах:

– эксергия тепла  $Q_T$ :

$$E_{Q_T} = Q_T \cdot \tau_e = Q_T \cdot (T - T_{\text{ос}})/T, \quad (1.4)$$

где  $\tau_e$  – коэффициент работоспособности тепла  $Q_T$  или эксергетическая температурная функция при температуре  $T \neq T_{\text{ос}}$ .

$$\tau_e = \frac{T - T_{\text{ос}}}{T}, \quad (1.5)$$

при  $T = T_{\text{ос}}$ ,  $\tau_e = 0$ . Это говорит о том, что любое количества тепла  $Q$  при  $T_{\text{ос}}$  не обладает работоспособностью  $E$ , т.е. не может произвести работу ( $E_Q = 0$ ).

Для любых теплоэнергетических установок (аппаратов), где производится или потребляется тепло  $Q$ , при  $T > T_{\text{ос}}$  коэффициент работоспособности тепла  $\tau_e$  находится в пределах  $0 \div 1$  ( $\tau_e = 0 \div 1$ ), т.е. для реальных установок  $0 < \tau_e < 1$ . Поэтому работоспособность (эксергия) любого количества тепла при  $T > T_{\text{ос}}$  всегда меньше данного количества тепла ( $E < Q$ ).

При значениях  $T > T_{oc}$  значения  $\tau_e$  отрицательны (что говорит о необходимости затраты работы при понижении температуры  $T$  ниже  $T_{oc}$ ) и меняются в диапазоне  $-\infty < \tau_e < 0$  при изменении  $T$  от  $T_{oc}$  до  $T = 0$ .

По абсолютному значению величина эксергии  $|E|$  может быть и меньше  $Q$  и больше  $Q$ , в пределе при  $T \rightarrow 0$  К, приближаясь к значению  $|E_Q| = \infty$ , что говорит о недостижимости значения  $T = 0$ .

### *Составление балансов технических систем, установок, процессов*

Наибольшее распространение среди балансов находят энергетические балансы, в которых путём простого суммирования учитываются все потоки различных видов энергии (в том числе и разных по качеству) на входе в исследуемый объект и на выходе из него.

В таком балансе все виды энергии равноценны и адекватны, и потерь энергии не существует. Термин «потери энергии» условен и свидетельствует лишь о переходе энергии из одного качества в другое. Например, потеря от трения, где более «ценная» механическая энергия переходит в менее ценную теплоту и, как правило, не используется. Или потеря через изоляцию (со знаком «+» теплотери при  $T > T_{oc}$  и со знаком «-» теплоприток при  $T < T_{oc}$ ) также не используется, но в балансе должна учитываться.

В эксергетическом балансе для реальной установки или системы всегда существуют потери эксергии, и баланс в общем виде запишется как:

$$\Sigma E_{вх} = \Sigma E_{вых} + D, \quad (1.6)$$

где  $D$  – потеря эксергии.

Эксергетический баланс позволяет не только количественно оценить величину суммарных потерь  $D$ , но и выделить «приоритетные потери», на которые необходимо обратить особое внимание и добиваться, если это возможно, устранения или уменьшения их в первую очередь.

Наиболее нагляден энергетический баланс теплосиловой установки, в котором отвод тепла в конденсаторе составляет примерно 50%, полезный эффект в виде мощности 40%, а потери в котле – около 10% (цифры приближенные).

При эксергетической оценке, при той же отведенной полезной мощности эксергетические потери в конденсаторе близки к нулю, т.к. тепло отводится в окружающую среду при температуре близкой  $T_{oc}$  и его эксергии близка к нулю, а потери в котле при высоких температурах и высоких значениях  $\tau_e$ , напротив – значительны.

### *Оценка эффективности систем, установок, процессов*

При решении этой задачи в самом общем случае, независимо от назначения объекта, необходимо выделять полученный эффект, ради которого эта установка создаётся (ПЭ). В разных задачах это могут быть потоки энергии (тепло, электроэнергия, механическая энергия), теплоносители (сжатый воздух, газы, продукты разделения газов или воздуха, выработка холода).

В затратах (ЗЭ) могут быть также различные потоки энергии (тепло, электроэнергия, механическая энергия, энергия Солнца, ветра, Земли).

Оценка наилучшего эффекта в самом общем случае определяется отношением эффекта к затратам, как ПЭ/ЗЭ = К, т.е. эффективностью процесса, устройства, установки, системы.

Однако при таком очевидном и самом общем подходе значения коэффициента К могут меняться в интервалах  $0 < K < +\infty$ , если числитель ПЭ знаменатель ЗЭ выражены в величинах энергии.

Наиболее наглядные примеры таких случаев – определенные по этому правилу значения К в случае холодильного коэффициента  $\varepsilon = \frac{q_0}{l}$ , который может достигать значений и больше единицы и меньше единицы, и коэффициента трансформации тепловых насосов  $\varphi = \frac{q}{l}$ , который всегда больше единицы и может достигать значений  $\varphi = 2 \div 5$ .

Отсюда ясно, что такие коэффициенты не отражают реальную эффективность энергетических установок и систем и не являются коэффициентами полезного действия (КПД), для которых вполне логичен диапазон изменения ( $0 \div 1$ ).

Наиболее характерно такое противоречие для холодильных установок, для которых высокие значения холодильного коэффициента свидетельствуют о «хорошей» работе установки, а температурный уровень производимого холода высок. Напротив, в случае производства более «качественного» холода при более

низких температурах, величина  $\varepsilon$  уменьшается. Такое положение не позволяет сравнить две установки по величине  $\varepsilon$ , т.к. констатация того, что  $\varepsilon_1 < \varepsilon_2$  или  $\varepsilon_2 > \varepsilon_1$  не говорит о преимуществе одной установки перед другой.

Причина такого парадокса в том, что при определении составляющих коэффициента  $K$  значений ПЭ и ЗЭ использованы величины энергии, имеющие разное качество. Поэтому при трансформации может быть затрачено малое количество энергии высокого качества (работы), а получено большое количество энергии более низкого качества – тепловой. Особенно наглядно это видно на примере теплового насоса, для которого значение  $\varphi$  всегда больше 1. Ещё более сложно решается задача в случае многоцелевых установок, когда эффект может быть выражен величиной  $\sum \text{ПЭ}_i$  и затраты также состоят из разных по качеству потоков энергии  $\sum \text{ЗЭ}$ . Очевидная неаддитивность таких потоков энергии приводит к ещё более ярким парадоксам и неоднозначности в определении коэффициента эффективности  $K$ .

В отличие от структуры коэффициента эффективности  $K$  в понятие эксергетического КПД  $\eta_e$  заложен принцип сравнения потоков сопоставимых по качеству, т.е. складываются или соотносятся только эксергии разных потоков энергии.

В этом случае потоки 2-х или более целевых установок становятся аддитивными, а величина КПД  $\eta_e$  меняется всегда в пределах от 0 до 1.

Введя понятие универсального КПД  $\eta_e$ , величину  $K$ , определяемую по соотношению потоков энергий, назовем коэффициентом цели.

В качестве примера определения сравниваемых коэффициентов  $\eta_e$  рассмотрим показатели прямого цикла Карно.

Коэффициент цели (коэффициент Карно) определяется как соотношение эффекта  $L$  к затраченному теплу:

$$\eta_t = \frac{L}{Q} = \frac{(T-T_{oc}) \cdot \Delta S}{T \cdot \Delta S} = \frac{T-T_{oc}}{T} = 1 - \frac{T_{oc}}{T} = \tau < 1, \quad (1.7)$$

т.е. коэффициент цели определяется коэффициентом работоспособности  $\tau$  и показывает количество работы  $L$ , полученное при трансформации тепла  $Q$  с уровня  $T$  на уровень  $T_{oc}$ , его значение всегда меньше единицы, и даже для идеального эталон-

ного цикла Карно он не равен единице, а приближается к единице только при  $T \rightarrow \infty$ .

В другом примере для величин, представленных в табл. 1.1, рассмотрим определение показателей  $K$  и  $\eta_e$  на примере теплосиловой установки, в которой в результате трансформации теплового потока  $q_1$  с уровня  $T_1$  на уровень  $q_2$  с температурой  $T_2 = T_{ос}$  производится работа  $l$ . Данные примера для вариантов 1 и 2 отличаются только уровнями  $T_1$  и количеством работы  $l$ .

Таблица 1.1

### Определение показателей $K$

	$q$ , Кдж/кг	$l$ , кДж/кг	$T_1$ , К	$T_{ос} = T_2$ , К	$\tau_e$	$K = \eta_t$	$e_q$	$\eta_e$
Вариант 1	1000	350	600	300	0,5	0,35	500	0,7
Вариант 2	1000	300	500	300	0,4	0,3	400	0,75

При вычислении коэффициента цели  $K$  и коэффициента Карно  $\eta_t$  установка 1 выгоднее установки 2 ( $K_1 > K_2$ ), однако при определении эксергетического КПД выгоднее установка 2 ( $\eta_{e2} > \eta_{e1}$ ), т.к. для получения работы используется поток теплоты  $q_1$  с меньшим температурным потенциалом ( $T_1 = 500$  К) и меньшей затратой эксергии  $e_{q1} = 400$  кДж/кг.

Другой особенностью является необходимость корректной оценки двухцелевых процессов и установок, а также установок и систем с тремя и более потоками в виде сложного суммарного эффекта. В ряде случаев и затрата энергии также может быть представлена двумя и более потоками. Тогда использование выражения для КПД усложняется: суммирование потоков энергии, как было показано выше, не дает достоверного представления ни об эффекте, ни об эффективности.

С использованием понятия качества, становится возможным избежать возникающих недостатков в определении КПД  $\eta_e$  названного эксергетическим, и формируя его в наиболее простом случае – один поток эксергии  $E_3$  и один поток  $E_3$  как  $\eta_e = \frac{E_3}{E_3}$ .

В случае, если и в затратах, и в эффекте участвуют несколько потоков эксергии, КПД определяется как  $\eta_e = \frac{\sum E_3}{\sum E_3}$ .

Величина эксергетического КПД всегда соответствует условию  $0 < \eta_e < 1$ , так как разность  $\sum EЗ - \sum Eэ = D$  – определяет потери эксергии, тогда как в энергетическом балансе энергия не теряется, а трансформируется из одних видов в другие.

### *Эксергетический КПД системы*

Эксергетический КПД системы, показанной на рис. 1.1. в структурном виде можно представить следующим соотношением:

$$\eta_c = \frac{\sum_1^n E_i + \sum_1^m E_{ВЭР}}{\sum E_э \pm \sum E_{C1} \mp \sum E_{C2} + \sum E_{Вэ}}, \quad (1.8)$$

где  $\sum E_i$  – сумма, генерируемых эксергий в «л» генераторах энергоносителей (параметры и эксергии могут отличаться);  $\sum E_{ВЭР}$  – сумма эксергий ВЭР системы, которые утилизируются внешними системами (С1, С2, С3 и т.д.);  $\sum E_э$  – сумма эксергий, затраченных для работы генераторов;  $\sum E_{C1}$  и эксергии потоков, которыми обменивается система С с системами С<sub>1</sub> и С<sub>2</sub> («плюс» – приход, «минус» – убыль);  $\sum E_{Вэ}$  – сумма эксергий, затраченных во вспомогательных элементах.

Величина  $\eta_c$  характеризует термодинамическую эффективность системы и может служить функцией цели при ее оптимизации (термодинамической). Анализ может проводиться как для всей системы, так и по отдельным ее участкам. Если известны значения КПД участков, то КПД системы может быть представлена как:

$$\eta_c^c = \eta_\Gamma \cdot \eta_k \cdot \eta_\Pi, \quad (1.9)$$

где  $\eta_\Gamma, \eta_k, \eta_\Pi$  – КПД генератора, коммуникаций и потребителя.

В значении  $\eta_\Pi$  (в соответствии со схемой) включаются потери в распределительных устройствах энергоносителя у потребителя.

Удельный расход энергии на единицу количества энергоносителя:

$$\vartheta_i = \frac{\mathcal{E}_i}{V_i}; \quad \vartheta_i = \frac{\mathcal{E}_i}{G_i}, \quad (1.10)$$

где  $\mathcal{E}_i$  – расход энергии на производство энергоносителя, кВт·ч;  $V_i$  – объёмный (как правило, отнесенный к нормальным условиям), м<sup>3</sup>/ч или  $G_i$  – массовый расход энергоносителя, кг/ч.

В современной практике величина  $\Delta_i$  и  $\varepsilon_i$  определяется чаще всего по сечению на выходе из генератора без учета материальных и эксергетических потерь в коммуникациях и распределительных устройствах потребителя. При анализе и оптимизации параметров системы с учетом потерь составляющих от 20 до 40% величина  $\Delta_i$  должна определяться по сечению на входе в потребитель.

Используют как среднее значение  $\Delta_{i\text{ ср}}$  по всем генераторам, особенно если энергоноситель сколлектирован, так и локальные значения для каждого генератора.

*Норма расхода энергоносителя на единицу продукции.  
Удельный расход энергоносителя*

Удельный расход энергоносителя (или норма расхода) на единицу продукции определяется соотношением:

$$\alpha = \frac{V_i}{\text{Пр}} \text{ или } \alpha = \frac{G_i}{\text{Пр}}, \quad (1.11)$$

где  $V_i$  (или  $G_i$ ) и Пр – количество энергоносителя и единиц продукции, отнесенные к одинаковому промежутку времени: год, час, минута и т.д. ( $\text{м}^3/\text{т}$ . продукта,  $\text{м}^3/\text{единицу}$  продукта).

Величина  $\alpha$  обычно нормируется технологическим потребителем энергоносителя. Значения этих норм определяются по статистическим данным или результатам испытаний аналогичных производств. Теоретический (минимально-расчетный) удельный расход определяется расчетом по технологическому регламенту. Значения величин  $\alpha$  для некоторых потребителей в разных отраслях приведены во второй главе и других главах.

*Распределение затрат на производство энергоносителей.*

Задача распределения затрат возникает в технологических энергосистемах при производстве энергоносителя одного типа, но разных параметров (например, сжатый воздух разных давлений и температур), производстве одним генератором нескольких различных энергоносителей (воздухоразделительная установка) и выработке утилизированных в других системах ВЭР в процессе производства энергоносителей.

Во всех этих случаях из существующих методов распределения затрат наиболее целесообразен и удобен метод распределения затрат в соответствии с эксергией потоков энергоносителя, поскольку в их производстве существенную роль играют энергетические затраты.

Задача распределения любой суммарной величины затрат на входе в систему (первичной энергии, капитальных затрат) состоит в определении доли эксергии данного теплоносителя в сумме эксергий энергоносителей системы  $m_i$ :

$$m_i = \frac{E_i}{\sum_{i=1}^n E_i}, \quad (1.12)$$

где  $E_i$  – эксергия энергоносителей  $i$  из общего количества энергоносителей в системе  $n$  (включая утилизированные потоки ВЭР);  $\sum_{i=1}^n E_i$  – сумма эксергий всех потоков производственных энергоносителей.

В соответствии с величиной  $m_i$  могут быть распределены следующие затраты:

– затраты первичной энергии на производство энергоносителя  $\mathcal{E}_i$ , кВт·ч/ед. количества энергоносителя,

$$\mathcal{E}_i = m_i \cdot \sum \mathcal{E}, \quad (1.13)$$

где  $\sum \mathcal{E}$  – суммарные затраты энергии на производство энергоносителей в системе;

– капитальные затраты  $K_i$ :

$$K_i = m_i \cdot \sum K \quad (1.14)$$

где  $\sum K$  – суммарные капитальные затраты на производство энергоносителей в системе;

– себестоимости отдельных потоков энергоносителей, руб/ед.кол. энергоносителя,

$$S_i = \frac{\mathcal{E}_i}{V_i}. \quad (1.15)$$

Во всех предыдущих случаях предполагалось, что КПД процессов производства энергоносителей одинаковы и равны общему КПД  $\eta_e$ . В большинстве случаев такое обобщение вполне

правомерно, к тому же процессы преобразования энергоносителей осуществляются совместно и их отдельный анализ затруднен.

Однако в некоторых случаях КПД отдельных процессов различны и могут быть выделены. В этом случае коэффициенты, аналогичные  $m_i$  могут быть определены по величине эксергии  $E_i$ , учитывающей потери в процессе преобразования  $i$ -ого энергоносителя.

Более подробно методика распределения затрат для сложных многоцелевых систем описана в работах В. М. Бродянского, в частности в [4].

В настоящем издании практические приложения на конкретных примерах распределения затрат рассмотрены в главах 2 и 4.

### **Контрольные вопросы**

1. Объясните роль аккумулирующих устройств как вспомогательных элементов системы.
2. Чем отличаются энергетические и эксергетические потери?
3. Как учитываются затраты энергии во вспомогательных элементах систем?
4. Сравните энергетический и эксергетический балансы на примере конкретной системы.

## Глава 2. СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ

СВС промышленного предприятия строго соответствует данному выше определению системы, включая основные ее элементы: генератор, компрессорную станцию, коммуникации сжатого воздуха и распределительные устройства потребителя. Она предназначена как для централизованного, так и для децентрализованного обеспечения разнообразных промышленных потребителей сжатым воздухом требуемых параметров (давление, температура, расход, влажность) в соответствии с заданным графиком потребления. СВС включает в себя: компрессорные и воздухоподводящие станции, трубопроводный и балонный транспорт для подачи сжатого воздуха к потребителям, вспомогательные элементы для изменения параметров сжатого воздуха, регулирования и аккумуляции, а также распределительные устройства сжатого воздуха самого потребителя.

Особенность СВС при сравнении с другими системами, рассматриваемыми в данном издании, в том, что она отличается большим разнообразием элементов.

Так на компрессорных станциях СВС используются компрессоры всех известных видов: поршневые, винтовые и турбокомпрессоры.

Разнообразен и перечень потребителей сжатого воздуха: от крупных – объектов черной и цветной металлургии, воздухоподводящих станций до ремонтно-механических цехов и машиностроительных предприятий.

Разнообразны и методы определения количества потребляемого воздуха в соответствии с различными режимами его потребления как от постоянного во времени, так и для резко переменного.

Все вышеизложенное позволяет эту главу методически рассматривать первой в структуре данного издания (в соответствии с программой изучения дисциплины), чтобы сосредоточить в ней наиболее типичные определения и расчеты различных характеристик систем в обобщении.

## 2.1. Структура системы воздухоснабжения

Сжатый воздух на промышленном предприятии используется по двум основным направлениям: технологическому (для выплавки чугуна и стали в металлургии, получения кислорода в воздуходелительных установках и т.д.) и силовому как энергоноситель (для привода различных машин и механизмов в машиностроении, горнодобывающей промышленности, кузнечном и других производствах).

Компрессорные станции для производства сжатого воздуха включают в свой состав устройства для забора воздуха, очистки его от пыли, компрессоры и приводные двигатели, теплообменники охлаждения, вспомогательное оборудование, предназначенное для дополнительной обработки воздуха (осушка, очистка, изменение давления, аккумуляция).

В зависимости от необходимых потребителям расхода воздуха и его давления, станции оборудуются центробежными компрессорами с избыточным давлением сжатого воздуха 0,35–0,9 МПа и единичной производительностью 250–7000 м<sup>3</sup>/мин или поршневыми – соответственно с давлением 3–20 МПа и единичной производительностью не более 100 м<sup>3</sup>/мин.

В течение последних десятилетий значительно возросло использование винтовых компрессоров с давлением 0,8–0,9 МПа и диапазоном производительности от 10 м<sup>3</sup>/мин до 100 м<sup>3</sup>/мин, в особенности для децентрализованного воздухоснабжения.

На компрессорной станции могут размещаться только компрессоры с электроприводом (обычно для машиностроительных предприятий) или компрессоры только с паротурбинным приводом (обычно для агрегатов доменного дутья).

Находят применение и комбинированные паровоздуховые и электрические станции ТЭЦ-ПВС.

Коммуникации сжатого воздуха имеют радиальные (III на рис. 2.1а) и кольцевые (IV на рис. 2.1б) участки. Последние применяют при компактном, сосредоточенном расположении потребителей, а также при повышенных требованиях к надежности обеспечения сжатым воздухом потребителя (позиция 3 на рис. 2.1).

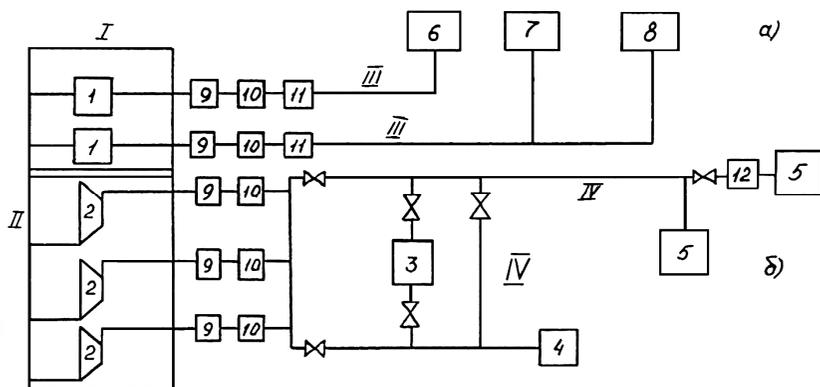


Рис. 2.1. Схема воздушноснабжения промышленного предприятия

При воздушноснабжении от поршневых компрессором в линии сжатого воздуха всегда устанавливаются ресиверы 11, выполняющие роль аккумуляторов при различии расходов воздуха, выработанного компрессором и необходимого потребителю. Для СВС с турбокомпрессорами роль аккумулирующих емкостей выполняют трубопроводы, диаметр и протяженность которых достаточно велики.

При необходимости дополнительного увеличения давления у отдельных потребителей (позиция 5) ставят дожимающий компрессор 12.

Наиболее распространенная схема воздушноснабжения крупных технологических потребителей сжатого воздуха (например, доменных печей) показана на рис. 2.2.

Из имеющихся на ПВС шести турбокомпрессоров агрегаты 1–5 имеют паротурбинный привод с различными параметрами пара и типами приводных турбин. Резервный турбокомпрессор 6 имеет электропривод. Потребители I и II в нормальном режиме работы обеспечиваются турбокомпрессорами 1,2,3, а потребители III и IV – турбокомпрессорами 4,5, что позволяет обеспечивать индивидуальный режим работы каждого потребителя и, в то же время, иметь 100%-ое резервирование. В случае выхода из строя любой машины, например, группы потребителей I, II, к этой магистрали при соответствующем индивидуальном регулировании с помощью системы задвижек может подключаться любая из машин 4,5 или 6.

Во всасывающий патрубок турбокомпрессоров подается технологический кислород  $K_r$ .

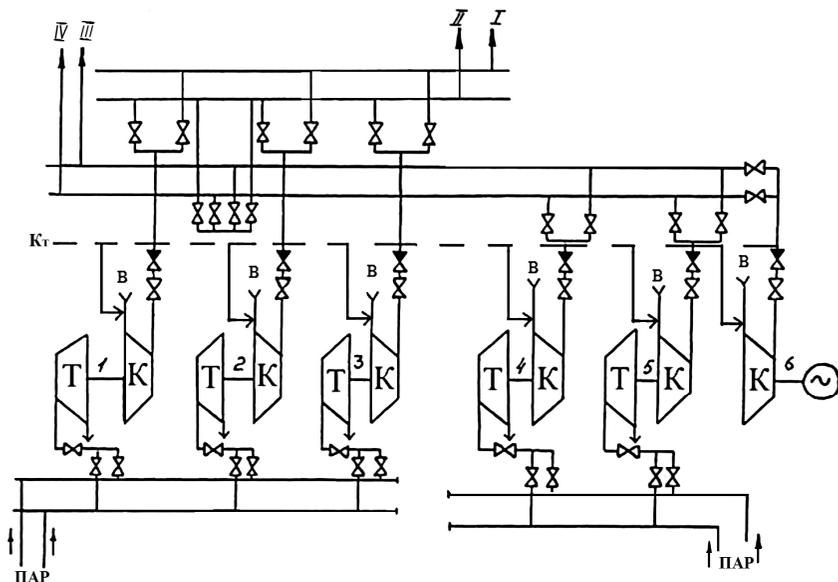


Рис. 2.2. Схема воздушоснабжения потребителей сжатого воздуха на примере доменного цеха

## 2.2. Характеристика потребителей сжатого воздуха

Сжатый воздух самый распространенный технологический энергоноситель на любом промышленном предприятии, а система воздушоснабжения является одной из самых энергоемких потребителей.

Доля расхода первичной энергии для производства сжатого воздуха на различные нужды колеблется от 5 до 30% от общего энергопотребления на производство конечного технологического продукта.

Большое значение сжатого воздуха как энергоносителя определяется еще и тем, что от надежности систем воздушоснабжения зависит надежность, а в ряде случаев и безопасность осуществления технологического процесса.

В таблице 2.1 показаны в процентах доли затрат энергии на сжатый воздух.

Таблица 2.1

**Доля затрат на сжатый воздух от общих затрат на энергоносители на различных предприятиях и отраслях**

Потребители сжатого воздуха	Доля затрат в%
Черная и цветная металлургия	8–10
Машиностроение	20–25
Химическая промышленность	30–35
Горнодобывающая отрасль	40–60
Воздухоразделительные станции	80–95

Прекращение подачи воздуха в большинстве случаев ведет к крупной аварии на предприятии.

Самым большим среди отраслей потребителем сжатого воздуха является черная металлургия, в которой и сосредоточены наиболее крупные технологические блоки, использующие сжатый воздух: доменные печи, конверторы, мартеновские печи, прокатные станы, вагранки.

В черной металлургии сосредоточены и самые крупные компрессорные агрегаты как поршневые, так и турбокомпрессоры. Некоторые из них, например К-5000 и К-7000 созданы специально для доменных печей заводов черной металлургии. На современном предприятии черной металлургии используется наибольший процент турбокомпрессоров из общего количества компрессорных машин, а доля поршневых компрессоров составляет около 20%, и имеется тенденция к ее уменьшению.

Доля энергопотребления для производства сжатого воздуха на предприятиях черной металлургии составляет (5–7)% от общего расхода энергии на производство основного продукта цеха, предприятия, а удельные расходы энергии на производство сжатого воздуха составляют от 80 до 140 кВт·ч/1000 м<sup>3</sup> (в зависимости от типа компрессоров, условий охлаждения и эксплуатации) при электроприводе и 17–20 кг условного топлива на 1000 м<sup>3</sup> при паротурбинном приводе компрессоров.

Расход сжатого воздуха на единицу продукции для наиболее крупных технологических потребителей составляет: для производства чугуна 800–1000 м<sup>3</sup>/т чугуна, мартеновской стали 60–140 м<sup>3</sup>/т стали; конвертерной стали 30 м<sup>3</sup>/т стали; электростали 70 м<sup>3</sup>/т стали; на прокатных станах (20–50) м<sup>3</sup>/т проката.

Большие количества потребления сжатого воздуха единичным потребителем и индивидуальный технологический режим потребления приводят к необходимости блочной компоновки компрессора и технологического агрегата с индивидуальным регулированием и расположением компрессора у потребителя.

Сопоставимо с черной металлургией по абсолютным масштабам потребления сжатого воздуха на предприятиях цветной металлургии, хотя в этой отрасли и отсутствуют такие крупные единичные потребители как доменные печи или конверторы. Этим объясняется и большее разнообразие применяемых для воздухообеспечения нагнетательных машин: отличающихся по производительности и давлению поршневых компрессоров, турбокомпрессоров и особенно воздуходувок с давлением нагнетания от 0,15 до 0,25 МПа.

Доля общего энергопотребления на сжатие воздуха в отрасли колеблется от 8–10% до 60% в шахтных выработках и рудниках. Наиболее крупные потребители сжатого воздуха: шахтные печи для плавки окисленных руд и вторичного сырья со средним расходом воздуха на м<sup>2</sup> сечения печи в области фурм 45–65 м<sup>3</sup>/мин; конвертеры с единичным потреблением сжатого воздуха от 180 до 850 м<sup>3</sup>/мин; барабанные сушилки (расход воздуха от 4 до 12 м<sup>3</sup>/кг влаги); пневмотранспорт пыли и отходов; агломерационные машины с продувом воздуха через шихту; обжиговые конвейерные машины и печи кипящего слоя с подачей воздуха в сопла (сжатый воздух или смесь с кислородом); пневмофурмовщики и пневмопушки для прочистки фурм.

Не менее емким в сравнении с металлургией по абсолютной величине потребления сжатого воздуха является машиностроение. Эта отрасль характеризуется большим разнообразием пневмопотребителей, параметров сжатого воздуха и состава компрессорных машин на станциях.

В отличие от металлургии в машиностроении доля использования сжатого воздуха как привода различных механизмов больше: пневмомолоты, различное сборочное оборудование (отвертки, патроны, сверла и т.д.), зажимы деталей, газовые подвесы, зачистные и окрасочные камеры. Крупные потребители сжатого воздуха в литейных и кузнечных цехах машиностроительных заводов (пескоструйные аппараты, прессы, трамбовки, вибраторы, обрубные и обдучные машины). Большое разнообразие мелких потребителей, индивидуализация режимов их работы определяет сложные графики воздухопотребления. На машиностроительном заводе, как правило, нет компрессоров, сблокированных с индивидуальным потреблением, а воздуходобывание осуществляется от кольцевых пневмомагистралей одной или нескольких компрессорных станций.

Современное машиностроительное предприятие расходует 20–25% общего энергопотребления на привод компрессоров для сжатия воздуха. Компрессорный парк в машиностроении представлен практически всей таблицей поршневых машин, а также и винтовых компрессоров, среди турбокомпрессоров наиболее крупных предприятий распространены турбокомпрессоры общего назначения К-250-61-5 и К-500-61-2.

Разнообразие технологических процессов, большой диапазон параметров, единичных мощностей и типов компрессорных агрегатов отличают потребление сжатого воздуха в химической промышленности. Потребление сжатого воздуха в химической промышленности отличает разнообразие технологических процессов большого диапазона. В этой отрасли воздух подается как от компрессоров, входящих в состав блоков и установок, так и от компрессорных станций. Давление сжатого воздуха в системе, в зависимости от потребителя может составлять от 0,4–0,5 до 15–20 МПа. В равной степени находят применение поршневые, винтовые и турбокомпрессоры.

Наиболее емкие по сжатому воздуху производства:

– азотной кислоты (расход воздуха с давлением 0,4–0,5 МПа составляет около 4000 м<sup>3</sup> на 1 т азотной кислоты. Производительность осевого компрессора в агрегате АК-72 составляет (180–190) · 10<sup>3</sup> м<sup>3</sup>/час);

- серной кислоты (на 1 т 100-процентной серной кислоты требуется 1500–2000 м<sup>3</sup> сжатого воздуха);
- аммиачной селитры (один агрегат производительностью 56 т/ч потребляет около 500·10<sup>3</sup> м<sup>3</sup> /час сжатого воздуха);
- грануляция аммиачной селитры (потребляет (2,5–28) ·10<sup>3</sup> м<sup>3</sup> сжатого воздуха на тонну продукта или от (100 до 700) ·10<sup>3</sup> м<sup>3</sup> /час на установку).

Большие количества сжатого воздуха потребляют воздухоразделительные установки (ВРУ). Этот тип потребителя может рассматриваться как обособленно, так и в качестве подотрасли в составе таких отраслей как черная и цветная металлургия, химическая промышленность. Особенность потребления воздухоразделительными станциями определяется спецификой самих ВРУ, эксплуатационные режимы которых трудно поддаются регулированию. Поэтому графики нагрузок воздушных компрессоров для ВРУ также постоянны.

Параметры сжатого воздуха как исходного сырья для воздухоразделительных установок разнообразны и также определяются типом установок.

Установки большой производительности и низкого давления с единичным потреблением воздуха (10–35) ·10<sup>3</sup> м<sup>3</sup> /ч обслуживаются турбокомпрессорами К-3000-61-1, К-3250-41-2, К-5500-42-1. В установках средней и малой производительности давление потребляемого воздуха может быть (3–20) МПа и для этих ВРУ используют поршневые, а в последнее время и винтовые компрессоры.

Для ВРУ характерно, что затраты энергии на сжатие воздуха составляют, в зависимости от типа установок от 70 до 90% всех энергозатрат установки.

Крупным потребителем сжатого воздуха является горнодобывающая и угольная промышленность, где воздух расходуется как на привод пневмомеханизмов (врубковые машины, перфораторы, буры и т.п.), так и на получение холода, транспортные нужды и кондиционирование воздуха в объектах.

Доля энергопотребления на воздухоснабжение этой отрасли составляет около 50% суммарной потребности в энергии.

Далее, среди достаточно крупных потребителей сжатого воздуха следует назвать: нефтедобывающую отрасль (особое внимание в последние годы уделяется подъему нефти с больших глубин с помощью эрлифтов, проходке нефтяных скважин), строительство (пневмомолоты, трамбовочные машины, вибраторы, распыливание красителей), транспорт и связь (подъемники, тормозные устройства, пневмопочта).

Используется сжатый воздух также и в энергетике, полиграфической технике, для нужд автоматики и регулирования.

### 2.3. Показатели эффективности систем воздухообеспечения (СВС)

Используя обобщенное понятие КПД системы, запишем выражение в частном случае для системы воздухообеспечения с учетом потерь и затрат эксергии на компрессорной станции, в коммуникациях и распределительных устройствах потребителя:

$$\eta_{\text{СВС}} = \eta_{\text{КС}} \cdot \eta_{\text{К}} \cdot \eta_{\text{Р}}, \quad (2.1)$$

где  $\eta_{\text{КС}}$  – КПД компрессорной станции;  $\eta_{\text{К}}$  – КПД коммуникации, характеризующий гидравлические и материальные потери при транспорте сжатого воздуха;  $\eta_{\text{Р}}$  – КПД распределительных устройств сжатого воздуха, учитывающий как потери (аналогично потерям в коммуникациях), так и возможные дополнительные затраты эксергии в ВЭ, расположенных у потребителя,  $\sum E''_{\text{ВЭ}}$ :

Для эксергетического КПД:

$$\eta_{\text{ек}} = \frac{E'_1}{E_1}, \quad (2.2)$$

$$\eta_{\text{ер}} = \frac{E''_1}{E'_1 + \sum E''_{\text{ВЭ}}}, \quad (2.3)$$

где  $E_1$ ,  $E'_1$  и  $E''_1$  – соответственно, эксергии потока сжатого воздуха на выходе из КС, на входе в распределительные устройства потребителя и на входе в технологическую часть потребителя.

На рисунке 2.3 показана эксергетическая диаграмма потоков системы воздухообеспечения, из которой видно, что наибольшая часть потерь (до 50%) приходится на 1-й элемент системы –

компрессорную станцию, в том числе и потери со сбросным теплом охлаждения компрессора, составляющими около 15%. С учетом потерь в коммуникации ( $\eta_k = 0,9-0,95$ ) и у потребителя ( $\eta_{\text{п}} = 0,6-0,8$ ) КПД системы составляет 30%.

Эксергетический КПД компрессорной станции (КС) в общем виде можно представить как:

$$\eta_{\text{екс}} = \frac{\sum E_i + E_{Q_T}}{\sum E_{\text{вх}} + \sum E_{\text{вэ}}}, \quad (2.4)$$

где  $\sum E_i$  – сумма эксергии различных потоков сжатого воздуха, отличающихся по термодинамическим параметрам (давлению, температуре, влажности);  $E_{Q_T}$  – эксергия отведенной и полезно используемой от компрессоров теплоты;  $\sum E_{\text{вх}}$  – сумма эксергий подведенных в приводе компрессоров (в случае электропривода равна мощности привода);  $\sum E_{\text{вэ}}$  – эксергия, затраченная во вспомогательных элементах.

Для наиболее простого случая – одного потока сжатого воздуха, отсутствия утилизации теплоты и затрат эксергии в ВЭ формула (2.4) имеет вид:

$$\eta_{\text{екс}} = \frac{E_1}{\sum E_{\text{вх}}}. \quad (2.5)$$

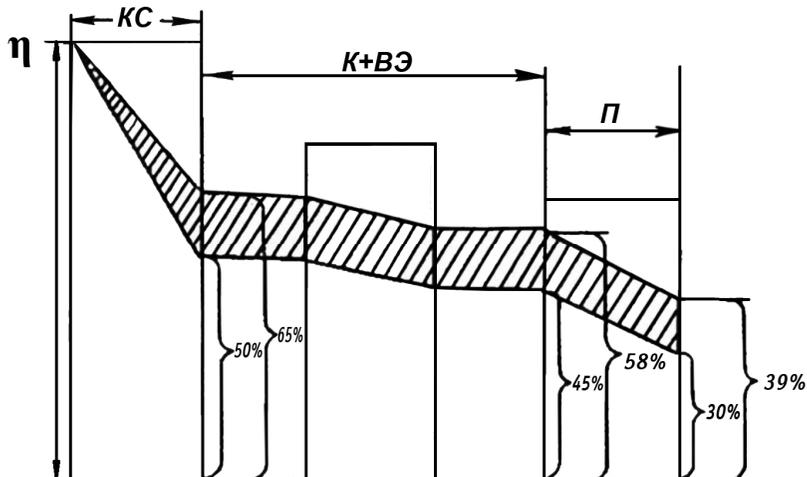
Используя эксергию теплоты, отводимой от компрессора, в соответствии с выражением для  $\eta_{\text{екс}}$  можно повысить КПД компрессорной станции, при этом увеличится КПД системы по всем ее элементам, в частности, если у компрессора увеличение КПД составит 15%, то у потребителя оно составит 9% (заштрихованная часть диаграммы на рис. 2.3).

Чтобы представить, что означает полезное использование 15% эксергии, теряемой с теплотой, сбрасываемой в окружающую среду, приведем конкретный пример.

Системой охлаждения компрессорной станции, в состав которой входят четыре турбокомпрессора К-250-61-5, отводится в течение года тепловой поток, которого бы хватило для отопления 2-х чугунолитейных цехов с общим объемом зданий  $68 \cdot 10^3 \text{ м}^3$  или для снабжения горячей водой жилого дома на 800 человек.

Величина  $\eta_{\text{екс}}$  дает возможность проводить анализ целесообразности утилизации теплоты, отводимой в процессе сжатия,

а также находить оптимальное соотношение между величинами  $E_{св}$  и  $E_Q$ , зависящее от расхода и температуры охлаждающей среды, поверхности и эффективности теплообмена, используя величину КПД, как целевую функцию.



**Рис. 2.3. Эксергетическая диаграмма потоков:**

КС – компрессорная станция; К – компрессор;  
 ВЭ – вспомогательные элементы; П – потребитель

Для более полной оценки эффективности утилизации теплоты сжатия, суммарный эффект оценивают по приведенным затратам П, руб.,

$$П = E \cdot K + \Theta, \quad (2.6)$$

Применительно к системе воздухообеспечения величина К состоит из следующих составляющих:

$$K = K_k + K_{BO} + K_{пр} + K_{СТ} + K_M, \quad (2.7)$$

где  $K_k$  – стоимость компрессора;  $K_{BO}$  – стоимость охладителей воздуха, промежуточных и конечных;  $K_{пр}$  – стоимость привода, редуктора, муфт, автоматики;  $K_{СТ}$  – стоимость компрессорной станции с учетом электрических коммуникаций и масляной системы;  $K_M$  – стоимость монтажа установки.

Эксплуатационные расходы Э могут быть разделены на две группы:

1)  $\mathcal{E}_1$  – пропорциональные капитальным вложениям амортизационные отчисления и расходы на текущий ремонт и содержание установки

$$\mathcal{E}_1 = A \cdot K + A_p \cdot K, \quad (2.8)$$

где  $A$  – доля годовых амортизационных отчислений;  $A_p$  – доля годовых расходов на ремонт и содержание установки;

2)  $\mathcal{E}_2$  – не зависящие от капитальных вложений затраты энергии на привод компрессора, водяных насосов, в системе осушки:

$$\mathcal{E}_2 = (\mathcal{C}_Э \cdot N_k + 3600 \cdot \mathcal{C}_В \cdot V_B) \cdot T, \quad (2.9)$$

где  $\mathcal{C}_Э$  и  $\mathcal{C}_В$  – соответственно, тарифы на электроэнергию, руб./кВт·ч, и воду, руб./м<sup>3</sup>;  $V_B$  – расход охлаждающей воды, м<sup>3</sup>/с;  $T$  – время работы установки в году, ч;  $N_k$  – мощность компрессора.

Структура приведенных затрат (в процентах) представлена в табл. 2.2.

Таблица 2.2

### Структура приведенных затрат

Статья приведенных затрат	Проценты, %
Компрессор с теплообменниками	2
Компрессорная станция	6
Электроэнергия на привод компрессора	62
Затраты на охлаждающую воду	13
Амортизация, ремонт и обслуживание	17

Как видно из табл. 2.2, капитальные вложения в структуре приведенных затрат составляют не более 8%, что указывает на важность любых мероприятий, направленных на улучшение эксплуатационных показателей компрессора.

### *Себестоимость сжатого воздуха в СВС*

В зависимости от потребителя сжатого воздуха, производительности и потребляемой мощности компрессора воздушные компрессоры имеют электрический или паротурбинный привод.

Для крупных машин с производительностью более 1500 м<sup>3</sup>/мин и потребляемой мощностью свыше 10 МВт экономически целесообразен привод от паровой турбины. Такие компрессоры применяются для подачи воздуха, обогащенного кислородом до 30–35% О<sub>2</sub>, в доменные печи (доменное дутье). ПВС металлургических заводов могут представлять отдельный цех или комплектоваться с заводской ТЭЦ. Суммарные годовые затраты по ПВС включают затраты на топливо, электроэнергию, кислород, заработную плату с начислениями, отчисления на реновацию (восстановление) и на ремонты.

Основной составляющей себестоимости доменного дутья являются затраты на кислород, и поэтому для анализа структуры себестоимости сжатого воздуха рассмотрим без затрат на кислород. При таком анализе для компрессоров с паротурбинным приводом в эксплуатационных затратах преобладают затраты на топливо. Ориентировочная структура себестоимости доменного дутья (%) на металлургических заводах приведена в табл. 2.3.

Таблица 2.3

### Структура себестоимости доменного дутья

Статья приведенных затрат	Проценты, %
Затраты на топливо	65–75
Затраты на ремонты	11–15
Амортизационные отчисления на реновацию	6–9
Затраты на заработную плату	5–7
Прочие расходы	3–5

Себестоимость доменного дутья на металлургических заводах зависит от цены топлива.

Для компрессоров меньшей мощности с использованием электропривода основной составляющей эксплуатационных затрат являются затраты на электроэнергию. С увеличением мощности агрегатов и компрессорных станций снижается себестоимость сжатого воздуха и увеличивается доля затрат на электроэнергию. Себестоимость сжатого воздуха зависит и от графика нагрузки компрессорной станции, тарифов на электроэнергию, воду и составляет 100–120 руб./1000 м<sup>3</sup>.

По данным Ю.В. Кузнецова [3] себестоимость сжатого воздуха для Уральского региона составляла в 2000 г.  $g = (100-120)$  руб./1000 м<sup>3</sup> и в 2010 г.  $g = (140-180)$  руб./1000 м<sup>3</sup>

Примерная структура себестоимости сжатого воздуха приведена в табл. 2.4 для сравнения по двум компрессорным станциям с производительностью  $20 \cdot 10^3$  м<sup>3</sup>/ч ( $N_1$ ) и  $200 \cdot 10^3$  м<sup>3</sup>/ч ( $N_2$ ), %.

Таблица 2.4

### Структура себестоимости сжатого воздуха

Статья приведенных затрат	Проценты, %	
	$N_1=20 \cdot 10^3$ , м <sup>3</sup> /ч	$N_2=200 \cdot 10^3$ , м <sup>3</sup> /ч
Затраты на электроэнергию	70	85
Затраты на ремонты	10	7
Амортизационные отчисления на реновацию	9	5
Затраты на заработную плату	7	2
Прочие расходы	4	1

Увеличение единичной мощности агрегатов на станции №2 (например, полная или частичная замена компрессоров К-250-61-5 на компрессоры К-500-62-1 и К-1500-62-1) может привести к снижению себестоимости сжатого воздуха на 5–11%. К значительному снижению себестоимости сжатого воздуха на 15–25% приводит утилизация теплоты сжатия.

Теплота сжатия, отводимая от компрессора, относится к низкопотенциальным вторичным энергоресурсам. При наличии конечного охладителя, от компрессорной установки отводится тепловой поток, примерно равный по величине мощности привода. Средний потенциал отводимой теплоты составляет 140–160 °С. До 90% этой теплоты может быть полезно использовано, что позволяет добиться значительной экономии топлива. При этом возникает задача оценки экономической эффективности утилизации, распределения затрат между продуктами – сжатым воздухом и теплотой. Трудность здесь заключается в том, что суммарные затраты распределяются на два продукта, причем анализ процесса сжатия и охлаждения не дает оснований для непосредственного их распределения.

Существует несколько способов распределения затрат между продуктами в двух- и многоцелевых системах. Для систем, в которых существенную роль играют энергетические затраты, а для систем воздухообеспечения они составляют 75–80%, естественным будет их распределение пропорционально эксергиям выходящих в данном сечении продуктов.

На рисунке 2.4 изображена схема компрессорной установки с утилизацией теплоты сжатия, на выходе из которой отводится два полезно используемых продукта.

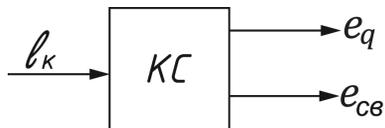


Рис. 2.4. Схема потоков эксергии при работе компрессорной установки КС с утилизацией теплоты

Эксергетическая производительность такой установки определяется:

$$N_e = (e_q + e_{св}) \cdot G_{св}, \quad (2.10)$$

где  $G_{св}$  – массовый расход сжатого воздуха;  $e_q$  – удельная эксергия отводимого потока теплоты и  $e_{св}$  – удельная эксергия сжатого воздуха.

Доля затрат на получение теплового потока будет определяться:

$$m_q = \frac{e_q}{e_q + e_{св}}. \quad (2.11)$$

Затраты на получение теплоты составят:

$$Z_q = m_q \cdot \sum Z, \quad (2.12)$$

где  $\sum Z$  – суммарные энергетические и неэнергетические затраты.

Аналогично определяется доля затрат на получение сжатого воздуха:

$$m_{св} = \frac{e_{св}}{e_q + e_{св}}. \quad (2.13)$$

Утилизация теплоты сжатия имеет целью, во-первых, повышение термодинамического совершенства системы, во-вторых, получение максимально возможного экономического эффекта, связанного с экономией топлива и электроэнергии, что в конечном итоге ведет к снижению себестоимости продуктов.

Максимальная экономия от утилизации теплоты сжатия, т.е. минимальная себестоимость сжатого воздуха при условии незначительного изменения эксплуатационных затрат в системе, достигается при минимальной величине доли затрат на получение сжатого воздуха.

В качестве примера рассмотрим распределение затрат в компрессорной установке К-5500-42-1 при работе на доменную печь. Основные параметры компрессора:

- расход воздуха – 4130 м<sup>3</sup>/мин;
- давление нагнетателя –  $p_n = 0,51$  МПа;
- потребляемая мощность – 16300 кВт;
- один прохладитель (концевой охладитель не используется).

Данные взяты из курсовой работы студентки Афанасьевой А.А. (2019 г.)

При выполнении расчета с выбранной по предварительным данным величиной  $\eta_{ад} = 0,88$  получены следующие данные:

- затрата энергии  $N_{кр\text{расч}} = 14549$  кВт;
- изотермический КПД  $\eta_{изк} = 0,724$ ;
- эксергетический КПД  $\eta_{ек} = 0,82$ .

Определяем при температуре на выходе компрессора  $T_{вых} = 406$  К и эксергии сжатого воздуха 159 кДж/к – удельный расход энергии:

$$\Theta_k = \frac{N_{кр}}{V_k} = \frac{15350}{4130 \cdot 60} = 61,9 \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{1000 \cdot \text{м}^3}.$$

Температура воздуха в охладителе:  $T_{вх} = 382$  К и  $T_{вых} = 313$  К.

Температура воды в охладителе: на входе  $T_{вх} = 25^\circ\text{C}$  и на выходе  $T_{вых} = 50^\circ\text{C}$ .

Количество утилизируемого тепла при  $G_b = 79,9$  кг/с:

$$Q_{ут} = G_b \cdot c_{рв} \cdot \Delta T_b = 79,9 \cdot 1,005 \cdot (381 - 303) = 6291,5 \text{ кВт}.$$

Коэффициент трансформации по воде:

$$\tau_e = \frac{323-293}{323} = 0,09.$$

Эксергетический КПД с учетом утилизации тепла:

$$\eta_{\text{еут}} = \frac{e_{\text{возд}} \cdot G_{\text{в}} + \tau_e \cdot Q_{\text{ут}}}{N_{\text{двиг}}} = \frac{159 \cdot 79,9 + 0,09 \cdot 6291,5}{14549} = 0,835.$$

Доля затрат электроэнергии на сжатие воздуха:

$$m_{\text{св}} = \frac{E_{\text{с.в}}}{E_{\text{с.в}} + E_Q} = \frac{159 \cdot 79,9}{159 \cdot 79,9 + 0,09 \cdot 6291,5} = 0,95.$$

Доля затрат электроэнергии на теплоту:

$$m_{\text{ут}} = \frac{E_Q}{E_{\text{с.в}} + E_Q} = \frac{0,09 \cdot 6291,5}{159 \cdot 79,9 + 0,09 \cdot 6291,5} = 0,05.$$

Затрата мощности на сжатие воздуха:

$$N_{\text{с.в}} = m_{\text{св}} \cdot N_{\text{д}} = 0,95 \cdot 14549 = 13822 \text{ кВт.}$$

Затраты мощности на утилизируемое тепло:

$$N_{\text{ут}} = m_{\text{ут}} \cdot N_{\text{д}} = 0,05 \cdot 14549 = 727,5 \text{ кВт.}$$

Удельный расход энергии на сжатый воздух при утилизации теплоты:

$$\mathcal{E}_{\text{к}} = \frac{N_{\text{с.в.ут}}}{V_{\text{к}}} = \frac{13822}{4130 \cdot 60} = 55 \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{1000 \cdot \text{м}^3}$$

Результаты по эксергетическому КПД:

$$\eta_{\text{ек}} = 0,82 \text{ и } \eta_{\text{еут}} = 0,835$$

и по удельному расходу энергии  $\mathcal{E}_{\text{к}} = 61,9 \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{1000 \cdot \text{м}^3}$  и

$$\mathcal{E}_{\text{кут}} = 55 \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{1000 \cdot \text{м}^3}.$$

Результаты сравнения по  $\eta_{\text{ек}}$  и  $\mathcal{E}$  достаточно скромные в сравнении с аналогичными расчетами, приведенными для компрессора К-250 с двумя промохладителями и концевым охладителем, так как в данном случае тепло используется только от одного охладителя. Далее будут приведены данные для компрессора К-250.

## 2.4. Режимы воздухопотребления

*Нагрузки на воздушную компрессорную станцию и методы их расчета*

*Нагрузка на компрессорную станцию*

Нагрузкой на компрессорную станцию называется количество воздуха, необходимое пневмоприемникам (с учетом потерь), соответствующее производительности компрессоров в рассматриваемый промежуток времени:

$$Q = Q_n + q = Q_k, \quad (2.14)$$

где  $Q_n$  – количество воздуха, полезно расходуемое пневмоприемниками в единицу времени, м<sup>3</sup>/мин;  $q$  – потери воздуха при выработке, транспортировке и потреблении сжатого воздуха в соединениях трубопроводов с арматурой, в гибких шлангах, а также из-за утечек при продувках сосудов и у неработающих пневмоприемниках, м<sup>3</sup>/мин;  $Q_k$  – производительность работающих компрессоров, соответствующая нагрузке на них в единицу времени, м<sup>3</sup>/мин.

Нагрузка на компрессорную станцию может быть неполной  $Q \leq 0,5 Q_k$ ; средней  $0,5 Q_k < Q \leq 0,75 Q_k$  и максимальной.

Максимальную нагрузку на компрессорную станцию условно расчленяют на максимальную длительную и максимальную возможную нагрузку:  $Q_k > Q_{\text{Мд}} > 0,75 Q_{\text{max}}$  – максимальная длительная нагрузка;  $Q_k = Q_{\text{max}}$  – максимальная возможная нагрузка.

Максимальная длительная нагрузка длится 20–30 мин и покрывается на 75–90 % всеми работающими компрессорами, за исключением находящихся в резерве или в планово – предупредительном ремонте. Для покрытия максимально возможной нагрузки включают в работу все, даже резервные компрессоры.

Средняя, максимальная длительная и максимальная возможная нагрузки на компрессорную станцию позволяют определить: установленную рабочую и резервную производительности компрессорной станции; расходы электрической или другого вида энергии для получения сжатого воздуха, воды и вспомогательных материалов при производстве сжатого воздуха; диаметры внутрицеховых и межцеховых трубопроводов сжатого воздуха.

### *Определение нагрузки на компрессорную станцию*

#### *Укрупнённый метод определения нагрузки*

Определение нагрузки на компрессорную станцию производится укрупненным или расчетным методами. Укрупненный метод основан на применении средних норм удельных расходов сжатого воздуха на единицу продукции или на каждую из операций обслуживаемого процесса. Средние удельные нормы устанавливаются опытным путем и с течением времени пересматриваются в сторону снижения.

По укрупненному методу суммарный годовой расход воздуха определяется по формуле:

$$Q_{\Gamma} = \alpha \cdot A_{\Gamma}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (2.15)$$

где  $\alpha$  – средний удельный расход воздуха на единицу продукции;  
 $A_{\Gamma}$  – годовой выпуск продукции в соответствующих единицах.

Отсюда средняя нагрузка в рабочую часть года определяется по формуле:

$$Q = \frac{Q_{\Gamma}}{60 \cdot h_{\text{раб}\Gamma}}, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (2.16)$$

где  $h_{\text{раб}\Gamma}$  – часть года в часах, соответствующая времени потребления сжатого воздуха.

Максимальная нагрузка по укрупненному методу определяется по формуле:

$$Q_{\text{max}} = k_{\text{max}} \cdot Q_{\text{ср}}, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (2.17)$$

где  $k_{\text{max}}$  – коэффициент, учитывающий максимум потребления сжатого воздуха.

Укрупненный метод находит применение при перспективном планировании воздухообеспечения.

### *Расчетный метод определения нагрузки на КС*

При проектировании новых или реконструкции действующих предприятий среднюю и максимальную нагрузки на компрессорную станцию следует определять, пользуясь расчетным методом. Здесь известны типы и количество пневмоприемников и их разделяют на два вида: пневмоинструменты (кратковременный режим работы) и пневмооборудование (длительный режим работы).

По расчетному методу средняя расчетная нагрузка на компрессорную станцию определяется по формуле:

$$Q_{\text{ср}} = Q_{\text{инстр } i} + Q_{\text{ср обор } j}, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (2.18)$$

где  $Q_{\text{ср.инстр.}i}$  – средний расход воздуха однотипной группой пневмоинструментов  $i$ , определяемый по формуле:

$$Q_{\text{ср.инстр.}} = \sum_i^n n_{\text{инстр.}i} \cdot q_{\text{инстр.}i} \cdot K_{\text{спр}},$$

$$K_{\text{спр}} = K_{\text{загр.}} \cdot K_{\text{одн.}} \cdot K_{\text{ут.}} \cdot K_{\text{изн.}}, \quad \text{м}^3/\text{мин}, \quad (2.19)$$

где  $K_{\text{загр.}}$  – коэффициент загрузки показывает, какую часть от максимальной возможной загрузки составляет данная загрузка приемника с длительным режимом работы. При небольшой серийности производства  $K_{\text{загр.}} = 0,5-0,7$ ;  $K_{\text{одн.}}$  – коэффициент одновременности работы однотипных пневмоприемников показывает, какая часть всех установленных приемников находится в работе;  $K_{\text{изн.}}$  – коэффициент, учитывающий увеличение паспортного расхода воздуха пневмоинструментом, вследствие его износа. Допускается работа пневмоинструментов, имеющих  $K_{\text{изн.}} = 1,1-1,15$  и пневмооборудования, имеющего  $K_{\text{изн.}} = 1,5-1,8$ ;  $K_{\text{ут.}}$  – коэффициент, учитывающий утечки воздуха у магистральных и внутрицеховых воздухопроводов, арматуре и у работающих пневмоприемников, а также при продувках сосудов. Обычно  $K_{\text{ут.}} = 1,2-1,25$ .  $Q_{\text{ср обор } j}$  – средний расход воздуха однотипной группой пневмооборудования  $j$ , определяемый по формуле:

$$Q_{\text{ср.обор.}j} = n_{\text{обор.}j} \cdot q_{\text{обор.}j} \cdot K_{\text{исп.}} \cdot K_{\text{изн.}} \cdot K_{\text{ут.}}, \text{ м}^3/\text{мин} \quad (2.20)$$

где  $n_{\text{инстр.}i}$ ,  $n_{\text{обор.}j}$  – соответственно количество однотипных групп пневмоинструментов и пневмооборудования;  $K_{\text{исп.}}$  – коэффициент использования пневмооборудования определяется по формуле:

$$K_{\text{исп.}} = \frac{t}{T}, \quad (2.21)$$

где  $t$  – время (в часах) за смену, в течение которой расходуется воздух пневмооборудованием;  $T$  – продолжительность (в часах) одной смены;  $q_{\text{инстр.}i}$ ,  $q_{\text{обор.}j}$  – номинальные расходы воздуха, от-

несенные к условиям всасывания компрессором соответственно одним пневмоинструментом или пневмооборудованием при неисправной работе в единицу времени.

При определении средней расчетной нагрузки на компрессорную станцию следует учитывать также потери воздуха от утечек и у неработающих, но подключенных к пневмосети инструментов, по формуле

$$Q_{\text{ср расч}} = \sum_{i=1}^n Q_{\text{ср } i} + q. \quad (2.22)$$

Характеристики пневмопотребителей приведены в табл. 2.5.

Таблица 2.5

### Характеристики пневмопотребителей

Тип пневмоприемника		Номинальный расход	Коэффициенты				
		$q$ , м <sup>3</sup> /мин 1,3 – 1,5	$K_{\text{исп}}$	$K_{\text{одн}}$	$K_{\text{загр}}$	$K_{\text{ут}}$	$K_{\text{изн}}$
Оборудование	Пневмодвигатель	1,3 – 1,5	0,875	—	—	1,1	1,12
	Формовочные машины	0,75	0,3	—	—	1,2	1,12
	Обдувальные сопла	2	0,25	—	—	1,05	1,2
	Ковочные молоты	1,5 – 5,0	0,6 – 0,75	—	—	1,1	1,07
	Вибраторы	1,0 – 3,0	0,3 – 0,4	—	—	1,15	1,05
	Сверлильные машины	0,3 – 0,5	0,4 – 0,6	—	—	1,05	1,1
	Прессы	1,5 – 5,0	0,7	—	—	1,1	1,2
Инструмент	Шлифовальные шины	0,5 – 2,0	—	0,6	0,7	1,1	1,1
	Механические ножницы	0,5 – 1,0	—	0,55	0,6	1,1	1,12
	Пневмозубила	0,7	—	0,67	0,7	1,12	1,2
	Механические пилы	1,0 – 2,0	—	0,55	0,65	1,11	1,2
	Пескоструйные машины	0,5 – 1,5	—	0,4 – 0,5	0,55	1,15	1,2

На рисунке 2.5 представлен график зависимости  $K_{\text{спр.}}$  от числа пневмоприемников, составленный по статистическим данным:  $K_{\text{спр.}}$  тем меньше, чем больше однотипных групп пневмоинструментов с кратковременным режимом работы подключены к пневмосети.  $\sum_{i=1}^n Q_{\text{ср } i}$  – сумма средних расходов воздуха отдельными однотипными группами пневмоприемников;  $q$  – потери воздуха у неработающих пневмоприемников в трубопроводах, арматуре и т.п., количество которых определяется экспериментальным способом.

Приведенные формулы для расчета средней расчетной нагрузки действительны при условии, что однотипные пневмоприемники работают с одинаковыми коэффициентами нагрузки  $K_{\text{нагр.}}$ , коэффициентами использования  $K_{\text{исп}}$  и коэффициентами износа  $K_{\text{изн.}}$ .

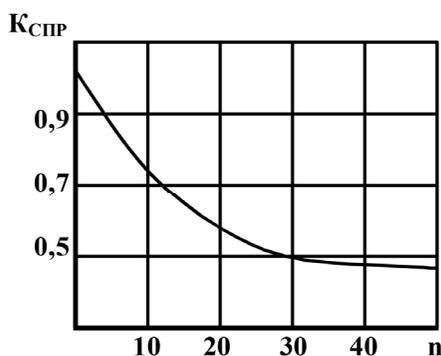


Рис. 2.5. Зависимость коэффициента  $K_{\text{спр.}}$  от числа пневмоприемников

Коэффициентом нагрузки  $K_{\text{нагр}}$  называется отношение расхода воздуха при работе оборудования на неполную мощность  $Q_{\text{нм}}$  к расходу его при работе с номинальной мощностью  $Q_{\text{м}}$ , т. е.

$$K_{\text{нагр}} = \frac{Q_{\text{нм}}}{Q_{\text{м}}} \leq 1.$$

Кратковременное увеличение расхода воздуха за счет включения или одновременной работы крупных потребителей сжатого воздуха создает максимальный расход воздуха, т.е. мак-

симальную нагрузку на компрессорную станцию, которая определяется по формуле:

$$Q_{\max} = K_{\max} \cdot Q_{\text{ср расч}}, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (2.23)$$

где  $K_{\max}$  – коэффициент максимума, который принимается равным 1,2–1,5 в зависимости от характера нагрузки, возможного одновременного включения в работу большого количества пневмоприемников или перераспределения загрузки смен. Меньшие значения  $K_{\max}$  относятся к меньшему количеству потребителей с большими расходами воздуха при сравнительно редком включении и выключении.

По максимальному расходу воздуха  $Q_{\max}$  определяют диаметры трубопроводов сжатого воздуха, и максимальную длительную нагрузку на компрессорную станцию, которая лежит в основе расчета и выбора компрессоров для компрессорной станции.

Максимальная длительная нагрузка на компрессорную станцию в обоих методах расчета определяется по формуле

$$Q_{\text{м.д.}} = \beta_{\text{неодн.}} \cdot \sum_{i=1}^n Q_{\max,i}, \quad (2.24)$$

где  $\beta_{\text{неод.}}$  – коэффициент неодновременности, учитывающий несовпадение во времени слагаемых максимальных нагрузок в зависимости от состава и числа групп пневмоприемников с неодинаковыми режимами работы он может иметь различные значения (в среднем 0,85–0,95 и с увеличением числа разных групп уменьшается);  $\sum_{i=1}^n Q_{\max,i}$  – сумма максимальных расходов воздуха всеми потребителями, питающимися сжатым воздухом от компрессорной станции в рассматриваемую единицу времени.

#### *Расчет производительности компрессорной станции*

Производительность компрессорной станции бывает установленной. Установленная производительность компрессорной станции представляет собой сумму номинальных производительностей всех компрессоров станции, включая резервные:

$$Q_{\text{уст.}} = \sum_{i=1}^n Q_{\text{к.и.}} = Q_{\text{раб.}} + Q_{\text{рез.}}, \quad (2.25)$$

где  $Q_{\text{к.и.}}$  – номинальная производительность компрессора по всасываемому воздуху,  $\text{м}^3/\text{мин}$ , обычно указывается в паспорте ком-

прессора;  $Q_{\text{раб}}$  – рабочая производительность компрессорной станции, равная максимальной длительной нагрузке на станцию;  $Q_{\text{рез.}}$  – производительность компрессоров, находящихся в резерве.

Таким образом, принимая в расчетах  $Q_{\text{раб}} = Q_{\text{мд}}$  получим:

$$Q_{\text{уст}} = Q_{\text{мд}} + Q_{\text{рез.}} \quad (2.26)$$

Расчет установленной производительности компрессорной станции сводится к определению:

- 1) максимально длительной нагрузки на компрессорную станцию;
- 2) производительности и количества компрессоров, устанавливаемых в компрессорной станции;
- 3) типа устанавливаемых компрессоров.

Установленную производительность компрессорной станции следует принимать такой, чтобы работающие компрессоры покрывали максимальную длительную нагрузку не менее чем на 75–90 %, т. е.

$$\eta = \frac{Q_{\text{уст}} - Q_{\text{к}}}{Q_{\text{мд}}} \cdot 100\% = 75 \dots 90\%, \quad (2.27)$$

где  $\eta$  – покрытие максимальной нагрузки на компрессорную станцию при выходе из строя наибольшего по производительности компрессора, %;  $Q_{\text{уст}}$  – сумма номинальных производительностей всех компрессоров, установленных в компрессорной станции, м<sup>3</sup>/мин;  $Q_{\text{к}}$  – производительность наибольшего компрессора, подлежащего ремонту или находящегося в резерве, м<sup>3</sup>/мин;  $Q_{\text{мд}}$  – максимальная длительная нагрузка на компрессорную станцию, м<sup>3</sup>/мин. Установленную производительность компрессорной станции определяют, задавшись единичной производительностью, количеством и типом компрессоров. Если принять, что единичные производительности устанавливаемых на станции компрессоров одинаковы, то число рабочих машин определяется по формуле:

$$m = \frac{Q_{\text{мд}}}{Q_{\text{к}}} \quad (2.28)$$

Пример расчета установленной производительности компрессорной станции приведен в табл. 2.6.

Таблица 2.6

**Пример расчета установленной производительности  
и выбор варианта компрессорной станции  
(давление сжатого воздуха 0,8 МПа)**

Показатели	Единицы измерения	Возможный вариант			
		I	II	III	IV
Максимальная длительная нагрузка на компрессорную станцию в первую смену во вторую смену	м <sup>3</sup> /мин	100	100	100	100
		60	60	60	60
Производительность компрессора: марки А марки Б	м <sup>3</sup> /мин	50	40	40	25
		—	—	20	—
Количество устанавливаемых компрессоров при одном резервном марки А марки Б	штук	3	3	3	4
		—	—	1	—

Окончание табл. 2.6

Показатели	Единицы измерения	Возможный вариант			
		I	II	III	IV
Установленная производительность компрессорной станции	м <sup>3</sup> /мин	$Q_{уст} = 3 \cdot 50 = 150$	$Q_{уст} = 3 \cdot 40 = 120$	$Q_{уст} = 3 \cdot 40 + 1 \cdot 20 = 140$	$Q_{уст} = 4 \cdot 25 = 100$
Обеспечение максимальной длительной нагрузки	%	$\eta = \frac{150 - 50}{100} \cdot 100 = 100$	$\eta = \frac{120 - 40}{100} \cdot 100 = 80$	$\eta = \frac{140 - 40}{100} \cdot 100 = 100$	$\eta = \frac{100 - 25}{100} \cdot 100 = 75$
Использование компрессоров для обеспечения нагрузки во вторую смену	%	$P = \frac{60}{50+50} \cdot 100 = 60$	$P = \frac{60}{40+50} \cdot 100 = 75$	$P = \frac{60}{40+20} \cdot 100 = 100$	$P = \frac{60}{25+25+25} \cdot 100 = 80$
Возможная производительность компрессорной станции	м <sup>3</sup> /мин	50; 100; 150	40; 80; 120	20; 40; 60; 80	25; 50; 75; 100

Третий вариант наилучший, так как обеспечивается 100%-ная максимальная длительная нагрузка в первую смену, 100%-ое использование компрессоров во вторую смену и наиболее гибкая работа компрессорной станции при изменении нагрузок.

При нагрузках, для которых получается дробное число рабочих машин, необходимо руководствоваться следующим правилом. Если дробь меньше 0,5, то к машинам данной марки устанавливается одна машина меньшей производительности. В случае, когда дробная часть больше 0,5, то все компрессоры принимаются одинаковой производительности, и число машин следует брать ближайшее большее.

В машинном зале компрессорной станции следует устанавливать 3–4, но не более 8 компрессорных агрегатов, включая резервные.

Производительность резервного компрессора определяют после того, как выбраны типы и производительности рабочих компрессоров; при этом необходимо, чтобы производительность резервного компрессора была максимальной производительностью.

При неоднотипном оборудовании, особенно разных по производительности компрессоров, желательно в компрессорной станции иметь в качестве резервных агрегатов по одному агрегату каждого типа. Однако во всех случаях нужно учитывать изменение нагрузки по сменам, перспективы роста нагрузок, дефицитность определенных марок компрессоров и характер предприятия, на котором сооружается компрессорная станция, с тем, чтобы не создавать лишней резерв оборудования. Количество резервных агрегатов компрессорной станции влияет на капитальные и эксплуатационные расходы.

Особенно величина резерва влияет на расходы по оплате установленной электрической мощности компрессорной станции и на себестоимость сжатого воздуха.

Количество резервных компрессорных агрегатов желательно иметь такое, чтобы обеспечивалась возможность планово-предупредительного ремонта компрессоров без уменьшения рабочей производительности станций.

При необходимости иметь на компрессорной станции 100%-й резерв, число установленных на станции компрессоров  $m$  должно быть равно:

$$m = \frac{Q_{мд}}{Q_k} + 1, \quad (2.29)$$

т. е. такое количество компрессоров, которое при выходе из строя одного компрессора, обеспечивает потребителей сжатым воздухом на 100 %.

Тип компрессора (поршневой, ротационный или турбокомпрессор) принимают исходя из производительности выпускаемых промышленностью компрессоров с учетом ранее изложенных рекомендаций.

#### *Графики нагрузок на компрессорную станцию*

Изменение нагрузок на компрессорную станцию можно изобразить графиком потребления сжатого воздуха, который будет показывать степень использования работающих компрессорных установок в определенные отрезки времени.

На рисунке 2.6 представлен суточный график нагрузки на компрессорную станцию машиностроительного завода, на котором основными потребителями сжатого воздуха являются пневмоинструменты. На компрессорной станции установлены 4 компрессора номинальной производительностью по 20 м<sup>3</sup>/мин каждый.

Один из компрессоров резервный. Во вторую смену потребление сжатого воздуха составляет 60–65% от расхода в первую смену.

При работе трех компрессоров в 1-ую смену и при работе двух компрессоров во 2-ую смену пиковые нагрузки  $Q_{пик I}$  и  $Q_{пик II}$ , соответствующие максимальным расходам, обеспечиваются воздухом за счет объемов воздухохраников и емкости сети воздухопроводов.

График показывает, что потребление сжатого воздуха в течение суток происходит неравномерно. Площадь, ограниченная осью абсцисс, кривой графика и крайними ординатами, соответствует количеству сжатого воздуха, выработанного компрессорной станцией за определенный промежуток времени. Из графика видно, что даже в те часы суток, когда пневмоприемники завода

не работают, например, с 3 до 7 часов утра, расход воздуха продолжается ввиду утечек через неплотности в местах соединения внешней сети с пневмоприемниками и утечек в механизмах самих потребителей сжатого воздуха, независимо от того, работает ли потребитель в данный момент или нет. Расходы воздуха в нерабочие часы покрываются за счет воздуха, находящегося в воздухопроводах и воздухохранилищах. Во время работы пневмоприемников утечки воздуха увеличиваются и составляют 15–30% от средней нагрузки на компрессорную станцию. Суточный график показывает, в какое время суток будут «пики» нагрузок.

В таблице 2.6 представлен пример расчета установленной производительности и выбор варианта компрессорной станции.

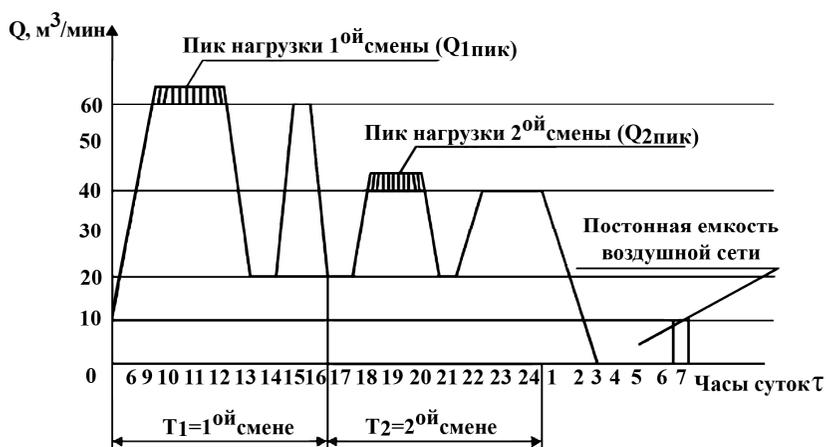


Рис. 2.6. Суточный график нагрузки на компрессорную станцию машиностроительного завода, работающего в две смены

Это дает возможность подготовить оборудование к покрытию максимальных расходов. График нагрузки можно строить для месяца, сезона и года. Годовой график нагрузки позволяет судить о том, когда удобнее всего в течение года производить на данном предприятии профилактические осмотры и ремонты оборудования.

График нагрузки компрессорной станции дает возможность судить об экономичности работы компрессорной станции, т. е. о степени использования установленной мощности (установ-

ленной производительности компрессорной станции), а также помогает правильно выбирать оборудование при проектировании новой компрессорной станции.

Степень использования установленной мощности выражается коэффициентом использования установленной мощности ( $P$ ).

Коэффициентом использования установленной мощности компрессорной станции называется отношение количества воздуха, фактически выработанного за определенный промежуток времени, к тому количеству воздуха, который могла бы выработать компрессорная станция, работая в течение всего этого времени с постоянной нагрузкой, равной ее установленной мощности (без резерва), т. е. рабочей производительности станции.

Коэффициент использования установленной мощности для компрессорной станции можно определить по формуле:

$$P = \frac{Q_{\text{факт}}}{Q_{\text{уст}} - Q_{\text{рез}}} \text{ или } P = \frac{Q_{\text{факт}}}{Q_{\text{раб}}}, \quad (2.30)$$

где  $Q_{\text{факт}}$  – количество воздуха, выработанное компрессорной станцией, равное средней нагрузке станции, м<sup>3</sup>/мин;  $Q_{\text{уст}}$  – установленная производительность компрессорной станции, м<sup>3</sup>/мин;  $Q_{\text{рез}}$  – производительность резервных компрессорных установок, м<sup>3</sup>/мин. Эксплуатация компрессорной станции должна быть организована так, чтобы компрессоры работали с полной нагрузкой. Работа неполностью загруженного компрессора увеличивает удельный расход электроэнергии. При наличии на компрессорной станции различных по производительности компрессорных агрегатов необходимо распределять нагрузку между ними так, чтобы все одновременно работающие компрессоры были полностью загружены. Для каждой компрессорной станции должен быть разработан график работы компрессоров, обеспечивающий минимальный удельный расход электроэнергии компрессорной станции. В основу графика должны быть положены наиболее экономичные компрессорные установки, вырабатывающие максимально возможное количество воздуха.

С целью экономии электроэнергии, а также для составления графика проведения ремонтных и профилактических работ необходимо для каждой компрессорной станции разрабатывать

различные комбинации совместной работы компрессоров, определяя для каждой комбинации суммарные удельные расходы электроэнергии при разных нагрузках.

### *График давления сжатого воздуха*

На работу компрессорной станции в значительной мере влияет выбор необходимого давления воздуха у потребителей во всей сети и на отдельных участках. Давление сжатого воздуха должно соответствовать давлению, которое необходимо пневмоприемникам.

Эксплуатация компрессорных установок, подающих сжатый воздух пневмоприемникам с давлением ниже необходимого, приводит к потере производительности пневмоприемников, а подающих сжатый воздух пневмоприемникам с давлением значительно выше необходимого, приводит к бесполезной затрате энергии. Так, например, повышение давления на 1% увеличивает перерасход электроэнергии на 0,5%. Давление воздуха при выходе его из компрессора должно быть выше необходимого только на величину потерь давления в арматуре, воздухопроводах и вспомогательном оборудовании.

Потери давления воздуха, движущегося по воздухопроводу, пропорциональны длинам отдельных участков трубопроводов, при этом принято считать удельные расчетные потери давления на единицу длины трубопровода одинаковыми для различных участков трубопроводов. Учитывая, что расход воздуха потребителями и потери в сетях можно принять приблизительно прямо пропорциональным давлению воздуха, следует везде, где это не отражается на производстве, снижать давление расходуемого воздуха.

Каждая компрессорная станция должна иметь характеристику требуемого давления сжатого воздуха в зависимости от производительности компрессоров с учетом воздушной сети трубопроводов и типов пневмоприемников.

На рисунке 2.7 показаны характеристики необходимого давления сжатого воздуха для разных случаев воздуховоснабжения. Линия «аа» изображает противодействие при расположении приемников, требующих постоянного давления сжатого воздуха, в непосредственной близости от воздуховоснабжающей установки.

Линия «ав» относится к наиболее распространенному случаю переменного противодействия, обусловленного одновременно воздушной сетью и воздухоприемниками, требующими постоянного давления сжатого воздуха. Линия «ос» соответствует случаю очень протяженной воздушной сети, на преодоление сопротивления самой сети.

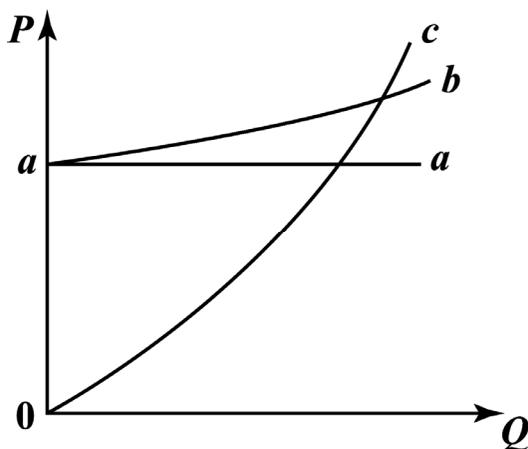


Рис. 2.7. Характеристика требуемого давления сжатого воздуха при разных режимах работы

## 2.5. Компрессорное оборудование систем воздухоснабжения

Компрессоры – машины, предназначенные для повышения давления и перемещения газов.

Первым признаком классификации по принципу действия их разделяют на компрессоры объемного и кинетического действия.

В компрессорах объемного действия повышение давления происходит при уменьшении объема газа в результате его взаимодействия с подвижными элементами конструкции (чаще всего поршня). По конструкции различают поршневые и ротационные (чаще всего винтовые) компрессоры.

В компрессорах кинетического действия (турбокомпрессорах) в движущихся вращающихся каналах при подводе энергии

увеличивается скорость и кинетическая энергия потока газа и далее, в неподвижных каналах диффузорного типа поток тормозится и давление растет. Уровень скоростей движущегося потока газа достигает десятков и сотен м/с.

По направлению движения рабочего тела турбокомпрессоры разделяют на центробежные (ЦБК) и осевые (ОК) компрессоры.

По производительности турбокомпрессоры отличаются от поршневых и винтовых существенно большими значениями в сравнении с объемными машинами.

Если поршневые и винтовые компрессоры имеют предельную производительность примерно 100–120 м<sup>3</sup>/мин, то для турбокомпрессоров характерен диапазон использования 100–7000 м<sup>3</sup>/мин – центробежные и 10000–15000 м<sup>3</sup>/мин – осевые. По давлению нагнетания для поршневых компрессоров характерен большой диапазон применения: от низкого (0,3–12 МПа) и среднего (1,2–10 МПа) до высокого (от 10 до 100 МПа) давлений.

Турбокомпрессоры для потребителей, рассматриваемых в настоящем издании (металлургия, машиностроение, воздухоразделительные установки) используют при давлениях нагнетания  $P_n = 0,5–0,7$  МПа и в машиностроении  $P_n = 0,7–1,2$  МПа. Это объясняется ограничением степени повышения давления в одной ступени  $E^T = 1,15–1,2$  (для воздуха), что определено предельно допустимыми скоростями вращения рабочего колеса  $U_k \approx 300$  м/с.

По уровню КПД положительным свойством компрессоров объемного действия является практически независимость КПД от размеров машин: в целом их КПД выше, чем у турбокомпрессоров. В турбокомпрессорах размер проточной части, напротив, существенно влияет на КПД ступеней и всего компрессора (так называемый масштабный фактор) [2].

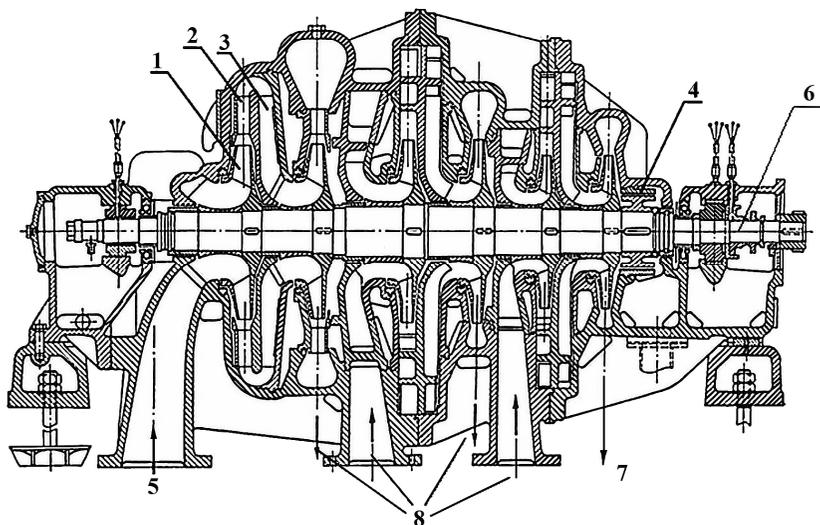
Технические характеристики центробежных компрессоров, выпускаемых Невским машиностроительным заводом, представлены в табл. 2.7 (ЦБК). Буква «К» обозначает компрессор, цифра после буквы через черточку – производительность нм<sup>3</sup>/мин, означающая марку компрессора (например, К-250). В колонке производительность – реальный расход, полученный при испытании; он может не совпадать с маркой. Последние цифры – моди-

фикация. Цифры в колонке «число ступеней» (2+2+2) означают – компрессор имеет три секции, в каждой по две ступени; компрессор имеет два промежуточных и один концевой охладитель.

В таблице 2.8 представлены данные по газодинамическим характеристикам турбокомпрессоров приведенных в табл. 2.7.

Характеристика каждого компрессора определена пятью точками зависимостей давления нагнетания  $P_2$  (МПа) и изотермического КПД компрессора  $\eta_{из}$  от объемного расхода  $V_{вс}$   $\text{м}^3/\text{мин}$  при заданных  $P_{вс}$  (МПа),  $t_{вс} = 20^\circ\text{C}$  и скорости вращения  $n$  об/мин.

На рисунке 2.8 изображена конструкция центробежного турбокомпрессора К-350-60-1 шестиступенчатого трехсекционного с двумя промежуточными охлаждениями. Корпус компрессора цельнолитой с разъемом по горизонтали.



**Рис. 2.8. Центробежный компрессор НЗЛ типа К-350-60-1:**

- 1 – рабочее колесо, 2 – лопаточный диффузор, 3 – обратный направляющий аппарат, 4 – разгрузочный поршень, думмис, 5 – входной патрубок, 6 – вал, 7 – выходной патрубок, 8 – входы и выходы в охладитель

Таблица 2.7

## Характеристики воздушных турбокомпрессоров

Марка компрессора	Производительность, м <sup>3</sup> /мин	Давление		Температура всасывания, °С	Мощность потребления, кВт	Частота вращения ротора, об/мин	Число ступеней по секциям	Приводной двигатель	Мощность, МВт	Частота вращения, об/мин
		Давление всасывания, МПа	Давление нагнетания, МПа							
К-250-61-1	250	0,0981	0,9	20	1500	11000	2+2+2	СТД-1600-23-УХЛ4	1,75	3000
К-250-61-5	255	0,0981	0,882	20	1470	10935	2+2+2	СТД-1600-23-УХЛ4	1,6	3000
К-345-92-1	355	0,101	1,37	20	2500	8600	2+2+2	СТД-3200-2У4	3,2	3000
К-350-61-1	370	0,0981	0,73	20	1810	8600	2+2+2	СТМ-2500-2М	2,50	3000
К-350-62-1	370	0,097	0,736	20	1850	8615	2+2+2	СТМ-2500-2М	2,50	3000
К-500-61-1	525	0,0981	0,882	20	3000	7625	2+2+2	СТД-3150-23-УХЛ4	3,15	3000
К-500-61-2	510	0,097	0,736	20	2650	7455	2+2+2	СТМ-2500-2	3,5	3000
К-905-61-1	915	0,095	0,736	20	4500	5690	2+2+2	СТД-6300-24У	6,3	3000
К-1290-121-1	1210	0,0922	3,53	20	12000	3000	3+3+3+3	Турбина К-15-41-1	10,3	3000
К-1500-62-2	1480	0,091	0,731	20	7800	4470	2+2+2	СТД-10000-24У	10,0	3000
К-3250-42-1	2370	0,0981	0,441	20	8700	3280	2+2	Турбина К-12-35	11,6	3280
К-3250-41-2	3150	0,098	0,441	20	11200	3370	2+2	Турбина К-12-35	12,8	3370
К-3000-61-1	3200	0,095	0,647	20	15100	3260	2+2	Турбина К-19-35	12,9	3260
К-4250-41-1	4000	0,0981	0,38	20	13500	3250	2+2	Турбина К-19-35	11,6	3250
К-5500-42-1	4130	0,0981	0,51	20	16300	3380	2+2	Турбина К-19-35	19,0	3380
К-5500-42-1	4360	0,0981	0,51	20	17200	3440	2+2	Турбина К-22-90	20,5	3440
К-7000-41-1	6700	0,098	0,52	20	28500	3450	2+2	Турбина К-22-90	31	3450

Таблица 2.8

**Газодинамические характеристики турбокомпрессоров**

Компрессор К-250-61-1, ( $p_{вс}=0,098$ МПа, $t_{вс}=20^{\circ}\text{C}$ , $n=11000$ об/мин)					
$V_{вс}$ , м <sup>3</sup> /мин	200	220	240	260	280
$p_2$ , МПа	1,1	1,05	0,98	0,85	0,6
Изотермический КПД	0,58	0,61	0,62	0,615	0,6
Компрессор К-350-62-1, ( $p_{вс}=0,098$ МПа, $t_{вс}=20^{\circ}\text{C}$ , $n=8615$ об/мин)					
$V_{вс}$ , м <sup>3</sup> /мин	320	340	360	380	400
$p_2$ , МПа	0,92	0,89	0,82	0,75	0,63
Изотермический КПД	0,59	0,61	0,612	0,61	0,6
Компрессор К-500-61-2, ( $p_{вс}=0,098$ МПа, $t_{вс}=20^{\circ}\text{C}$ , $n=7455$ об/мин)					
$V_{вс}$ , м <sup>3</sup> /мин	460	480	500	520	540
$p_2$ , МПа	0,95	0,9	0,83	0,71	0,52
Изотермический КПД	0,65	0,67	0,68	0,663	0,63
Компрессор К-905-61-1, ( $p_{вс}=0,098$ МПа, $t_{вс}=20^{\circ}\text{C}$ , $n=5690$ об/мин)					
$V_{вс}$ , м <sup>3</sup> /мин	320	340	360	380	400
$p_2$ , МПа	0,92	0,89	0,82	0,75	0,63
Изотермический КПД	0,59	0,61	0,612	0,61	0,6
Компрессор К-1500-62-2, ( $p_{вс}=0,098$ МПа, $t_{вс}=20^{\circ}\text{C}$ , $n=4470$ об/мин)					
$V_{вс}$ , м <sup>3</sup> /мин	1300	1400	1500	1600	1700
$p_2$ , МПа	0,92	0,91	0,88	0,79	0,5
Изотермический КПД	0,64	0,682	0,7	0,68	0,65

Продолжение табл. 2.8

Компрессор К-3250-42-1, ( $p_{вс}=0,098$ МПа, $t_{вс}=20^{\circ}\text{C}$ , $n=3200$ об/мин)					
$V_{вс}$ , м <sup>3</sup> /мин	1800	2000	2200	2400	2600
$p_2$ , МПа	0,47	0,465	0,45	0,425	0,38
Изотермический КПД	0,62	0,675	0,7	0,685	0,65
Компрессор К-3250-42-1, ( $p_{вс}=0,098$ МПа, $t_{вс}=20^{\circ}\text{C}$ , $n=3200$ об/мин)					
$V_{вс}$ , м <sup>3</sup> /мин	1800	2000	2200	2400	2600
$p_2$ , МПа	0,47	0,465	0,45	0,425	0,38
Изотермический КПД	0,62	0,675	0,7	0,685	0,65
Компрессор К-3250-41-2, ( $p_{вс}=0,098$ МПа, $t_{вс}=20^{\circ}\text{C}$ , $n=3400$ об/мин)					
$V_{вс}$ , м <sup>3</sup> /мин	2000	2500	3000	3250	3500
$p_2$ , МПа	0,57	0,55	0,525	0,5	0,445
Изотермический КПД	0,62	0,675	0,7	0,685	0,65
Компрессор К-3000-61-1, ( $p_{вс}=0,098$ МПа, $t_{вс}=20^{\circ}\text{C}$ , $n=3200$ об/мин)					
$V_{вс}$ , м <sup>3</sup> /мин	2200	2400	2600	3000	3200
$p_2$ , МПа	0,76	0,72	0,7	0,62	0,5
Изотермический КПД	0,675	0,69	0,7	0,67	0,63
Компрессор К-5500-42-1, ( $p_{вс}=0,098$ МПа, $t_{вс}=20^{\circ}\text{C}$ , $n=3300$ об/мин)					
$V_{вс}$ , м <sup>3</sup> /мин	3250	3500	3500	4000	4250
$p_2$ , МПа	0,55	0,54	0,53	0,48	0,4
Изотермический КПД	0,695	0,7	0,703	0,691	0,66
Компрессор К-5500-41-1, ( $p_{вс}=0,098$ МПа, $t_{вс}=20^{\circ}\text{C}$ , $n=3400$ об/мин)					
$V_{вс}$ , м <sup>3</sup> /мин	4300	4750	5000	5500	6000
$p_2$ , МПа	0,54	0,53	0,52	0,46	0,35
Изотермический КПД	0,65	0,68	0,7	0,685	0,65

Компрессор К-4250-41-1, ( $p_{вс}=0,098$ МПа, $t_{вс}=20^{\circ}\text{C}$ , $n=3250$ об/мин)					
$V_{вс}$ , м <sup>3</sup> /мин	3500	3750	4000	4250	4500
$p_2$ , МПа	0,41	0,405	0,38	0,36	0,345
Изотермический КПД	0,65	0,68	0,69	0,685	0,65
Компрессор К-7000-41-1, ( $p_{вс}=0,098$ МПа, $t_{вс}=20^{\circ}\text{C}$ , $n=3200$ об/мин)					
$V_{вс}$ , м <sup>3</sup> /мин	5500	6000	6500	6750	7000
$p_2$ , МПа	0,585	0,57	0,54	0,52	0,51
Изотермический КПД	0,65	0,68	0,7	0,68	0,65

В таблице 2.9 представлены данные поршневых воздушных компрессоров, применяемых в машиностроении.

В соответствии с ГОСТ 23680-79 воздушные поршневые стационарные компрессоры общего назначения изготавливают следующих типов:

- В – воздушные бескрейцкопфные;
- ВV – бескрейцкопфные с V-образным расположением цилиндров;
- ВП – крейцкопфные с прямоугольным расположением цилиндров (типы П и ПБ).

Компрессоры с прямоугольным расположением цилиндров типа ВП изготавливаются с водяным охлаждением.

Условные обозначения компрессора характеризуют его основные параметры. Так, например, 302ВП-10/8 означает, что это компрессор третьей модификации (3) со смазыванием цилиндров и сальников (0), с поршневым усилием базы 19Кн (2тс), тип ВП – крейцкопфный с прямоугольным расположением цилиндров. Цифры в виде дроби означают: числитель – производительность компрессора 10 м<sup>3</sup>/мин, знаменатель – конечное избыточное давление сжатия 0,8 МПа (8 кгс/м<sup>2</sup>).

Компрессоры бескрейцкопфные с V-образным расположением цилиндров типа ВУ изготавливаются с воздушным охлаждением.

### *Конструкции поршневых компрессоров*

Поршневые компрессоры в промышленности появились первыми и на сегодня наиболее распространены.

По основным признакам классификации они делятся:

1. По производительности:

- большой производительности (более  $1 \text{ м}^3/\text{с}$ );
- средней производительности ( $0,1-1 \text{ м}^3/\text{с}$ );
- малой производительности ( $0,01-0,1 \text{ м}^3/\text{с}$ ).

2. По давлению нагнетания:

- высокого давления (10 МПа);
- среднего давления (3-10 МПа);
- низкого давления (1-3 МПа).

3. По виду рабочего тела:

- воздушные;
- ацетиленовые;
- кислородные;
- фреоновые;
- аммиачные.

4. По компоновке:

- вертикальные;
- горизонтальные;
- V-образные;
- W-образные;
- крейцкопфные;
- бескрейцкопфные и т.д.

Таблица 2.9

## Стационарные поршневые воздушные компрессоры

Марка компрессора	Производительность, м <sup>3</sup> /мин	Давление		Электродвигатель			Габаритные размеры компрессорной установки, мм	Масса установки, кг
		$p_{вс}$ , МПа	$p_{нп}$ , МПа	Тип	$N_{дв}$ , кВт	$n$ , об/мин		
220ВП-20/2	20	0,1	0,3	AB2-101-8	75	750	1595*1330*1785	2640
305ВП-60/2	60	0,1	0,3	БСДК-15-21-12	200	500	2475*1880*2590	6135
4М10-200/2,2	200	0,1	0,32	СДК2-17-26-12КУХЛ4	630	500	5000*600*2535	14630
ВУ-6/4	5,6	0,1	0,45	АО2-82-6	30	975	1740*1195*1225	1160
202ВП-12/3	12	0,1	0,45	AB2-101-8	75	750	1585*1330*1775	2280
305ВП-40/3	40	0,1	0,45	БСДК-15-21-12	200	500	3140*1880*2580	5730
3С5ВП-40/3	40	0,1	0,45	БСДК-15-21-12	200	500	2810*1810*2830	6690
ВУ-0,6/8	0,6	0,1	0,45	BAO-51-6	5,5	970	1100*745*655	405
2ВУ1-2,5/13М8	2,5	0,1	0,9	4А160М4У3	18,5	1460	1290*1000*910	885
4ВУ1-5/9М2	5	0,1	0,9	A2-91-8У3	40	735	2010*958*1330	1420
КС3-5М	5	0,1	0,9	АО2-91-8У3	40	735	2040*1035*1330	1393
ВП2-10/9	11	0,1	0,9	AB2-101-8У3	75	750	1670*1260*1810	3240
2ВМ4-24/9	24	0,1	0,9	A2К85/24-8/16У4	160	740	2685*1485*1550	3750
305ВП-30/8	30	0,1	0,9	БСДК-15-21-12	200	500	2440*1880*2670	7480
ВП3-20/9	22	0,1	0,9	ДСК-12-24-12У4	125	500	2370*1620*2230	4800

Окончание табл. 2.9

Марка компрессора	Производительность, м <sup>3</sup> /мин	Давление		Электродвигатель			Габаритные размеры компрессорной установки, мм	Масса установки, кг
		$p_{вс}$ , МПа	$p_{нт}$ , МПа	Тип	$N_{дв}$ , кВт	$n$ , об/мин		
3С5ВП-30/8	30	0,1	0,9	БСДК-15-21-12	200	500	2925*1700*3020	7760
2ВМ10-50/8	50	0,1	0,9	СДК2-16-24-12КУХЛ4	315	500	3500*4600*2800	11450
2ВМ10-63/9	62	0,1	0,9	СДК2-16-24-10КУХЛ4	400	600	3500*4400*2840	9200
4ВМ10-120/9	124	0,1	0,9	СДК2-16-44-10КУХЛ4	800	600	5180*4430*3000	14500
2ВУ1-2,5/13М4	2,5	0,1	1,3	4А18084У3	22	1460	1290*1000*910	690
505ВП-20/18	20	0,1	1,9	БСДКП-15-21-12	200	500	2645*1880*2465	6210
2ВТ-1,25/26М1	1,25	0,1	2,6	А2-72-8У3	17	725	1510*630*1260	700
ЭКП-210/25М	3,5	0,1	2,6	АО2-92-6М	55	980	2200*780*1655	1860
ЭКП-280/25М	4,66	0,1	2,6	АИ-102-6Р	65	975	2400*780*1655	1960
302ВП-6/35	6	0,1	3,6	АВ2-101-8У3	75	750	2752*1455*1825	2550
305ВП-20/35	20	0,1	3,6	БСДК-15-21-12	200	500	2980*2000*3030	6690
22К-70/32	1,66	0,1	3,2	АО2-62-4М	17	1450	1400*900*900	680
3К-140/32	2,3	0,1	3,2	АО2-82-6-0М2	40	1450	1850*1400*1300	1645
33К-420/32	7,2	0,1	3,2	АИ102-4-0М5	90	1450	2180*1470*1325	2620
ВШ-3/40М	3	0,1	4,1	А2-82-6	40	975	2065*1325*1400	1520
302ВП-5/70	5	0,1	7,1	АВ2-101-8У3	75	750	2745*1885*1865	2520
305ВП-16/70	16	0,1	7,1	БДСК-15-21-12	200	500	3195*2080*2785	6860
4М10-40/70	43,3	0,1	7,1	СДК2-17-26-12х	630	500	9700*7300*3320	32580

По расположению рабочих цилиндров (рис. 2.9), одинарного или двойного исполнения, крещкопфные и бескрещкопфные, со смазкой или бессмазочные, с различным числом цилиндров, по числу ступеней – одноступенчатые и многоступенчатые, с водяным или с воздушным охлаждением и самых различных конфигураций. Небольшие воздушные компрессоры имеют вертикальное V-образное и W-образное расположение цилиндров, обеспечивающее хорошую динамическую уравновешенность (силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс действуют на фундамент вертикально). Это позволяет выполнять такие компрессоры высокооборотными, менее массивными и с менее тяжелыми фундаментами. Крупные воздушные компрессоры двойного действия выпускаются угловыми (прямоугольное расположение осей цилиндров) и горизонтальными с оппозитным расположением осей цилиндров. Такие компрессоры более тихоходны и массивны по сравнению с компрессорами первой группы. Расположение осей цилиндров указывается в обозначении марки компрессора.

Поршневой компрессор состоит из двух групп деталей – цилиндровой группы и механизма движения. К первой группе относятся цилиндры и поршни, конструкция и размеры которых зависят от производительности, рабочего давления и рода сжимаемого газа. Во вторую группу входят картер, коренной вал, крещкопфы и шатуны. Конструкции и размеры этих деталей определяются передаваемой мощностью и частотой вращения вала.

Для повышения производительности поршневого компрессора необходимо увеличивать размеры цилиндров и поршней, в результате чего возрастает сила инерции возвратно-поступательных масс машины. Поэтому поршневые компрессоры проектируются с довольно низкой частотой вращения вала. Из-за технико-экономических соображений производительность поршневого компрессора, равную  $3,5 \text{ м}^3/\text{с}$  ( $210 \text{ м}^3/\text{мин}$ ), следует отнести к предельной, хотя имеются и более производительные машины.

Комплексы механизмов движения типизированы – они получили название баз. При разработке баз в качестве основного параметра принята максимальная поршневая сила, другими параметрами являются ход поршня и частота вращения вала. Отече-

ственной промышленностью в настоящее время выпускаются различные многорядные оппозитные компрессоры. Размещение цилиндров по обе стороны вала (оппозитная схема) получило широкое распространение благодаря динамической уравновешенности. Кроме того, оппозитная схема позволяет сконструировать компрессор с любым количеством ступеней путем увеличения числа рядов противоположно расположенных цилиндров. Характеристика базы и рабочие параметры компрессора заложены в его обозначении. Например, обозначение 2ВМ10-50/8 определяет: 2 – двухрядный, ВМ – воздушный оппозитный, 10 – максимальная поршневая сила 100 кН, 50 – производительность 50 м<sup>3</sup>/мин, 8 – избыточное давление нагнетания 8 кгс/см<sup>2</sup> ( $\approx 0,9$  МПа).

На рисунке 2.10 показан такой компрессор с двумя ступенями сжатия. Воздух через всасывающий патрубок 1 поступает в цилиндр первой ступени сжатия 2, где сжимается до давления порядка 0,3 МПа, а затем направляется в промежуточный охладитель 4. После охлаждения до температуры 30–40°С воздух дожимается в цилиндре второй ступени 5 и подается в нагнетательный патрубок 6. Приводной двигатель расположен на конце коленчатого вала.

Воздушные угловые компрессоры также нормализованы на угловых базах 2П-7П с максимальной поршневой силой 20–70 кН соответственно. Они выпускаются чаще всего с водяным охлаждением, и производительностью 10, 30 и 50 м<sup>3</sup>/мин и давлением  $\approx 0,9$  МПа. Кроме принятого для всех нормализованных компрессоров обозначения, для таких компрессоров две первые цифры определяют модернизацию (10–первая модернизация, 20–вторая и т. д.). Например, 302ВП-10/8 означает, что это компрессор третьей модернизации с максимальным поршневым усилием 20 кН и т.д.

### *Конструкции роторных компрессоров*

**Роторный компрессор** – компрессор объемного действия, в котором рабочие камеры образуются расточкой корпуса и размещенным в ней ротором (роторами), а изменение объемов рабочих камер происходит в результате вращения ротора (роторов).

Роторные компрессоры подразделяются на винтовые, спиральные, зубчатые, пластинчатые и жидкостно-кольцевые. Кроме того, они выполняются одно-, двух- и трехроторными. Диапазон

рабочих параметров роторных компрессоров достаточно широк – производительность их колеблется от 0,01 до 12 м<sup>3</sup>/с, не считая микромашин, а рабочее давление достигает 2,0 МПа. Параметры уникальных машин выходят за указанные пределы.

Наиболее многочисленная группа воздушных роторных компрессоров общего назначения – это винтовые компрессоры. Некоторые зарубежные производители, например компания «Atlas Copco», поставляют еще оригинальные воздушные спиральные компрессоры.

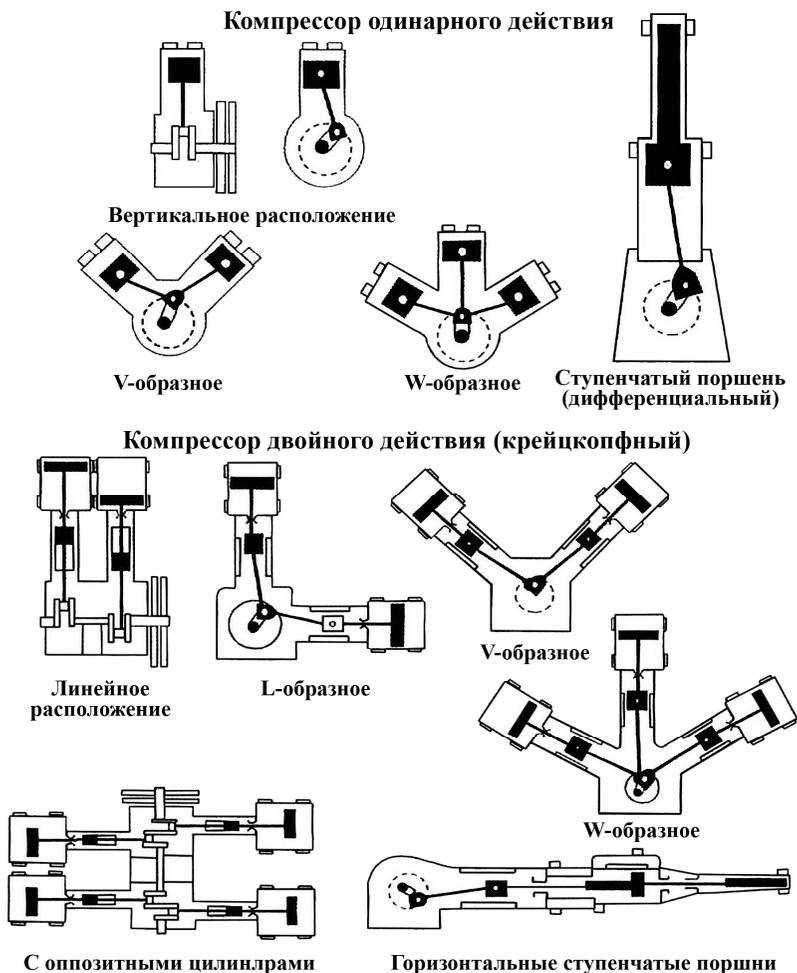
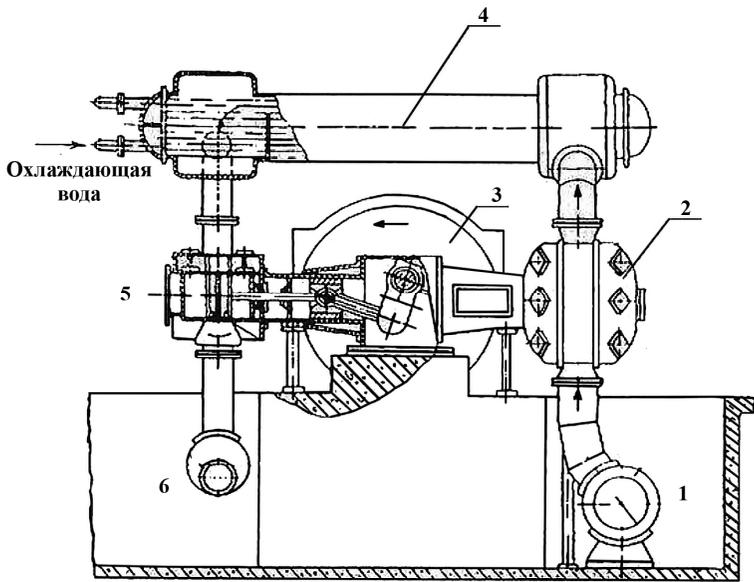
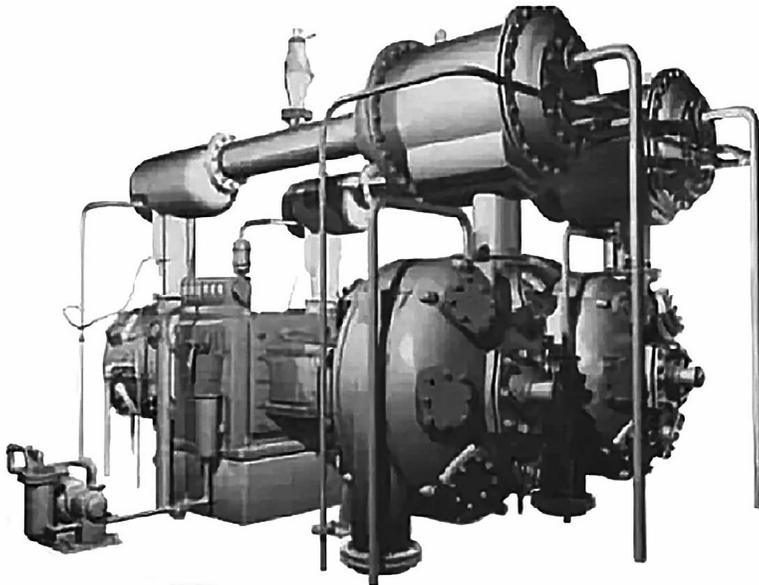


Рис. 2.9. Конструктивные схемы поршневых компрессоров



а)



б)

**Рис. 2.10. Двухступенчатый оппозитный компрессор типа ВМ:**

*a* – конструктивная схема;

*b* – общий вид компрессора 4BM10-120/9 ОАО «Пензкомпрессормаш»

### *Конструкции винтовых компрессоров*

**Винтовой компрессор** – роторный компрессор, в котором рабочая камера образуется корпусом и винтообразным ротором, имеющими различные профили зубьев (название по ГОСТ 28567-90).

Рабочими органами винтовых компрессоров являются роторы с нарезанными на них винтовыми зубьями. Наибольшее распространение получили двухроторные машины, хотя принципиально количество роторов может быть от одного до трех. Роторы вращаются навстречу друг другу в корпусе, выполняющем роль цилиндра (рис. 2.11).

Рабочий процесс винтового компрессора состоит из четырех фаз: всасывания, переноса, сжатия и нагнетания (рис. 2.11) При вращении винтов на стороне выхода зубьев из зацепления между ними освобождаются впадины. Эти полости, благодаря создаваемому в них разрежению, заполняются газом из камеры всасывания (аналогично процессу всасывания в поршневом компрессоре). С поворотом роторов заполняемое пространство увеличивается до тех пор, пока с другой торцевой стороны (где расположена камера нагнетания) зубья не выйдут из зацепления полностью.

На этом этап всасывания (первая фаза) заканчивается. При дальнейшем повороте роторов полость между зубьями перейдет через кромку окна всасывания, ее соединение с этим окном прекращается, газ оказывается в изолированной полости и без изменения этого замкнутого объема переместится на некоторый угол – так осуществляется перенос газа. Процесс сжатия начинается с момента вращения, когда во впадину ведомого ротора начинает внедряться сопряженный выступ ведущего ротора. С дальнейшим поворотом роторов линия зацепления зубьев перемещается к торцевой стороне нагнетательного окна. Уменьшение объема парной полости приведет к росту давления, которое будет продолжаться до тех пор, пока полость сжатия не соединится с окном нагнетания. В этот момент процесс внутреннего сжатия (вторая и третья фазы) заканчивается. При сообщении полости сжатия с нагнетательным окном дальнейший поворот роторов приводит к выталкиванию газа в нагнетательный патрубок (4-я фаза).

Винтовые компрессоры делятся на две группы: машины сухого сжатия и мокрого сжатия. Винтовые компрессоры сухого сжатия, появившиеся на рынке первыми, подают сухой газ, не содержащий масла (рис. 2.12 и 2.13). Винты вращаются в корпусе без контактов, отсутствует и взаимный контакт роторов, который обеспечивается синхронизирующими вращениями зубчатых колес. Охлаждение этих машин осуществляется через водяные полости в отливке корпуса. Но такие компрессоры имеют существенные недостатки: ограниченную степень повышения давления и высокий уровень шума. Степень увеличения давления в одной ступени не превышает  $\epsilon < 3-4$  из-за значительного роста температуры газа.

Превышение определенного уровня температуры газа в компрессоре при заданных зазорах недопустимо из-за опасности заклинивания роторов. Охлаждение корпуса водой в меньшей степени влияет на температуру газа в винтовом компрессоре, чем в поршневом, так как процесс сжатия в первом происходит гораздо быстрее.

Высокочастотный шум компрессора вызван ударными явлениями на входе и выходе газа из компрессора (газодинамический шум) и значительными окружными скоростями вращения роторов (механический шум).

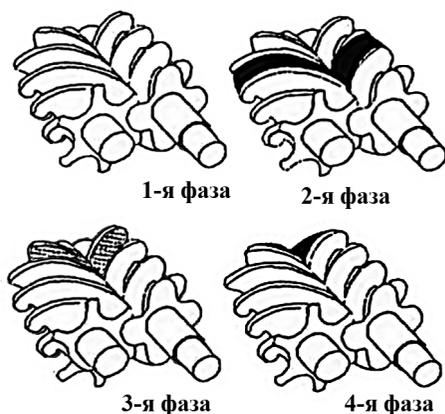


Рис. 2.11. Фазы сжатия винтового компрессора

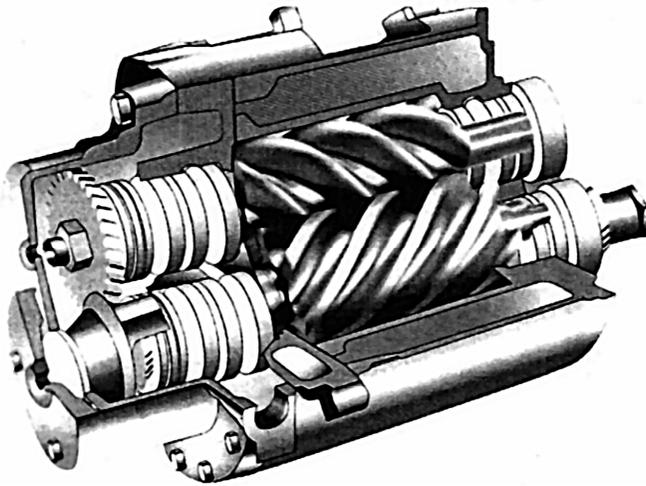


Рис. 2.12. Ступень безмасляного винтового компрессора

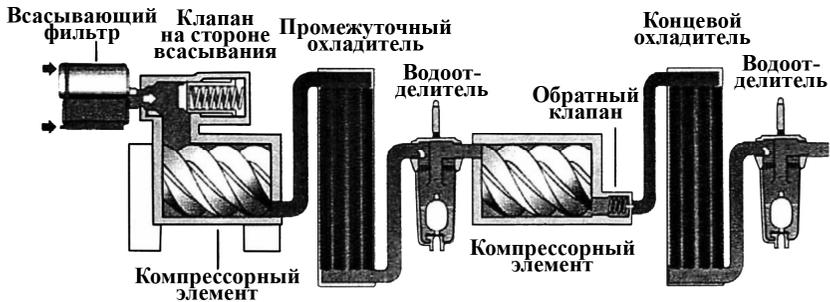
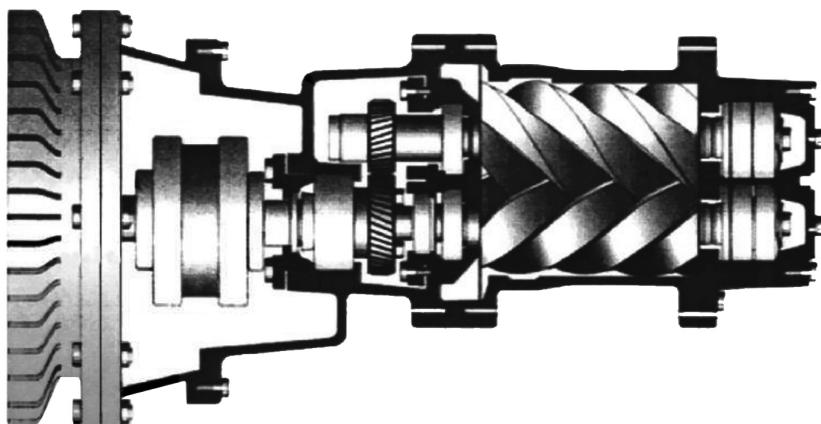


Рис. 2.13. Технологическая схема безмасляного винтового компрессора

Для снижения шума компрессорные установки снабжают глушителями и помещают их под звукоизолирующие кожухи, снижающие уровень шума на 20–25 %. Для снижения температуры нагнетания и увеличения допустимой степени повышения давления производят впрыск жидкости (масла или воды) в рабочую полость компрессора. Введение масла дало возможность повысить давление в одной ступени (без промежуточного охлаждения) до  $\epsilon \leq 13$ .

В маслозаполненных винтовых компрессорах (рис. 2.14), как правило, ведущим является один ротор. Так как винты входят в зацепление друг с другом, ведомый ротор автоматически вращается при вращении ведущего ротора. Масло, которое постоянно впрыскивается в винтовой блок (на втором этапе поворота винтов), предотвращает металлический контакт между роторами. Кроме смазки винтового блока, масло выполняет еще две функции: уплотняет зазоры между роторами и между ротором и корпусом (снижаются перетечки газа), а также отводит тепло сжатия. Количество впрыскиваемого масла составляет примерно 1 л/мин на 1 кВт мощности привода.

На выходе из компрессора образуется смесь из сжатого воздуха и масла. Вследствие очень высокого содержания масла в воздухе, рост температуры в масловоздушной смеси на выходе не превышает 120°C.



**Рис. 2.14. Маслосмазываемый винтовой компрессор**

Характеристики винтовых воздушных компрессоров заводов «Казань компрессормаш» и АО «Пензкомпрессормаш» приведены в табл. 2.10.

Таблица 2.10

## Технические характеристики винтовых воздушных компрессоров

Агрегаты, марка, тип охлаждения	Производительность, $V_k$ , м <sup>3</sup> /мин	Давление всасывания, $P_{вс}$ , МПа	Давление нагнетания, $P_{кв}$ , МПа	Мощность электродвигателя, $N_{эд}$ , кВт	Габариты установки, мм
ВВ-3,5/9 УХЛ4 воздушное	3,6	0,1033	0,9	37	1850×900×1115
ВВ-4/7 УХЛ4 воздушное	4,3	0,1033	0,7	37	1850×900×1115
ВВ-4/9 УХЛ4 воздушное	4,2	0,103	0,9	45	1850×900×1115
ВВ-5/7 УХЛ4 воздушное	4,9	0,103	0,7	45	1850×900×1115
6ВВ-25/9 воздушное	26	0,103	0,9	200	3300×1125×2000
6ВВ-32/7 воздушное У2, Т2 водяное УХЛ4	30,5	0,103	0,7	200	3300×1125×2000
ВВ-32/5,5; ВВ-32/5,5 М1 по заказу	32,5	0,103	0,55	200	2830×1820×1800
7ВКМ-50/8 воздушное У2 водяное	52	0,1033	0,8	400	5680×2535×2085
АО «Пензакompрессормаш»					
НВЭ-6/8 воздушное	6,0	0,1	0,9	55	2000×1300×1800
ВВ-6/7 водяное	6,0	0,1		45	1830×1300×1490
ВВ-6/9 водяное	6,0	0,1	0,9	55	1830×1300×1490
6ВВ-9/9 водяное	9,0	0,1	0,9	75	2540×1390×1715
6ВВ-9/9 М1 воздушное	9,0	0,1	0,9	75	2440×1550×1700
6ВВ-20/9 водяное	20	0,1	0,85	160	3200×1600×2040
6ВВ-20/9 М1 воздушное	20	0,1	0,85	160	3100×1750×2060
1ВВ-30/9 воздушное	30	0,1	0,9	200	3500×1650×2100
1ВВ-40/9В водяное	40	0,1	0,9	315	4100×1700×2240

## 2.6. Технологические схемы компрессорных станций

Существует два вида схем любых технологических установок: принципиальные и монтажные. На принципиальных схемах не показываются способы присоединения трубопроводов к арматуре, а также к стенам и другим конструкциям здания.

Монтажная схема составляется для облегчения монтажа и эксплуатации компрессорной установки, а также для облегчения обнаружения повреждений и устранения неполадок.

Технологическая схема позволяет максимально наглядно изобразить процесс получения сжатого воздуха требуемых параметров: давление, температура, а также необходимую арматуру управления процессом сжатия.

Принципиальная технологическая схема компрессорной установки с поршневым двухступенчатым компрессором показана на рис. 2.15.

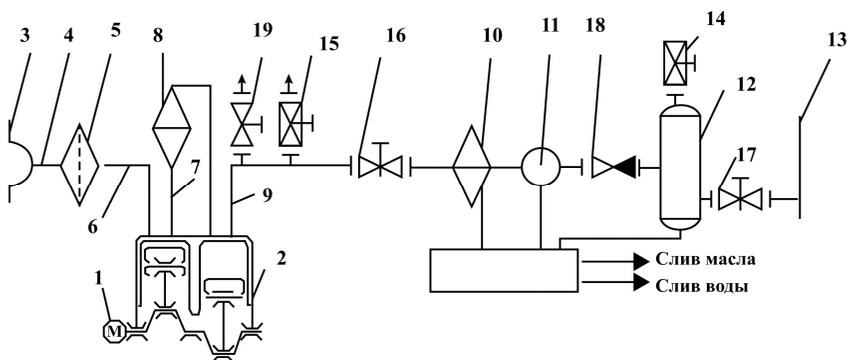


Рис. 2.15. Принципиальная технологическая схема компрессорной установки с поршневым двухступенчатым компрессором

Получение сжатого воздуха происходит в следующем порядке. При запуске компрессора 2 атмосферный воздух входит в приемник 3 и по воздухопроводу 4 попадает в фильтр 5, где очищается от механических примесей и капельной влаги. По всасывающему трубопроводу 6 воздух поступает в первую ступень компрессора, из которой по промежуточному трубопроводу 7 нагнетается в межтрубное пространство промежуточного охладителя 8. Из промежуточного охладителя воздух всасывается второй

ступенью компрессора, из которого по нагнетательному трубопроводу 9 подается в межтрубное пространство конечного охладителя 10. Охлажденный воздух проходит масловодоотделители 11 и поступает в воздухохоборник 12, из которого по магистральному трубопроводу 13 подается в пневмосеть предприятия.

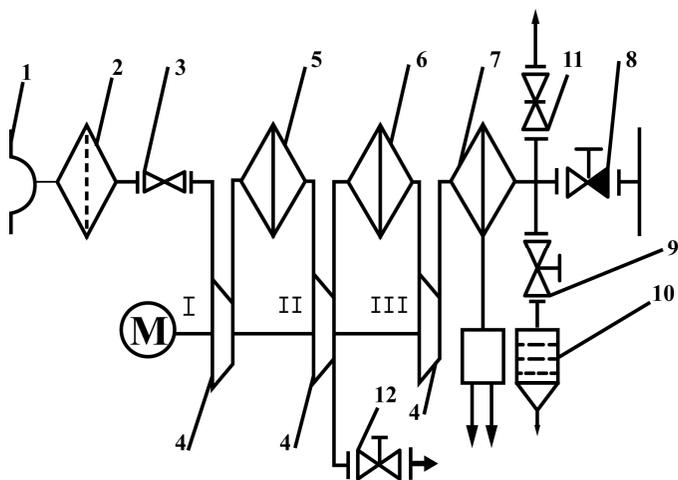
Слив конденсата из концевго охладителя, масловодоотделителя и воздухохоборника осуществляется через продувочный бак. Технологическая схема компрессорной установки должна обязательно содержать: фильтр 5, масловодоотделитель 11, предохранительные клапаны 14 и 15, запорные задвижки 16 и 17, обратный клапан 18 и разгрузочный вентиль 19. Пусковой разгрузочный вентиль 19 и запорная задвижка 17 предназначены для облегчения запуска поршневого компрессора. При пуске компрессора пусковой разгрузочный вентиль 19 открыт, а задвижка 17 закрыта, при этом электродвигатель развивает обороты без загрузки. Как только число оборотов электродвигателя достигает номинальной величины, задвижку 17 постепенно открывают, одновременно закрывая вентиль 19.

В многоступенчатых компрессорах после каждой ступени сжатия устанавливается промежуточный охладитель.

Установка запорной арматуры на нагнетательной линии между компрессором и ближайшим по ходу сжатого воздуха предохранительным клапаном не допускается.

### *Технология получения сжатого воздуха на турбокомпрессорных установках*

На рисунке 2.16 показана принципиальная технологическая схема турбокомпрессорной установки для получения сжатого воздуха, соответствующая требованиям и обозначениям ГОСТ. В этой схеме отсутствует маслоотделитель, так как воздух, сжимаемый в турбокомпрессоре, не соприкасается с маслом и не содержит частиц масла. Для турбокомпрессорной установки не требуется воздухохоборник. Турбокомпрессор в некоторых пределах характеристики саморегулируется, т.е. при снижении расхода сжатого воздуха и повышении давления в сети уменьшается количество засасываемого воздуха и его подача в пневмосеть. Пиковые нагрузки на компрессорную станцию выполняются за счет аккумулирующей способности воздухопроводов, имеющих большую емкость.



**Рис. 2.16.** Принципиальная технологическая схема турбокомпрессорной воздушной установки

Атмосферный воздух засасывается через воздухоприемник 1, проходит через фильтр 2. Между фильтром и компрессором 4 устанавливается дроссельный клапан 3, связанный с регулятором, поддерживающим постоянное давление в напорном воздухопроводе. Регулятор открывает или закрывает дроссельную заслонку и тем самым регулирует количество всасываемого воздуха.

После дроссельного клапана воздух поступает на первую секцию компрессора 4, после которой охлаждается в межсекционном холодильнике 5. Аналогично происходит охлаждение в холодильнике 6 после второй ступени компрессора. После компрессора воздух охлаждается в конечном холодильнике 7 и поступает в напорную линию. На напорной линии воздухопровода обязательно устанавливаются обратный 8, антипомпажный 9 клапаны и выхлопная задвижка 11. При уменьшении потребления сжатого воздуха в пневмосети открывается автоматически противопомпажный клапан 9, и выпускается часть сжатого воздуха через глушитель 10 в атмосферу. Выхлопная задвижка 11 служит для тех же целей и, кроме того, она необходима для запуска установки при параллельной работе компрессоров. В этом случае работа турбокомпрессора начинается при полностью открытой выхлопной задвижке 11, которая после набора компрессором оборотов

прикрывается. К числу возможных схем компрессорных установок следует отнести также схему турбокомпрессорной установки с промежуточным отбором 12 сжатого воздуха. При этом подача сжатого воздуха в пневмосеть осуществляется по отдельным нагнетательным трубопроводам. Такая схема может оказаться более рациональной, чем применение двух компрессорных установок с разными давлениями.

На рисунке 2.17 представлена технологическая схема подготовки сжатого воздуха для воздуходелительной установки с использованием конкретного турбокомпрессора К-3250-42-1 и системы водяного охлаждения в градирне.

Воздух через воздухозаборное устройство ВЗ и камеру фильтров КФ подается в первую секцию турбокомпрессора, как правило состоящую из двух ступеней, охлаждается в промежуточном теплообменнике ПО и далее, после второй секции в концевом теплообменнике КО.

Через главную задвижку ГЗ и обратный клапан ОК воздух подается в коллектор и далее потребителю. В схеме предусмотрена регулирующая линия с задвижкой РЗ и антипомпажная линия с клапаном АПК со сбросом воздуха через глушитель ГЛ. В случае использования нескольких компрессоров на станции к коллектору подключается резервный компрессор, например К-4250-41-1.

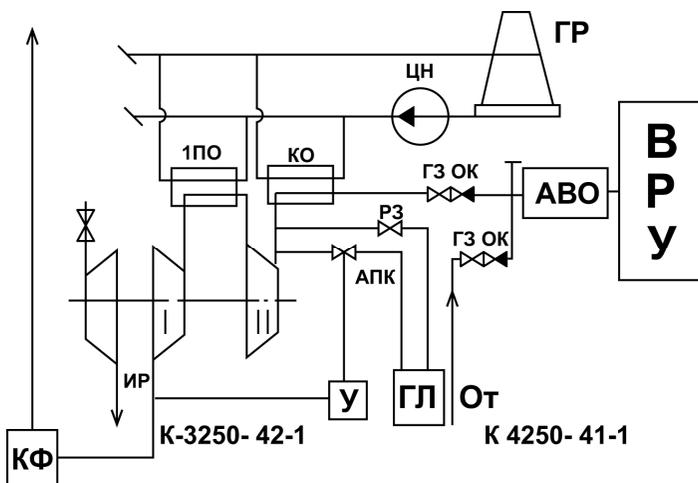


Рис. 2.17. Технологическая схема компрессорной установки, обеспечивающей сжатым воздухом воздуходелительную станцию

## 2.7. Расчет энергетических показателей компрессорных установок

Сопоставление идеального и реального процессов сжатия воздуха используется для оценки совершенства процессов в нагнетателях, установления потерь и определения КПД. Для рассмотрения процессов обычно используют диаграммы состояния  $h-s$ ,  $T-s$ , а также эксергетическая диаграмма  $e-h$ . На рисунке 2.18 представлен идеальный процесс сжатия газа в компрессоре на  $T-s$  диаграмме при отсутствии потерь.

При отклонении процесса от идеального (за счет внутренних потерь) конечное состояние газа определяется точкой при большем значении энтропии. Это увеличивает величину работы сжатия в реальном процессе по сравнению с идеальным (рис. 2.19).

В конкретных технических ситуациях при сжатии газов для промышленных технологических процессов и установок требуется значительное повышение давления, что приводит к повышению температуры в процессе сжатия, ограничению отношения давлений в одной ступени и увеличению числа ступеней. В таких многоступенчатых компрессорах охлаждение газа осуществляется во внешних теплообменниках водой или атмосферным воздухом.

Определение энергетических характеристик можно проводить в несколько этапов. Суммарная степень сжатия компрессора  $\varepsilon_{\Sigma}$  определяется как отношение давления на выходе из последней секции к давлению во всасывающем трубопроводе.

Из теории компрессоров известно, что минимум затрат работы сжатия в идеальном процессе определяется равномерным распределением работы компрессора  $l_{k\Sigma}$  по ступеням  $l_I = l_{II} = \dots = l_{k\Sigma}/Z$  [1], где  $Z$  – количество ступеней сжатия и равенством степеней повышения давления в отдельных его ступенях ( $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \dots = \varepsilon_z = \sqrt[Z]{\varepsilon_{k\Sigma}}$ ).

В реальном процессе сжатия из-за гидравлических потерь в охладителях, недоохлаждения газа до начальной температуры и неодинаковых показателях политропы сжатия по ступеням эти соотношения не выполняются и в последних ступенях  $\varepsilon_{ст}$  уменьшается.

$$\varepsilon_{\Sigma} = \frac{P_n}{P_{вс}}. \quad (2.31)$$

В идеальном процессе степени сжатия в каждой секции одинаковы и равны:

$$\varepsilon = \sqrt[i]{\frac{p_H}{p_{\text{вс}}}} = \sqrt[i]{\varepsilon_{\Sigma}}, \quad (2.32)$$

где  $i$  – количество секций. Для трехсекционного компрессора:  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \sqrt[3]{\frac{p_H}{p_{\text{вс}}}}$ .

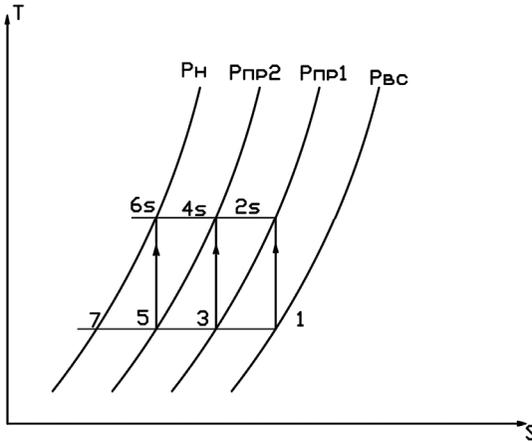


Рис. 2.18. Диаграмма многоступенчатого сжатия в компрессоре с идеальными процессами

Для реального процесса степени сжатия по секциям различны. Работа в процессе идеального сжатия определяется как:

$$l_s = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T \left( \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (2.33)$$

где  $k$  – показатель политропы  $m = k$  (для воздуха  $k = 1,4$ ); газовая постоянная для воздуха  $R = 287$  Дж/(кг К);  $T$  – температура на входе в секцию, К;  $\varepsilon$  – степень сжатия в секции.

Температура сжатого воздуха в нагнетательном трубопроводе может быть определена с достаточной точностью в предположении адиабатного процесса сжатия по формуле для идеального газа:

$$T_H = T_{\text{вс}} \cdot \left( \frac{p_H}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (2.34)$$

где  $T_{\text{вс}}$  и  $p_{\text{вс}}$  – температура и давление воздуха, поступающего в секцию компрессора.

В реальном процессе работа вычисляется по выражению:

$$l = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left( \varepsilon_{ID}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_s} = \frac{L_s}{\eta_s}. \quad (2.35)$$

Поскольку адиабатный КПД компрессора менее единицы, то в реальном процессе затрачивается большая работа на сжатие, чем в идеальном. Суммарная работа сжатия определяется как сумма отдельных работ по секциям:

$$l = \sum_{i=1}^n l_i,$$

где  $l_i$  – работа сжатия в  $i$ -ой секции, Дж/кг;  $n$  – количество секций.

Мощность компрессора рассчитывается по формуле:

$$N = G \cdot l_{\Sigma},$$

где  $G$  – массовый расход воздуха на компрессор, кг/с.

Расход охлаждающей воды на секцию компрессора определяется из уравнения теплообмена между сжатым воздухом и водой:

$$G_{\text{вод.т.о.}} \cdot c_{\text{рвод.}} \cdot (T''_{\text{вод.}} - T'_{\text{вод.}}) = G \cdot c_p \cdot (T''_{\text{возд.}} - T'_{\text{возд.}}),$$

откуда расход воды равен:

$$G_{\text{вод.т.о.}} = \frac{G \cdot c_p \cdot (T''_{\text{возд.}} - T'_{\text{возд.}})}{c_{\text{рвод.}} \cdot (T''_{\text{вод.}} - T'_{\text{вод.}})}, \quad (2.36)$$

где  $c_p$  – теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);  $c_{\text{рвод.}}$  – теплоемкость воды, кДж/(кг·К);  $T''_{\text{возд.}}$ ,  $T'_{\text{возд.}}$  – температура воздуха на входе и выходе из аппарата соответственно, К;  $T''_{\text{вод.}}$ ,  $T'_{\text{вод.}}$  – температура воды на входе и выходе из аппарата соответственно, К;  $G$  – массовый расход воздуха, кг/с.

Суммарный расход охлаждающей воды на компрессор равен сумме расходов на каждую секцию и определяется как:

$$G_{\text{вод}\Sigma} = \sum_{i=1}^n G_{\text{вод}i}, \quad (2.37)$$

где  $n$  – число теплообменников (количество секций компрессора не всегда равно числу теплообменников для охлаждения воздуха, поскольку в некоторых случаях не требуется охлаждение воздуха перед подачей его потребителю, и в таком случае конечной охладитель отсутствует).

Изотермический КПД компрессора определяется по формуле:

$$\eta_{\text{из}} = \frac{l_s \Sigma}{\Sigma_{i=1}^z l_i} = \frac{R \cdot T_{\text{вс}} \cdot \ln \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}} \cdot G_{\text{г}}}{G_{\text{к}} \cdot \left( \frac{l_{sI}}{\eta_{\text{адI}}} + \frac{l_{sII}}{\eta_{\text{адII}}} + \dots + \frac{l_{sZ}}{\eta_{\text{адZ}}} \right)}, \quad (2.38)$$

где  $p_{\text{н}}$  и  $p_{\text{вс}}$  – давления нагнетания и всасывания всего компрессора,  $l_{sI}, l_{sII}, \dots, l_{sZ}$  – работа идеального сжатия  $l_s$  для  $z$  ступеней,  $\eta_{\text{адI}}, \eta_{\text{адII}}, \dots, \eta_{\text{адZ}}$  – адиабатные КПД ступеней, если они различаются,  $G$  – массовый расход газа в компрессоре, кг/с.

*Пример расчета идеального процесса сжатия в компрессоре*

### Задание

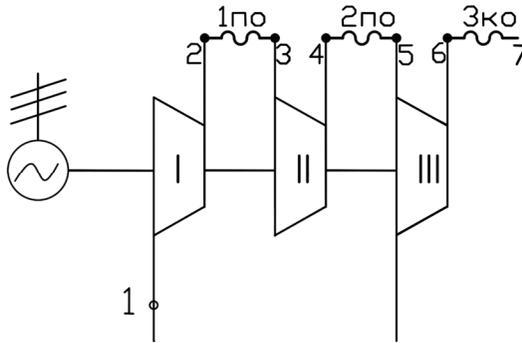
Расчитать энергетические характеристики компрессора, работающего на воздухоразделительную установку, определить: температуры воздуха за секциями компрессора; удельную работу по каждой секции; мощность компрессора и привода; расход воды на компрессор; удельный расход энергии на 1000 м<sup>3</sup> воздуха; изотермический и эксергетический КПД компрессора, а также показатели компрессора с утилизацией теплоты сжатия .

Характеристики компрессора: К-250-61-1:

- производительность –  $V = 250 \text{ м}^3/\text{мин}$ ;
- давление всасывания –  $p_{\text{вс}} = 0,0981 \text{ МПа}$ ;
- давление нагнетания –  $p_{\text{н}} = 0,9 \text{ МПа}$ ;
- потребляемая мощность –  $N = 1500 \text{ кВт}$ ;
- число ступеней по секциям –  $6(2+2+2)$ ;
- гидравлические потери в теплообменнике:

$$\Delta p_{\text{по}} = \Delta p_{\text{ко}} = 0,02 \text{ МПа.}$$

Расчет идеального процесса сжатия компрессора.



**Рис. 2.19.** Упрощенная схема трёхсекционного компрессора с двумя промежуточными охлаждениями и конечным охладителем

В каждой секции две ступени.

1) суммарная степень сжатия компрессора:

$$\varepsilon_{\Sigma} = \frac{p_H}{p_{BC}} = \frac{0,9}{0,0981} = 9,17.$$

Степень сжатия в одной секции:

$$\varepsilon_I = \varepsilon_{II} = \varepsilon_{III} = \sqrt[3]{\varepsilon_{\Sigma}} = \sqrt[3]{\frac{p_H}{p_{BC}}} = \sqrt[3]{\frac{0,9}{0,0981}} = 2,093.$$

2) промежуточное давление:

$$p_{пр1} = p_{BC} \cdot \varepsilon_I = 0,0981 \cdot 2,093 = 0,205 \text{ МПа.}$$

3) работа идеального сжатия в одной секции (в идеальном процессе работа в каждой секции одинакова):

$$\begin{aligned} l_s^i &= \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left( \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \\ &= \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 293 \cdot \left( 2,093^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = \\ &= 69149 \text{ Дж/кг.} \end{aligned}$$

4) температура на нагнетании первой ступени  $T_{2s}$ :

$$T_{2s} = \left( \frac{p_{пр1}}{p_{BC}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_1 = \left( \frac{0,205}{0,0981} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \cdot 293 = 362 \text{ К.}$$

5) суммарная работа компрессора:

$$l_{s\Sigma} = 3 \cdot l_s^i = 3 \cdot 69149 = 207447 \text{ Дж/кг.}$$

б) промежуточное давление:

$$p_{\text{пр2}} = p_{\text{пр1}} \cdot \varepsilon_{\text{II}} = 0,205 \cdot 2,093 = 0,429 \text{ МПа.}$$

7) температура на нагнетании второй секции  $T_{4s}$ :

$$T_{4s} = \left( \frac{p_{\text{пр2}}}{p_{\text{пр1}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_1 = \left( \frac{0,429}{0,205} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \cdot 293 = 362 \text{ К.}$$

8) температура на нагнетании третьей секции  $T_{6s}$ :

$$T_{6s} = \left( \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{пр2}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_1 = \left( \frac{0,9}{0,429} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \cdot 293 = 362 \text{ К,}$$

$$T_{2s} = T_{4s} = T_{6s}.$$

9) изотермический КПД компрессора:

$$\eta_{\text{из}} = \frac{R \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}}\right)}{l_{s\Sigma}} = \frac{287 \cdot 293 \cdot \ln\left(\frac{0,9}{0,0981}\right)}{207447} = 0,898.$$

10) суммарная мощность идеального компрессора:

$$N_{\text{ид}} = G \cdot L_{\Sigma} = 4,86 \cdot 207447 = 1008192 \text{ Вт} = 1008 \text{ кВт,}$$

$$G = \frac{V}{60} \cdot \rho = \frac{250}{60} \cdot 1,166 = 4,86 \text{ кг/с.}$$

11) разность между паспортной и полученной мощностями равна:

$$\Delta N = N_s - N = 1500 - 1008 = 492 \text{ кВт.}$$

### *Расчет процесса сжатия с потерями*

Для сравнения рассчитаем энергетические характеристики реального процесса сжатия в компрессоре. Разность температур в охладителях  $\Delta T_{\text{вод}} = T_{\text{вод}}'' - T_{\text{вод}}' = 50 - 25 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ . Нагрев воды в каждом охладителе происходит на  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ , что позволяет охладить воздух до требуемой температуры перед входом в последующую секцию. Следует иметь ввиду, что геометрические размеры теплообменников отличаются между собой, поскольку параметры поступающего в них воздуха различны. Примем, что температура воздуха на выходе из охладителей на  $\Delta T_{\text{охл}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$  выше температуры воды, подаваемой в аппарат ( $T_{\text{вод}}' = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Обычно величина  $\Delta T_{\text{охл}}$  лежит в пределах  $10 - 15 \text{ }^\circ\text{C}$  и обуславливается особенностями и типом системы промежуточного охлаждения компрессора.

Тогда определим температуру охлажденного воздуха  $T_3 = T_5 = T_7 = -\Delta T_{\text{вод}} + \Delta T_{\text{охл}} = 25 + 15 = 40^\circ\text{C} = 313\text{ К}$ .

Промежуточные давления аналогичны рассчитанным в идеальном процессе, то есть

$$p_{\text{вс}} = p_1 = 0,0981 \text{ МПа},$$

$$p_2 = 0,205 \text{ МПа},$$

$$p_4 = 0,429 \text{ МПа},$$

$$p_7 = p_{\text{н}} = 0,9 \text{ МПа}.$$

В таком случае степень сжатия в первой секции останется без изменений по сравнению с идеальным процессом:

Температура охлажденного воздуха  $t_3 = t_5 = t_7 = 40^\circ\text{C} = 313\text{ К}$ .

Промежуточное давление:  $p_{\text{вс}} = p_1 = 0,0981 \text{ МПа}$ ,

$$p_2 = p_{\text{пр1}} = 0,205 \text{ МПа},$$

$$p_4 = p_{\text{пр2}} = 0,429 \text{ МПа},$$

$$p_7 = p_{\text{н}} = 0,9 \text{ МПа}.$$

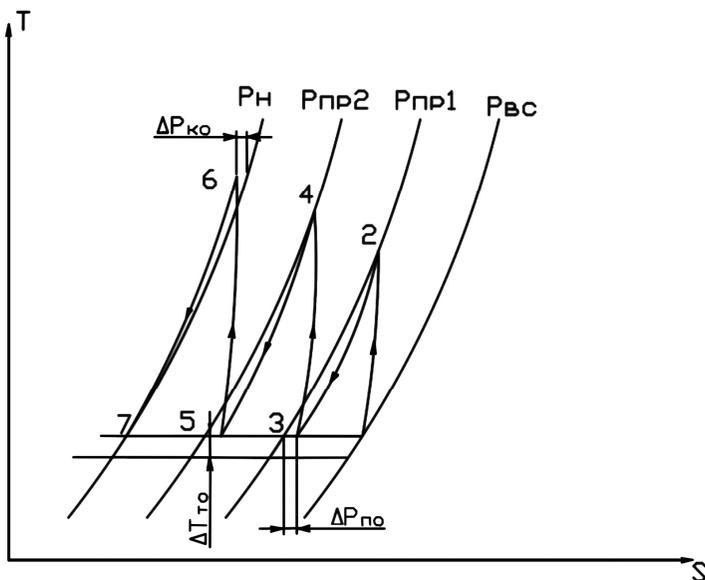


Рис. 2.20. Диаграмма сжатия с потерями в ступенях и холодильниках

1) по графику на рис. 2.21 при производительности  $V = 250 \text{ м}^3/\text{мин}$  находим адиабатный КПД компрессора:  $\eta_s = 0,748$ .

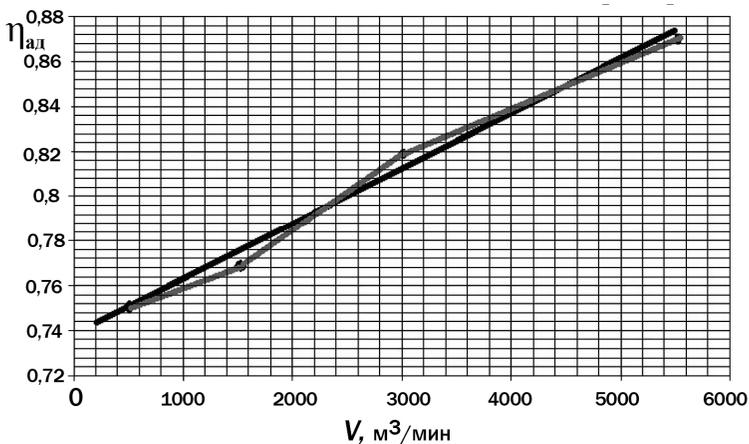


Рис. 2.21. График зависимости адиабатного КПД от производительности, построенный по данным расчета определения  $\eta_{ад}$  секций в компрессоре

2) рассмотрим 1 секцию:

Степень сжатия:  $\varepsilon_{ID} = \varepsilon_1 = 2,093$ .

Работа сжатия в первой секции:

$$l_I = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left( \varepsilon_{ID} \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_s} =$$

$$= \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 293 \cdot \left( 2,093^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{0,748} = 92446 \text{ Дж/кг.}$$

3) давление воздуха после охлаждения измениться на  $\Delta p_{по} = 0,020$  МПа и равно:

$$p_3 = p_2 - \Delta p_{по} = 0,205 - 0,020 = 0,185 \text{ МПа.}$$

4) температура воздуха на входе в промежуточный теплообменник:

$$T_2 = T_1 + \frac{l_{DI}}{c_p} = 293 + \frac{92446}{1005} = 385 \text{ К.}$$

5) рассмотрим 2 секцию:

$$\varepsilon_{IID} = \frac{p_4}{p_3} = \frac{0,429}{0,185} = 2,319.$$

Работа сжатия во второй секции:

$$l_{II} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_3 \cdot \left( \varepsilon_{IID}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_s} =$$

$$= \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot \left( 2,319^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{0,748} = 114188 \text{ Дж/кг.}$$

6) давление газа после охлаждения во втором промежуточном охладителе на входе в последнюю секцию:

$$p_5 = p_4 - \Delta p_{\text{по}} = 0,429 - 0,020 = 0,409 \text{ МПа.}$$

7) температура на выходе из второй секции (перед подачей воздуха в теплообменник для охлаждения):

$$T_4 = T_3 + \frac{l_{\text{ДII}}}{c_p} = 313 + \frac{114188}{1005} = 427 \text{ К.}$$

8) давление сжатого воздуха на выходе из третьей секции компрессора с учетом потерь:

$$p_6 = p_7 + \Delta p_{\text{ко}} = 0,9 + 0,020 = 0,920 \text{ МПа.}$$

9) рассмотрим 3 секцию:

$$\varepsilon_{\text{IIIД}} = \frac{p_6}{p_5} = \frac{0,920}{0,409} = 2,249.$$

Работа сжатия в третьей секции:

$$l_{\text{III}} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_5 \cdot \left( \varepsilon_{\text{IIIД}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_s} = \\ = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot \left( 2,249^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{0,748} = 109528 \text{ Дж/кг.}$$

10) температура сжатого воздуха на входе в нагнетательный трубопровод (перед охлаждением в конечном охладителе):

$$T_6 = T_5 + \frac{l_{\text{ДIII}}}{c_p} = 313 + \frac{109528}{1005} = 422 \text{ К.}$$

11) суммарная работа сжатия:

$$l_{\Sigma} = l_I + l_{\text{II}} + l_{\text{III}} = 92446 + 114188 + 109528 = 316162 \text{ Дж/кг.}$$

12) действительная мощность компрессора:

$$N_{\text{Д}} = G \cdot L_{\Sigma} = 4,86 \cdot 316162 = 1536547 \text{ Вт} = 1536 \text{ кВт.}$$

13) разность между паспортной и полученной мощностями равна:

$$\Delta N = N_{\text{с}} - N = 1500 - 1536 = 36 \text{ кВт.}$$

14) удельный расход энергии на  $1000 \text{ м}^3$  для данного компрессора:

$$\varepsilon = \frac{N_{\text{Д}}}{V} = \frac{1536 \cdot 1000}{250 \cdot 60} = 102,4 \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{1000 \cdot \text{м}^3}.$$

15) изотермический КПД компрессора:

$$\eta_{\text{из}} = \frac{R \cdot T_{\text{вс}} \cdot \ln\left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}}\right)}{l_{\Sigma}} = \frac{287 \cdot 293 \cdot \ln\left(\frac{0,9}{0,0981}\right)}{316162} = 0,59.$$

16) определим расход воды на каждую секцию компрессора:

В первый промежуточный охладитель воздух поступает с температурой  $T_2$  и охлаждается до температуры  $T_3$ . Расход воды равен:

$$G_{\text{вод.1по}} = \frac{G \cdot c_{\text{рв-х}} \cdot (T_2 - T_3)}{c_{\text{р вод}} \cdot (T_{\text{вод}}'' - T_{\text{вод}}')} = \frac{4,86 \cdot 1,005 \cdot (385 - 313)}{4,19 \cdot (50 - 25)} = 3,357 \text{ кг/с.}$$

Во второй промежуточный охладитель воздух поступает с температурой  $T_4$  и охлаждается до температуры  $T_5$ . Расход воды равен:

$$G_{\text{вод.2по}} = \frac{G \cdot c_{\text{рв-х}} \cdot (T_4 - T_5)}{c_{\text{р вод}} \cdot (T_{\text{вод}}'' - T_{\text{вод}}')} = \frac{4,86 \cdot 1,005 \cdot (427 - 313)}{4,19 \cdot (50 - 25)} = 5,316 \text{ кг/с.}$$

В конечной охладитель воздух поступает с температурой  $T_6$  и охлаждается до температуры  $T_7$ . Расход воды равен:

$$G_{\text{вод.ко}} = \frac{G \cdot c_{\text{рв-х}} \cdot (T_6 - T_7)}{c_{\text{р вод}} \cdot (T_{\text{вод}}'' - T_{\text{вод}}')} = \frac{4,86 \cdot 1,005 \cdot (422 - 313)}{4,19 \cdot (50 - 25)} = 5,082 \text{ кг/с.}$$

Суммарный расход воды на компрессор:

$$G_{\Sigma} = \sum_{i=1}^3 G_i = G_{\text{вод.1по}} + G_{\text{вод.2по}} + G_{\text{вод.ко}} = 3,357 + 5,316 + 5,082 = 13,755 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

17) эксергетический КПД компрессора:

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{e_7 - e_1}{L_{\Sigma\text{Д}}} = \frac{(180 - 0) \cdot 10^3}{316162} \cdot 100\% = 56,93 \%$$

Параметры сжатого воздуха в характерных точках:

№ Точки	$P$ , МПа	$T$ , К	$e$ , кДж/кг
Точка 1	0,0981	293	0
Точка 2	0,205	385	75
Точка 3	0,185	313	50
Точка 4	0,429	427	133
Точка 5	0,409	313	117
Точка 6	0,920	422	200
Точка 7	0,900	313	180

Диаграмма представлена на рис. 2.18.

*Расчет установки с утилизацией тепла сжатия*

18) суммарное количество отведенного тепла:

$$Q = Q_I + Q_{II} + Q_{III} = G_{\Sigma} \cdot c_{p \text{ вод}} \cdot (T''_{\text{вод}} - T'_{\text{вод}}) = \\ = 13,755 \cdot 4,19 \cdot (50 - 25) = 1441 \text{ кВт.}$$

Эксергия сжатого воздуха:  $E_{\text{св}} = e_7 \cdot V \cdot \rho = 180 \cdot \frac{250}{60} \cdot 1,2 =$   
 $= 900 \text{ кВт.}$

Эксергия теплоты:  $E_Q = \tau_Q \cdot Q = 0,064 \cdot 1441 = 92 \text{ кВт.}$

Коэффициент работоспособности:  $\tau_Q = 1 - \frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{сп}}} = 1 - \frac{293}{313} =$   
 $= 0,064.$

Средняя температура в теплообменнике:

$$T_{\text{сп}} = \frac{T''_{\text{вод}} + T'_{\text{вод}}}{2} = \frac{30 + 50}{2} = 40 \text{ }^\circ\text{C} = 313 \text{ К.}$$

Доля эксергии теплоты:  $m_Q = \frac{E_Q}{E_Q + E_{\text{св}}} = \frac{92}{92 + 900} = 0,093.$

Доля эксергии сжатого воздуха:  $m_{\text{св}} = \frac{E_{\text{св}}}{E_Q + E_{\text{св}}} = \frac{900}{92 + 900} =$   
 $= 0,907.$

Удельный расход энергии сжатого воздуха на  $1000 \text{ м}^3$ :

$$\mathfrak{E}_{\text{св}} = \frac{m_{\text{св}} \cdot N \cdot 1000}{V \cdot 60} = \frac{0,907 \cdot 1536 \cdot 1000}{250 \cdot 60} = 92,88 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

Удельный расход энергии теплоты на  $1000 \text{ м}^3$ :

$$\mathfrak{E}_Q = \frac{m_Q \cdot N \cdot 1000}{V \cdot 60} = \frac{0,093 \cdot 1536 \cdot 1000}{250 \cdot 60} = 9,523 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

Эксергетический КПД компрессора с утилизацией теплоты:

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{(e_7 - e_1) \cdot V \cdot \rho + (e_{\text{вых}} - e_{\text{вх}}) \cdot G_{\Sigma}}{N}, \\ \eta_{\text{экс}} = \frac{(180 - 0) \cdot \frac{250}{60} \cdot 1,2 + (6,0679 - 0,71596) \cdot 13,755}{1536} \cdot 100\% \\ = 63,4 \text{ \%}.$$

Эксергия воды на выходе из теплообменника:

$$e_{\text{вых}} = h_{\text{вых}} - h_{\text{о.с.}} - T_{\text{ос}} \cdot (S_{\text{вых}} - S_{\text{ос}}), \\ e_{\text{вых}} = 209,41 - 84,012 - 293 \cdot (0,70375 - 0,296480) \\ = 6,0679 \text{ кДж/кг.}$$

Эксергия воды на входе в теплообменник:

$$e_{\text{вх}} = h_{\text{вх}} - h_{\text{о.с.}} - T_{\text{ос}} \cdot (S_{\text{вх}} - S_{\text{ос}}),$$

$$e_{\text{вх}} = 125,83 - 84,012 - 293 \cdot (0,43676 - 0,296480) = \\ = 0,71596 \text{ кДж/кг.}$$

Температура воды на выходе 50 °С, при этом параметры:

$$h_{\text{ввых}} = 209,41 \text{ кДж/кг,} \\ S_{\text{ввых}} = 0,70375 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К.}$$

Температура воды на входе 30 °С, при этом параметры:

$$h_{\text{вх}} = 125,83 \text{ кДж/кг,} \\ S_{\text{вх}} = 0,43676 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К.}$$

Температура окружающей среды 20 °С при этом параметры:

$$h_{\text{о.с.}} = 84,012 \text{ кДж/кг,} \\ S_{\text{о.с.}} = 0,296480 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К.}$$

Таким образом, утилизация теплоты сжатия позволяет увеличить эксергетический КПД компрессора с утилизацией с 56,93% до 63,4 % и снизить удельный расход энергии с  $\mathcal{E} = 102,4 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / 1000 \text{ м}^3$  до  $92,88 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / 1000 \text{ м}^3$ .

## **2.8. Гидравлический расчет магистрали воздухоснабжения. Методика расчета трубопровода компрессор-потребитель**

Цель гидравлического расчета состоит в нахождении конструктивных характеристик всасывающего, напорного, подающего воздухопроводов и трубопроводов внешней воздушной сети. Кроме этого, на основании гидравлического расчета определяется расчетное давление на компрессорной станции, необходимое для подачи воздуха в воздухопроводную систему, и обеспечение номинального давления у потребителей.

Выбор диаметра всасывающего воздухопровода должен обеспечивать потери давления в нем не более 30–50 мм водяного столба. При этом скорость воздуха не должна превышать для центробежных и поршневых компрессоров двойного действия 10–12 м/с, а для поршневых компрессоров простого действия 5–6 м/с.

Диаметр всасывающего трубопровода определяется по формуле:

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4V}{\pi W_{\text{вс}}}},$$

где  $V$  – производительность компрессора, отнесенная к условиям всасывания, м<sup>3</sup>/с;  $W_{\text{вс}}$  – нормируемая скорость воздуха, м/с.

Потери давления в трубопроводе вычисляются по формуле:

$$\Delta P = \frac{\lambda L W_{\text{вс}} \rho_{\text{возд}}}{2 d_{\text{вс}}},$$

где:  $\rho_{\text{возд}}$  – плотность воздуха при давлении всасывания кг/м<sup>3</sup>;  $L$  – длина всасывающего трубопровода, м;  $\lambda$  – коэффициент трения воздуха.

Расчетные диаметры воздухопроводов, работающих под давлением, и потери напора в них определяются с учетом сжатия воздуха и соответствующего повышения температуры. Изменение температуры воздуха за счет теплообмена воздухопровода с окружающей средой считается незначительным и им пренебрегают.

Расход сжатого воздуха, транспортируемого по трубопроводу:

$$V_{\text{сж}} = \frac{\pi d_{\text{сж}}^2}{4} W_{\text{сж}}.$$

Тогда, если известен расход воздуха, искомый диаметр трубопровода:

$$d_{\text{сж}} = \sqrt{\frac{4 V_{\text{сж}}}{\pi W_{\text{сж}}}}.$$

Скорость воздуха в нагнетательном трубопроводе не должна превышать 10–15 м/с для центробежных и поршневых компрессоров двойного действия и 6 м/с – для поршневых компрессоров простого действия.

Масса воздуха, проходящего по трубопроводу в единицу времени, независимо от его сжатия – величина постоянная.

$$V_{\text{н}} \rho_{\text{н}} = V_{\text{сж}} \rho_{\text{сж}}, \text{ откуда получаем } V_{\text{сж}} = \frac{V_{\text{н}} \rho_{\text{н}}}{\rho_{\text{сж}}},$$

где  $V_{\text{н}}$  – расход воздуха при нормальном давлении и температуре (нормальные условия:  $t = 20$  °С,  $P = 101325$  Па), м<sup>3</sup>/с;  $\rho_{\text{н}} = 1,29$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воздуха при нормальном давлении и температуре;  $\rho_{\text{сж}}$  – плотность сжатого воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Для выполнения расчета составляется упрощенная схема трубопровода в системе компрессорная станция – коллектор – внешняя сеть до потребителя с учетом максимальной производительности компрессора и потребителя с максимальной нагрузкой.

Для определения давлений на каждом участке схемы строится зависимость изменения давления по длине трубопровода в диагонали  $P_{\text{н}}$  компрессора и  $P_{\text{выхода}}$  потребителя, с помощью которой в первом приближении находят средние давления  $P_{\text{сж}}$  на каждом участке.

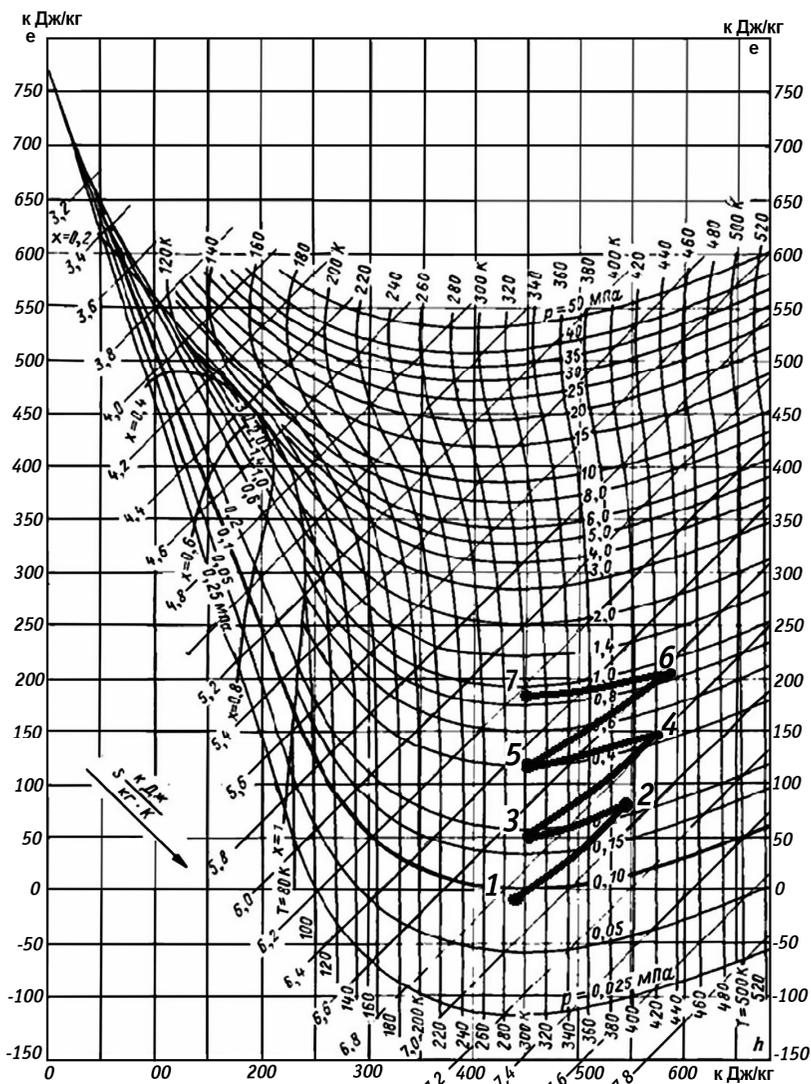


Рис. 2.22. Процесс сжатия в диаграмме e-h для воздуха

Из уравнения состояния  $P \frac{1}{\rho} = RT$  плотность сжатого воздуха определяется в виде  $\rho_{сж} = \frac{P_{сж}}{RT_{сж}}$ ,  
 где  $P_{сж}$  – абсолютное давление на расчетном участке, Па;  
 $T_{сж} = t_{сж} + 273$  – температура сжатого воздуха, К;  $R = 287,14$  –  
 газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Температура сжатого воздуха в нагнетательном трубопроводе может быть определена с достаточной точностью в предположении адиабатного процесса сжатия по формуле:

$$T_{\text{сж}} = T'_H \left( \frac{P_{\text{сж}}}{P'_H} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

где  $T'_H$  – температура воздушной смеси перед конечной секцией компрессора, К;  $P'_H$  – давление воздушной смеси перед конечной секцией компрессора, Па.

Если же известна работа сжатия в секции (для действительного процесса сжатия воздуха), то температуру сжатого воздуха можно определить как  $T_{\text{сж}} = T'_H + \frac{L_{\text{секц}}}{c_p}$ ,

где  $L_{\text{секц}}$  – работа сжатия в конечной секции компрессора, Дж/кг;  $c_p$  – теплоемкость воздуха при данных параметрах, определяемая по табл. 2.11, Дж/(кг·К).

Таблица 2.11

### Теплофизические свойства сухого воздуха

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$C_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^{-6},$ Па·с	$\nu \cdot 10^{-6},$ м <sup>2</sup> /с	$Pr$
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	11,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,361	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,442	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,512	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,593	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,675	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,756	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,826	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,896	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,966	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,047	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,128	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,210	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,338	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,489	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,640	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,780	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,931	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,268	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,606	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	33,6	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	36,2	79,38	0,687

Расчетное давление воздуха на компрессорной станции, необходимое при подаче его в воздухопроводную систему, определяется по выражению:

$$P_{\text{общ}} = \Delta P_{\text{вс}} + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{изб}} + P_{\text{н}},$$

где  $P_{\text{н}}$  – номинальное давление воздуха у потребителя, МПа;  $\Delta P_{\text{вс}}$  – потери давления на трение и местные сопротивления в трубопроводе всасывания компрессорной станции, МПа (ориентировочно принимаются 3 – 5 кПа);  $\Delta P_{\text{тр}}$  – потери давления на трение и местные сопротивления по наиболее протяженной ветви воздухопровода, МПа;  $\Delta P_{\text{изб}}$  – избыточное или резервное давление, МПа (принимается равным 0,5 кПа).

По формуле Дарси-Вейсбаха потери напора на трение по рассматриваемой ветви воздухопровода представляются в виде:

$$h_{\text{тр}} = \sum_1^n h_{\text{тр}} = \sum_1^n \frac{\lambda_i (L_i + L_{\text{экв } i}) W_i^2}{2g d_i},$$

где:  $L_i$  – длина соответствующего участка рассматриваемой ветви воздухопровода, м;  $L_{\text{экв } i}$  – дополнительная длина участка сети, эквивалентная местным сопротивлениям на нем, м, (приведены в табл. 2.13);  $\lambda_i$  – коэффициент трения воздуха.

Потери давления в рассматриваемой ветви составят:

$$\Delta P = \sum_1^n (h_{\text{тр}} \rho_{\text{сж}} g).$$

Число Рейнольдса, характеризующее отношение сил инерции к силам вязкости, определяется как

$$\text{Re} = \frac{W_i d_i}{\nu},$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость воздуха (определяемая по табл. 2.11), м<sup>2</sup>/с.

При значении Рейнольдса  $\text{Re} > 10^5$  (турбулентное течение воздуха) коэффициент  $\lambda$  выражается формулой

$$\lambda_i = 0,0032 + \frac{0,231}{\text{Re}_i^{0,237}}.$$

Таблица 2.12

## Стальные трубы

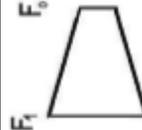
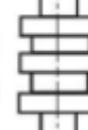
Наружный диаметр, мм	Внутренний диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Масса 1 м трубы, кг	Объем 1 м, $\text{м}^3 \cdot 10^{-3}$	Экваториальный момент сопротивления, $\text{м}^3 \cdot 10^{-6}$
38	33	2,5	2,15	0,855	2,33
45	40	2,5	2,6	1,26	3,52
57	51	3,0	4,0	2,04	6,85
76	70	3,0	5,4	3,85	12,1
89	82	4,0	7,3	5,34	18,1
108	100	4,0	10,2	7,86	35,2
133	125	4,0	12,7	12,3	51
159	150	5,5	17,2	17,7	82,1
194	184	5	23,2	26,7	129
219	207	6	31,5	33,4	210
273	259	7	46,7	52,7	384
325	309	8	62,5	75,4	648
377	359	9	81,5	102	950
426	408	9	91,6	131	1310
426	414	6	62,0	135	920
480	466	7	80,5	169,5	1210
530	514	8	103	207	1730
630	612	9	137	295	2740
720	700	10	174	385	4040
820	800	10	200	502	5000
920	898	11	246	636	7950
1020	996	12	298	784	8800
1120	1096	12	326	944	11600
1220	1192	14	415	1120	16300
1420	1392	14	482	1530	22500

Таблица 2.13

Длина воздухопровода, эквивалентная местным сопротивлениям

Местное сопротивление	Обозначение	Длина(м) эквивалентная местным сопротивлениям при условном диаметре воздухопровода(мм)													
		50	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600	700
Колено $R = 4D$ $R = D$		0,53	1,0	1,27	1,7	2,07	3,15	4,2	5,2	6,3	7,46	-	-	-	-
		0,7	1,33	1,7	2,26	2,76	4,2	5,6	6,95	8,4	9,96	-	-	-	-
Колено круго загнутое, гладкое ( $R = 1,5D$ )		0,88	1,67	2,12	2,82	3,45	5,25	7,0	8,7	10,5	12,5	14,5	16,4	20,3	29,9
Колено сварное под углом 90°		-	-	-	-	4,83	7,35	9,8	12,2	14,6	17,5	20,3	22,9	28,4	33,4
Двухшовное $R = 1,5D$		-	-	-	-	4,14	6,3	8,4	10,4	12,6	15	17,4	19,6	24,4	26,6
трехшовное $R = D$		7,76	3,33	4,24	5,65	6,9	10,6	14,0	17,4	20,9	24,9	43,5	49,0	60,9	71,6
Тройник при разделении на проход		2,64	5,0	6,36	8,5	10,4	15,8	21	26,1	31,4	37,9	58	65,4	81,0	95,5
Тройник от- ветвленный															

Продолжение табл. 2.13

Местное сопротивление	Обозначение	Длина(м) эквивалентная местным сопротивлением при условном диаметре воздухопровода(мм)													
		50	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600	700
Тройник при расходящемся потоке		3,52	6,66	8,5	11,3	13,8	21,0	28,0	34,8	41,8	49,8	58,0	65,4	81,0	95,5
Задвижка		0,88	1,67	2,12	2,32	2,7	4,2	4,8	5,2	6,3	7,26	5,8	6,5	8,9	7,4
Компенсатор П-образный		8,1	12,9	14,9	19,4	21,2	30,4	40	46,2	55,0	64,2	-	-	-	-
Переход сварной $F_1/F_0 = 2$ $F_1/F_0 = 3$ $F_1/F_0 = 4$		0,18 0,26 0,35	0,33 0,5 0,67	0,42 1,27 2,12	0,56 1,7 2,82	0,69 2,07 3,45	1,05 3,15 5,25	1,4 4,2 7,2	1,74 5,2 8,7	2,09 6,3 10,5	2,49 7,46 12,5	2,9 5,8 8,7	3,3 6,5 9,8	4,1 8,1 12,2	4,8 9,5 14,3
Компенсаторы линзовые:															
Однолинзовые		-	-	7,2	9,6	10,6	13,7	16,8	17,4	18,8	19,9	20	21,2	24,4	27,7
Двухлинзовые		-	-	14,4	19,2	21,2	27,4	33,6	34,8	37,0	39,8	40	42,4	48,8	55,4
Трехлинзовые		-	-	21,6	28,8	31,8	41,1	50,4	52,2	56,4	59,7	60	63,6	73,2	87,1

*Пример гидравлического расчета трубопровода компрессорная станция – цех потребителя*

Задание: рассчитать падение давления в трубопроводе компрессорная станция – цех пневмопотребителей.

Определяем диаметр всасывающего трубопровода и выполняем гидравлический расчет нагнетательного трубопровода к цехам с пневмоприемниками на примере компрессора 305ВП-30/8.

Упрощенная схема трубопровода представлена на рис. 2.23.

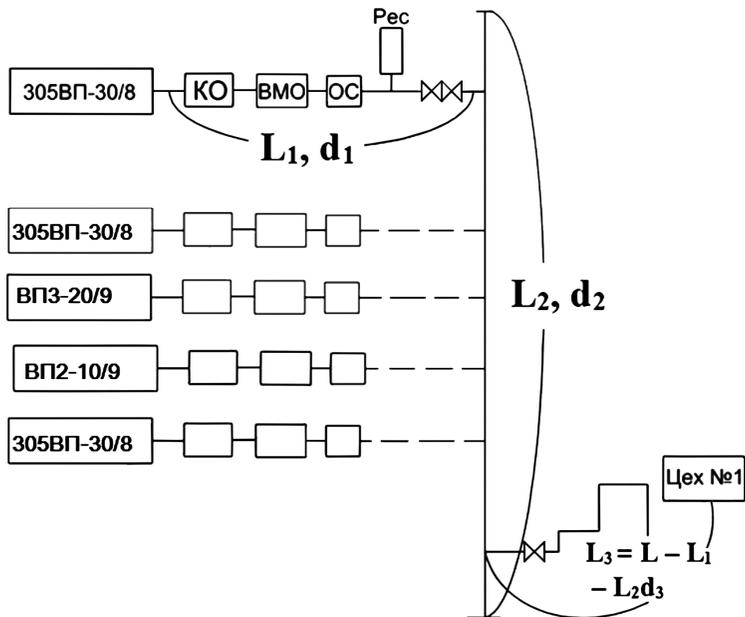


Рис. 2.23. Расчетная схема трубопровода компрессор – потребитель

Исходные данные:

– давление в начале участка:  $P_n = 0,9$  МПа (из паспортных данных);

– давление у потребителя:  $P_n = 0,65$  МПа (задано);

– длина трубопровода:  $L = 500$  м (задано);

– длина первого участка:  $L_1 = 15$  м (компрессор – коллектор);

– длина второго участка:  $L_2 = 20$  м (коллектор);

– для третьего участка:  $L_3 = L - L_1 - L_2$  (коллектор – цех).

Падение давления по длине трубопровода представлено на рис. 2.24.

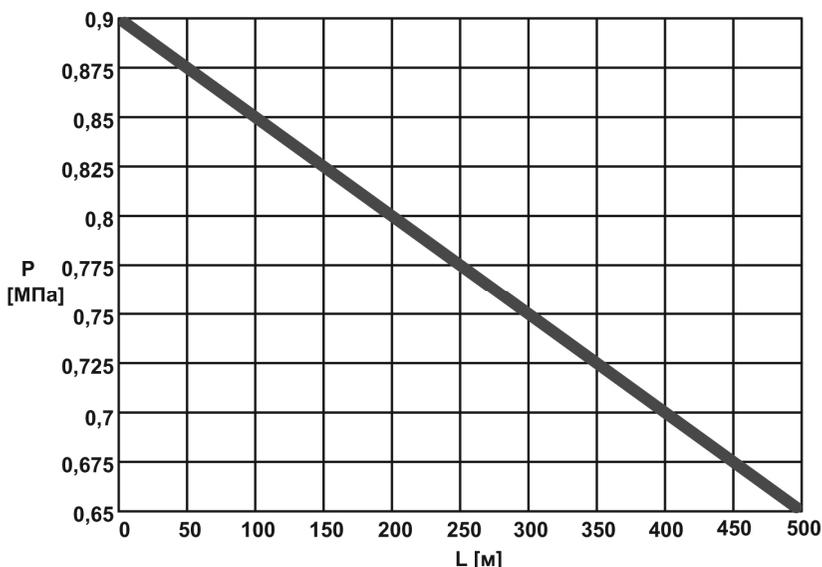


Рис. 2.24. Падение давления по длине трубопровода

Из графика  $P = f(L)$ :

- среднее давление на первом участке:  $P_{cp1} = 0,896$  МПа;
- среднее давление на втором участке:  $P_{cp2} = 0,888$  МПа;
- среднее давление на третьем участке:  $P_{cp3} = 0,766$  МПа.

*Расчет всасывающего трубопровода:*

1. т.к. производительность компрессора  $V_H = 30$  нм<sup>3</sup>/мин приведена при нормальных условиях, требуется ее пересчет.

Нормальная плотность воздуха:

$$\rho_H = \frac{P_H}{R \cdot T_H} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,19 \text{ кг/м}^3.$$

Действительная плотность воздуха на всасе:

$$\rho_{вс} = \frac{P_H}{R \cdot T_{вс}} = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 303} = 1,15 \text{ кг/м}^3.$$

2. Производительность на всасе компрессора:

$$V_{вс} = \frac{V_H \cdot \rho_H}{\rho_{вс}} = \frac{30 \cdot 1,19}{1,15} = 31,04 \text{ м}^3/\text{мин} = 0,517 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$\rho_H = 1,29$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воздуха при нормальном давлении и температуре.

3. Примем скорость воздуха на всасе в компрессор  $W_{\text{вс}} = 12$  м/с.

4. Диаметр всасывающего трубопровода:

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{вс}}}{\pi \cdot W_{\text{вс}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,517}{3,14 \cdot 12}} = 0,234 \text{ м.}$$

По табл. 2.12 выбираем ближайшее большее значение стандартного внутреннего диаметра стальной трубы, равное  $d_{\text{вс}} = 0,259 \text{ м} = 259 \text{ мм}$ .

5. Уточняем скорость воздуха на всасе в компрессор:

$$W_{\text{вс}}^{\Phi} = \frac{4 \cdot V_{\text{вс}}}{\pi \cdot d_{\text{вс}}^2} = \frac{4 \cdot 0,517}{3,14 \cdot 0,259^2} = 9,82 \text{ м/с.}$$

$\Delta P_{\text{изб}} = 0,5$  кПа – избыточное или резервное давление.

6. Участок №1: (компрессор-коллектор)

$$\rho_1 = \frac{P_{\text{ср1}}}{RT_1} = \frac{0,896 \cdot 10^6}{287 \cdot 303} = 10,3 \text{ кг/м}^3,$$

$$V_1 = \frac{V_{\text{вс}} \cdot \rho_{\text{вс}}}{\rho_1} = \frac{0,517 \cdot 1,15}{10,3} = 0,0577 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Примем  $W_1 = 20$  м/с.

Внутренний диаметр нагнетательного трубопровода:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4V_1}{\pi W_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0577}{3,14 \cdot 20}} = 0,0606 \text{ м.}$$

По таблице 2.12 выбираем ближайшее большее значение стандартного внутреннего диаметра стальной трубы, равное  $d_1 = 70$  мм и определяем скорость  $W_1$ :

$$W_1 = \frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,0577}{3,14 \cdot 0,07^2} = 15,0 \text{ м/с.}$$

Местные сопротивления на первом участке:

- концевой охладитель –  $\Delta p_{\text{ко}} = 0,025$  МПа;
- осушитель –  $\Delta p_{\text{ос}} = 0,022$  МПа;
- вход в ресивер –  $L_{\text{экр.р}} = 3,33$  м;
- задвижка и обратный клапан –  $L_{\text{экр.з}} = 1,67$  м;
- вход в коллектор –  $L_{\text{экр.к}} = 6,66$  м.

По таблице 2.13 выбираем значение  $L_{\text{экр.}}$

Суммарная длина:

$$L_{\Sigma 1} = L_1 + L_{\text{экр.р}} + 2L_{\text{экр.з}} + 2L_{\text{экр.к}}$$

$$L_{\Sigma 1} = 15 + 3,33 + 2 \cdot 1,67 + 6,66 = 28,33 \text{ м}$$

Число Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_1}{\nu} = \frac{11,5 \cdot 0,07}{16 \cdot 10^{-6}} = 41687,5$$

По таблице 2.11 выбираем значение  $\nu = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ .

Коэффициент трения:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,0032 + \frac{0,21}{Re^{0,237}} = 0,0032 + \frac{0,21}{656250,237} = 0,018.$$

Потери давления на первом участке:

$$\Delta P_{\text{тр}1} = \lambda_1 \frac{L_{\Sigma 1}}{d_1} \rho_1 \frac{W_1^2}{2} + \Delta p_{\text{ко}} + \Delta p_{\text{ос}} = 0,018 \cdot \frac{28,33}{0,07} \times \\ \times 10,3 \frac{15^2}{2} + 25000 + 22000 = 55\,441 \text{ Па.}$$

7. Участок №2: (коллектор):

$$\rho_2 = \frac{P_{\text{ср}2}}{RT_2} = \frac{0,888 \cdot 10^6}{287 \cdot 303} = 10,21 \text{ кг/м}^3,$$

$$V_{21} = \frac{V_1 \cdot \rho_1}{\rho_2} = \frac{0,0577 \cdot 10,3}{10,21} = 0,0582 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$V_{22} = \frac{V_{\text{н}} \cdot \rho_{\text{н}}}{\rho_2} = \frac{22/60 \cdot 1,19}{10,21} = 0,0427 \text{ м}^3/\text{с} \quad - \quad \text{компрессор}$$

ВПЗ-20/9 с производительностью 22 м<sup>3</sup>/мин,

$$V_{23} = \frac{V_{\text{н}} \cdot \rho_{\text{н}}}{\rho_2} = \frac{11/60 \cdot 1,19}{10,21} = 0,0214 \text{ м}^3/\text{с} \quad - \quad \text{компрессор}$$

ВП2-10/9 с производительностью 11 м<sup>3</sup>/мин,

$$V_2 = 2 \cdot V_{21} + V_{22} + 2 \cdot V_{23} = 2 \cdot 0,0582 + 0,0427 + 2 \cdot 0,0214 = 0,202 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Примем  $W_2 = 20 \text{ м/с}$ .

Внутренний диаметр нагнетательного трубопровода:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4V_2}{\pi W_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,202}{3,14 \cdot 20}} = 0,113 \text{ м.}$$

По таблице 2.12 выбираем ближайшее большее значение стандартного внутреннего диаметра стальной трубы, равное

$d_2 = 125 \text{ мм}$

$$W_2 = \frac{4 \cdot V_2}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 0,202}{3,14 \cdot 0,125^2} = 16,5 \text{ м/с.}$$

Местные сопротивления на втором участке:

• выход из коллектора –  $L_{\text{эКВ.К}} = 11,3 \text{ м}$ .

Суммарная длина:

$$L_{\Sigma 2} = L_2 + L_{\text{эКВ.К}} = 20 + 11,3 = 31,3 \text{ м.}$$

Число Рейнольдса:

$$Re_2 = \frac{W_2 \cdot d_2}{\nu} = \frac{16,5 \cdot 0,125}{16 \cdot 10^{-6}} = 128\,906.$$

Коэффициент трения:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,0032 + \frac{0,21}{Re^{0,237}} = 0,0032 + \frac{0,21}{128906^{0,237}} = 0,016.$$

Потери давления на втором участке:

$$\Delta P_{\text{тр}2} = \lambda_{\text{тр}2} \frac{L_{\Sigma 2}}{d_2} \rho_2 \frac{W_2^2}{2} = 0,016 \cdot \frac{31,3}{0,125} \cdot 10,21 \cdot \frac{16,5^2}{2} = 5568 \text{ Па.}$$

8. Участок №3: (коллектор-потребитель)

Расход воздуха для самого крупного потребителя при

$$V_{\text{м.д}2} = 104,04 \text{ м}^3/\text{мин:}$$

$$\rho_3 = \frac{P_{\text{ср}3}}{RT_3} = \frac{0,766 \cdot 10^6}{287 \cdot 303} = 8,809 \text{ кг/м}^3,$$

$$V_3 = \frac{V_{\text{м.д}2} \cdot \rho_{\text{н}}}{\rho_3} = \frac{104,04/60 \cdot 1,19}{8,809} = 0,234 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Примем  $W_3 = 20 \text{ м/с.}$

Внутренний диаметр нагнетательного трубопровода:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4V_3}{\pi W_3}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,234}{3,14 \cdot 20}} = 0,122 \text{ м.}$$

По таблице 2.12 выбираем ближайшее большее значение стандартного внутреннего диаметра стальной трубы, равное  $d_3 = 125 \text{ мм.}$

$$W_3 = \frac{4 \cdot V_3}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 0,234}{3,14 \cdot 0,125^2} = 19,1 \text{ м/с.}$$

Местные сопротивления на третьем участке:

- 7 поворотов –  $L_{\text{экв.п}} = 1,7 \text{ м}$  (задано),
- 5 задвижек –  $L_{\text{экв.з}} = 2,32 \text{ м}$  (задано),
- 3 компенсатора (однолинзовых) –  $L_{\text{экв.к}} = 9,6 \text{ м}$  (задано).

Суммарная длина:

$$L_{\Sigma 3} = L_3 + 7 \cdot L_{\text{экв.п}} + 5 \cdot L_{\text{экв.з}} + 3 \cdot L_{\text{экв.к}}$$

$$L_{\Sigma 3} = 465 + 7 \cdot 1,7 + 5 \cdot 2,32 + 3 \cdot 9,6 = 517,3 \text{ м.}$$

Число Рейнольдса:

$$Re_3 = \frac{W_3 \cdot d_3}{\nu} = \frac{19,1 \cdot 0,125}{16 \cdot 10^{-6}} = 149\,219.$$

Коэффициент трения:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,0032 + \frac{0,21}{Re^{0,237}} = 0,0032 + \frac{0,21}{149219^{0,237}} = 0,016.$$

Потери давления на третьем участке:

$$\Delta P_{\text{тр}3} = \lambda_3 \frac{L_{\Sigma 3}}{d_3} \rho_3 \frac{W_3^2}{2} = 0,016 \cdot \frac{517,3}{0,125} \cdot 8,809 \cdot \frac{19,1^2}{2} = 9891,75 \text{ Па.}$$

9. Давление у потребителя:

$$P_{\text{потр}} = P_{\text{н}} - \Delta P_{\text{тр}1} - \Delta P_{\text{тр}2} - \Delta P_{\text{тр}3} - \Delta P_{\text{потр}} - \Delta P_{\text{изб}},$$

$$P_{\text{потр}} = 900000 - 55441 - 5568 - 9891,75 - 50000 - 500 = \\ = 778599,25 \text{ Па} = 0,779 \text{ МПа},$$

где  $\Delta P_{\text{потр}} = 0,05 \text{ МПа}$  – потери у потребителя.

Вывод: полученное давление с учетом сопротивления удовлетворяет требованиям потребителя.

## 2.9. Пересчет газодинамических характеристик турбокомпрессора

Обычно в справочной литературе характеристика турбокомпрессора (зависимость степени повышения давления в компрессоре  $\varepsilon$  от его объемной производительности на всасывании  $V_{\text{вс}}$  [ $\text{м}^3/\text{мин}$ ] или массовой  $G$  [ $\text{кг}/\text{с}$ ]) приводится для определенных условий: заданной температуры воздуха, поступающего в компрессор и расчетной, соответствующей паспорту, частоты вращения  $n$  [ $\text{об}/\text{мин}$ ].

Однако, компрессор может работать при частотах вращения, отличающихся от тех, при которых построены характеристики, так же как значительно отличаются и температуры на всасывании. Поэтому для правильного выбора и эксплуатации турбокомпрессора необходимо уметь рассчитывать его характеристики на другие условия работы.

Теоретическая основа такого метода пересчета состоит в сравнении режимов работы, при которых соблюдается газодинамическое подобие треугольников скоростей в проточной части компрессора. Использование при этом основополагающих зависимостей Эйлера предполагает равенство на сравниваемых режимах значений коэффициента напора  $\phi$ , КПД компрессора  $\eta_{\text{ад}}$ , характерных углов  $\alpha$  и  $\beta$  и других величин и соотношений.

В литературе [1] приводятся формулы пересчета основных величин для нагнетателей, работающих на несжимаемых средах – насосов и вентиляторов, для которых соотношения строго выполняются и расчеты характеризуются достаточной точностью.

Так в табл. 2.14 приведены соотношения для рабочих параметров  $V$ ,  $H$ ,  $p$  и  $N$  для нагнетателей в зависимости от диаметра рабочего колеса, плотности среды и частоты вращения, позволяющие легко решать поставленные выше задачи.

**Формулы пропорциональности  
при изменении параметров  $V, H, p, N$**

Изменение параметров $V, H, p, N$			
при изменениях $D_2, n$ и $p$	при изменениях $\rho$	при изменениях $D_2$	При изменениях $n$
$V_a = V_b \frac{D_{2a}^3 n_a \eta_{0a}}{D_{2b}^3 n_b \eta_{0b}}$	$V_a = V_b$	$V_a = V_b \frac{D_{2a}^3}{D_{2b}^3}$	$V_a = V_b \frac{n_a}{n_b}$
$H_a = H_b \frac{D_{2a}^2 n_a^2 \eta_{ra}}{D_{2b}^2 n_b^2 \eta_{rb}}$	$H_a = H_b$	$H_a = H_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2}$	$H_a = H_b \frac{n_a^2}{n_b^2}$
$p_a = p_b \frac{\rho_a D_{2a}^2 n_a^2 \eta_{ra}}{\rho_b D_{2b}^2 n_b^2 \eta_{rb}}$	$p_a = p_b \frac{\rho_a}{\rho_b}$	$p_a = p_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2}$	$p_a = p_b \frac{n_a^2}{n_b^2}$
$N_a = N_b \frac{\rho_a D_{2a}^5 n_a^3 \eta_b}{\rho_b D_{2b}^5 n_b^3 \eta_a}$	$N_a = N_b \frac{\rho_a}{\rho_b}$	$N_a = N_b \frac{D_{2a}^5}{D_{2b}^5}$	$N_a = N_b \frac{n_a^3}{n_b^3}$

### 2.9.1. Пересчет характеристик нагнетателей

Главная особенность пересчета характеристик турбомашин на сжимаемых рабочих телах (компрессоров) состоит в изменении плотности газа с изменением давления в ступени и в компрессоре в целом, что приводит к нарушению подобия треугольников скоростей. При изменении плотности появляется составляющая  $\pm \Delta w_2 = f(\rho)$  и нарушаются основные соотношения подобия, свойственные работе на несжимаемом рабочем теле:

$$\frac{c'_{2r}}{c^0_{2r}} = \frac{c'_{2u}}{c^0_{2u}} = \frac{u'_2}{u^0_2} = \frac{d'_2 * n}{d^0_2 * n}. \quad (2.39)$$

На рисунке 2.25 показано сопоставление треугольников скоростей при пересчете турбокомпрессора на увеличенную скорость вращения  $u'_2 > u^0_2$ . Сплошными линиями показаны подобные треугольники скоростей на режимах расчетном « $u^0_2$ » и измененном ( $u'_2 > u^0_2$ ). Все остальные параметры: скорости  $c_2, w_2$  и углы  $\alpha_2$  также отмечены индексами «0» и «'», соответственно.

Штриховыми линиями показан искаженный треугольник скоростей для  $u'_2$  вследствие влияния величины ( $-\Delta w_2$ ), приводящей к уменьшению скорости  $w'_2$  до значения  $w''_2 = w'_2 - \Delta w_2$ .

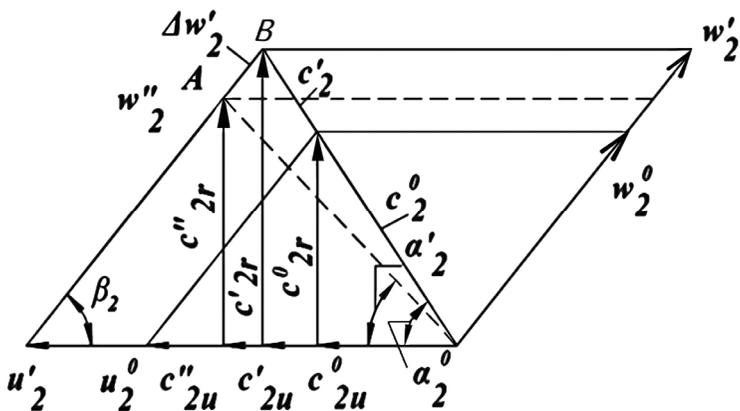


Рис. 2.25. Деформация треугольника скоростей с учетом изменения плотности и влияние  $\Delta w_2$  на изменение угла  $\alpha'_2 \neq \alpha''_2$  на входе в диффузор компрессора

Точка  $B$  обозначает пересечение векторов скоростей  $w'_2$  и  $c'_2$  и соответствует измененному значению  $u'_2 > u_2^0$  при условии, что подобие треугольников сохраняется.

Точка  $A$  соответствует пересечению скоростей в деформированном треугольнике, обозначенным штриховыми линиями в результате уменьшения скорости  $w_2$ , от  $w'_2$  до  $w''_2$  за счет величины  $-\Delta w'_2$  вследствие учета влияния увеличения плотности.

Цепочка изменения описываемых параметров такова: при росте  $u'_2 > u_2^0$  растет давление  $p'_2$  и плотность  $\rho_2$ , что при том же массовом расходе  $G$  приводит к уменьшению объема  $V'_2$  и скорости  $w'_2$  на величину  $-\Delta w'_2$  ( $w''_2 = w'_2 - \Delta w'_2$ ).

В результате изменения скорости  $w'_2$  вектор скорости  $c''_2$  меняет направление по сравнению с  $c_2^0$ , угол  $\alpha'_2$  изменяется на величину  $\Delta \alpha_2 = \alpha'_2 - \alpha_2^0$ .

Такое изменение угла выхода потока с рабочего колеса в диффузор приводит к изменению коэффициента  $\phi' = \frac{c'_{2u}}{u'_2}$  и неравенству  $\phi' \neq \phi^0$ , т.е. нарушению геометрического подобия.

Аналогичные изменения в кинематике происходят при изменении температуры на всасе  $T_{вс}$  плотности  $\rho_2$  и появлению составляющей  $\pm \Delta w_2 = f(\rho)$  в зависимости от знака изменения температуры и плотности.

Поэтому в методике пересчета характеристик турбокомпрессоров принято, что сохранение подобия ( $\varphi^1 = \varphi^0$ ) треугольников скоростей соблюдается в некотором среднем сечении компрессора относительно входных и выходных параметров, при этом погрешности допущения минимальны.

По ряду причин большую точность дает равенство среднегеометрических значений:

$$V_{\text{cp}}^0 = \sqrt{V_{\text{bc}}^0 \cdot V_{\text{H}}^0} = V'_{\text{cp}} = \sqrt{V'_{\text{bc}} \cdot V'_{\text{H}}}.$$

Объемы газа на нагнетании ТК по известным соотношениям равны:

$$V_{\text{H}}^0 = V_{\text{bc}}^0 \cdot \frac{1}{\varepsilon^0} \cdot \frac{T'_{\text{H}}}{T_{\text{bc}}^0}, \quad V'_{\text{H}} = V'_{\text{bc}} \cdot \frac{1}{\varepsilon'} \cdot \frac{T'_{\text{H}}}{T_{\text{bc}}^0}. \quad (2.40)$$

Подставляя эти выражения, находим искомую величину  $V'_{\text{bc}}$ :

$$V'_{\text{bc}} = V_{\text{bc}}^0 \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon' \cdot T_{\text{H}}^0 \cdot T'_{\text{bc}}}{\varepsilon^0 \cdot T'_{\text{H}} \cdot T_{\text{bc}}^0}}. \quad (2.41)$$

Рассмотрим на конкретном примере методику пересчета исходной характеристики турбокомпрессора для характерных частных случаев: изменение температуры на всасывании  $T_{\text{bc}}$  и изменение частоты вращения.

#### *Изменение температуры всасывания*

Имеется характеристика ТК при работе на воздухе ( $k = 1,4$ ) при  $T_{\text{BK}} = 273$  К и  $n = 4000$  об/мин. Надо построить характеристику этого ТК в зимний холодный день при  $T_{\text{BK}} = 250$  К при той же частоте вращения ( $n = \text{idem}$ ).

Если  $\varphi_2$  останется неизменным ( $\varphi_2 = \text{idem}$ ), то можно написать:

$$\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{BK}}^0 \cdot \left( (\varepsilon^0)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_s} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T'_{\text{BK}} \cdot \left( (\varepsilon')^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_s}. \quad (2.42)$$

Значения  $\varphi_2 = c_{2n}/u_2$  будут одинаковыми, если треугольники скоростей подобны, а при подобных треугольниках скоростей у каждого данного ТК примерно одинаковы значения  $\eta_s$ . Преобразуя с учетом этого предыдущее уравнение получаем:

$$T_{\text{BK}}^0 \cdot \left( (\varepsilon^0)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = T'_{\text{BK}} \cdot \left( (\varepsilon')^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right). \quad (2.43)$$

Для пересчета характеристики на ней фиксируют три-четыре точки, например,  $A^0$ ,  $B^0$ ,  $B^0$  (рис. 2.26)

Для этих точек по исходной характеристике находим значения  $\varepsilon^0$  и  $V^0$ : для точки  $A^0$   $\varepsilon^0 = 5$ ,  $V = 70$  м<sup>3</sup>/с; для точки  $B^0$   $\varepsilon^0 = 3,5$ ,  $V = 90$  м<sup>3</sup>/с; для точки  $B^0$   $\varepsilon^0 = 1,5$ ,  $V = 110$  м<sup>3</sup>/с.

Проиллюстрируем ход пересчета на примере точки  $B^0$ . Подставляя численные значения из рис. 2.26 в формулу (2.43),

$$273 \cdot \left( 3,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 250 \cdot \left( (\varepsilon')^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \text{ находим числен-}$$

ное значение  $\left( (3,5)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 0,431$  и из уравнения находим

$\varepsilon' = 3,87$ , и проводим линию  $\varepsilon' = 3,87$  на рис. 2.26.

Остается установить, на какой вертикали надо отложить найденное значение  $\varepsilon' = 3,87$ , чтобы выдержать условие подобия  $\varphi_2 = \text{idem}$ . Если отложить  $\varepsilon' = 3,87$  на вертикали 90 м<sup>3</sup>/с, то будет соблюдено равенство треугольников скоростей на входе в рабочее колесо, но будет нарушено подобие треугольника на выходе.

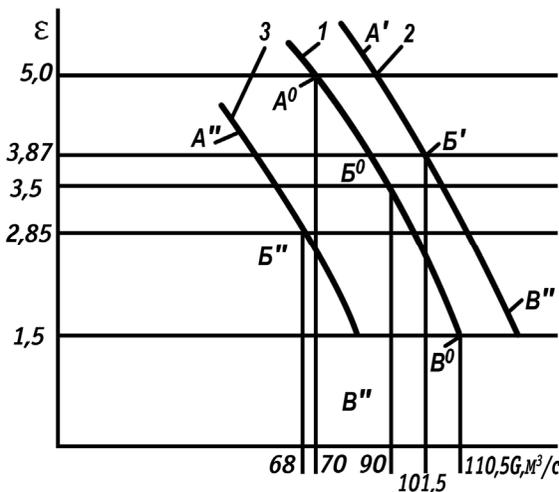


Рис. 2.26. Пересчет характеристик турбокомпрессора на другую температуру всасывания при  $n = \text{const}$ , и другую частоту вращения при  $t_{\text{вк}} = \text{const}$ :

- 1 – характеристика компрессора при температуре всасывания  $t_{\text{вк}} = 0$  °C и частоте вращения 4000 об/мин; 2 –  $t_{\text{вк}} = -23$  °C и 4000 об/мин;  
3 –  $t_{\text{вк}} = 0$  °C и 3600 об/мин)

Действительно, если  $\varepsilon' > \varepsilon^0$ , то объем газа на выходе  $V_{\text{нк}}$  при  $\varepsilon'$  будет меньше и соответственно  $w_2' < w_2^0$ . При  $u_2 = \text{const}$  это приведет к деформации треугольника, изменению направления и значения  $c_2$ , изменению значения  $c_{2u}$ , а, следовательно, и ф2.

Используем формулу  $V'_{\text{вс}} = V_{\text{вс}}^0 \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon' \cdot T_{\text{н}}^0 \cdot T'_{\text{вс}}}{\varepsilon^0 \cdot T_{\text{н}}' \cdot T_{\text{вс}}^0}}$  для определения  $V'_{\text{вс}}$ .

Неизвестными в уравнении являются  $T_{\text{н}}^0$  и  $T_{\text{н}}'$ , которые можно определить, пользуясь специальными таблицами или по формуле:

$$T_{\text{н}}^0 = T_{\text{вс}}^0 + l_{\text{к}}^0 / c_{\text{р}}$$

Пусть  $\eta_{\text{с}} = 0,86$ , тогда  $T_{\text{н}}^0 = 273 + 273 \cdot 0,431 \cdot 1/0,86 = 410$  К. Аналогично определяем  $T_{\text{н}}' = 250 + 250 \cdot 0,471 \cdot 1/0,86 = 387$  К.

При расчете  $T_{\text{н}}'$  можно пользоваться и тем обстоятельством, что при  $l_{\text{к}} = \text{idem}$   $\Delta t'_{\text{к}} = \Delta t_{\text{к}}^0$ .

Подставляя найденные значения  $T_{\text{н}}^0$  и  $T_{\text{н}}'$ , находим:

$$V'_{\text{вс}} = V_{\text{вс}}^0 \cdot \sqrt{\frac{3,87 \cdot 410 \cdot 273}{3,5 \cdot 387 \cdot 250}} = 1,13 \cdot V_{\text{вс}}^0 \quad (2.44)$$

Следовательно, «сходственную» точку Б' надо отложить на ординате  $V'_{\text{вс}} = 90 \cdot 1,13 = 101,5$  м<sup>3</sup>/с.

Проводя аналогичный расчет по точкам А<sup>0</sup> и В<sup>0</sup> характеристики, находим соответствующие сходственные точки А' и В'. Соединяя кривой точки А', Б', В', находим искомую характеристику ТК при понижении  $T_{\text{вс}}$  от 273 до 250 К при  $n = \text{const}$ . Следует отметить, что при пересчете характеристик по рассматриваемому методу, по оси абсцисс должны откладываться объемные расходы газа, а не массовые, так как скорости газа в треугольниках скоростей определяются объемными расходами. Следует также учитывать, что ранее называемый «нормальный» кубический метр, т. е. 1 м<sup>3</sup> отнесенный к определенной температуре и давлению (обычно 0° С, 0,1033 МПа), является не объемной, а массовой единицей. Действительно, при 0° С и 0,1033 МПа газ имеет вполне определенную плотность, следовательно, 1 м<sup>3</sup> имеет и вполне определенную массу, а геометрический объем 1 м<sup>3</sup> может быть разным в зависимости от  $p$  и  $T$  газа. Поэтому расход в

1 м<sup>3</sup> не определяет поля скоростей в ТК, от которых зависит их характеристика. Следовательно, вести пересчеты характеристик ТК, когда по оси абсцисс отложены объемы в кубических метрах при определенных параметрах, нельзя, объемы должны быть выражены в объемных кубических метрах на всасывании. По окончании пересчета можно вернуться к массовым кубическим метрам, но уже с учетом нового переводного коэффициента от 1 нм<sup>3</sup> к 1 м<sup>3</sup>, зависящего от новой температуры на всасывании  $t_{вс.}$ , а в общем случае и от нового давления  $p_{вс.}$

Рассмотрим порядок пересчета характеристик ТК на другую частоту вращения ( $n = var$ ) на следующем примере: пересчитать исходную характеристику с 4000 на 3600 об/мин.

Удельная работа ТК пропорциональна квадрату окружной скорости  $l = \phi_2 \cdot u_2^2$ , а следовательно, для каждого данного ТК квадрату отношения частот вращения. Это позволяет написать следующее соотношение, сокращая равные  $R$  и  $k$ :

$$\frac{l'_k}{l^0_k} = \left(\frac{u'_2}{u^0_2}\right)^2 \cdot \frac{\phi'_2}{\phi^0_2} = \frac{(\varepsilon')^{\frac{k-1}{k}} - 1}{(\varepsilon^0)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \cdot \frac{\eta^0_s}{\eta_s} \quad (2.45)$$

Если  $\phi'_2 = \phi^0_2$ , то этим одновременно обеспечивается  $\eta^0_s = \eta_s$  (из подобия треугольников скоростей) и выражение приводится к виду:

$$(\varepsilon')^{\frac{k-1}{k}} - 1 = \left(\frac{u'_2}{u^0_2}\right)^2 \cdot \left((\varepsilon^0)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \quad (2.46)$$

Начнем с пересчета точки Б<sup>0</sup>. Для нее ранее было найдено:

$$(\varepsilon^0)^{\frac{k-1}{k}} - 1 = 0,431, \text{ тогда}$$

$$(\varepsilon')^{\frac{k-1}{k}} - 1 = \left(\frac{3600}{4000}\right)^2 \cdot 0,431 = 0,349, \text{ откуда } \varepsilon' = 2,85$$

(точка Б").

При несжимаемой жидкости (в насосе) подобие треугольников по всей проточной части машины  $\phi'_2 = \phi^0_2$  будет соблюдено при условии  $\frac{V'_{вс}}{V^0_{вс}} = \frac{n'}{n^0}$ , т.е. при подобии или равенстве треугольников скоростей на входе в рабочее колесо. В случае сжимаемой среды (в компрессоре) для достижения подобия треугольников скоростей в среднем сечении надо дополнительно ввести поправку. Таким образом:

$$V'_{\text{вс}} = 90 \cdot \frac{3600}{4000} \cdot \sqrt{\frac{2,85 \cdot 410}{3,5 \cdot 384}} = 68 \text{ м}^3/\text{с}.$$

В рассматриваемом примере  $T'_{\text{вк}} = T_{\text{вк}}^0$  по условию. Значения  $T'_n$  и  $T_n^0$  находим тем же способом, как и в предыдущем примере.

Для этого на пересечении  $\varepsilon' = 2,85$  и  $V'_{\text{вс}} = 68$  находим точку Б". Аналогично определяем точки А" и В". Проводя по трём точкам кривую, находим характеристику данного ТК при снижении его частоты вращения с 4000 до 3600 об/мин.

Поскольку при изложении методики пересчета в качестве примера были построены и проанализированы характеристики произвольно взятого компрессора со значениями давлений, расходов, скоростей вращения и т.д., авторы сочли необходимым привести пример пересчета конкретного турбокомпрессора с характеристиками, взятыми из табл. 2.8.

В этом частном примере пересчета при переменной температуре всасывания  $T_{\text{вс}}$  и переменной скорости вращения  $n$  свод формул пересчета представлен в виде алгоритма, позволяющего использовать его для составления программы пересчета, особенно если необходимо проводить расчеты для нескольких значений температур на всасе  $T'_{\text{вс}} > T_{\text{вс}}^0$  и  $T'_{\text{вс}} < T_{\text{вс}}^0$ , и скоростей вращения  $n' > n^0$  и  $n' < n^0$ .

С этой целью приведены данные пересчета для турбокомпрессора марки К – 1500 – 62 – 2 и его паспортных данных:

- производительность  $V = 1480 \text{ нм}^3/\text{мин}$ ;
- давление на всасывании  $P_{\text{вс}} = 0,098 \text{ МПа}$ ;
- давление на нагнетании  $P_n = 0,731 \text{ МПа}$ ;
- потребляемая мощность  $N_n = 7800 \text{ кВт}$ ;
- частота вращения  $n_p^0 = 4470 \text{ об/мин}$ ;
- температура на всасывании  $T_{\text{вс}}^0 = 293 \text{ К}$ .

Компрессор обеспечивает сжатым воздухом воздухоразделительную установку КААр-15 потребляющую воздух с давлением  $P = 0,54 \text{ МПа}$  и расходом  $1502 \text{ нм}^3/\text{мин}$ .

Первым этапом пересчета строятся графики зависимостей основных показателей компрессора К-1500-62-2 в координатах  $P = f(V_{\text{вс}})$ ;  $\eta_{\text{из}} = f(V_{\text{вс}})$  и  $N_{\text{к}} = f(V_{\text{вс}})$ . Первые две характеристики взяты из табл. 2.8 характеристик турбокомпрессоров и представлены на графике (рис. 2.27).

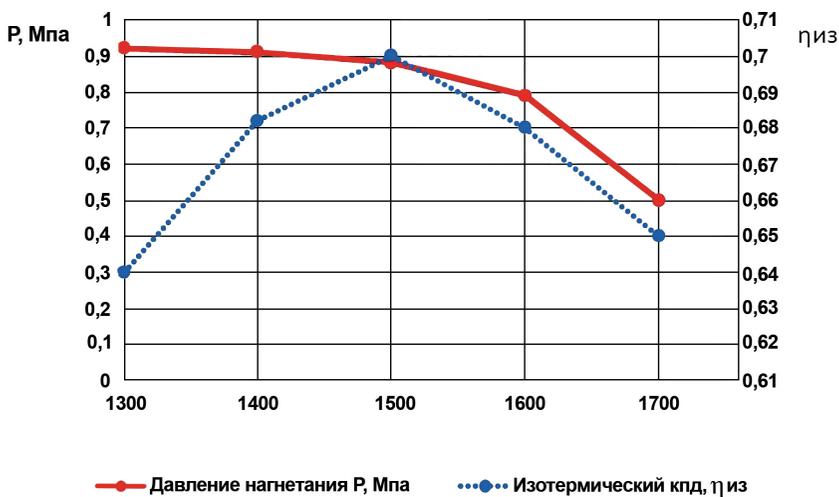


Рис. 2.27. График зависимости  $P = f(V_{вс})$ ;  $\eta_{из} = f(V_{вс})$

График зависимости  $N_k = f(V_{вс})$ , который рассчитывается с использованием данных  $P$  и  $\eta_{из}$ , представлен на рис. 2.28.

Потребляемая мощность  $N_k = \frac{N_{из}}{\eta_{из}} = \frac{RT_1 \ln \frac{P_H G}{P_{вс} G}}{\eta_{из}}$ ,  $G$  – массовый расход, [кг/с];  $\eta_{из}$  – изотермический КПД.

$G = V_{вс} * \rho_{вс}$ ,  $\rho$  – плотность [кг/м³].

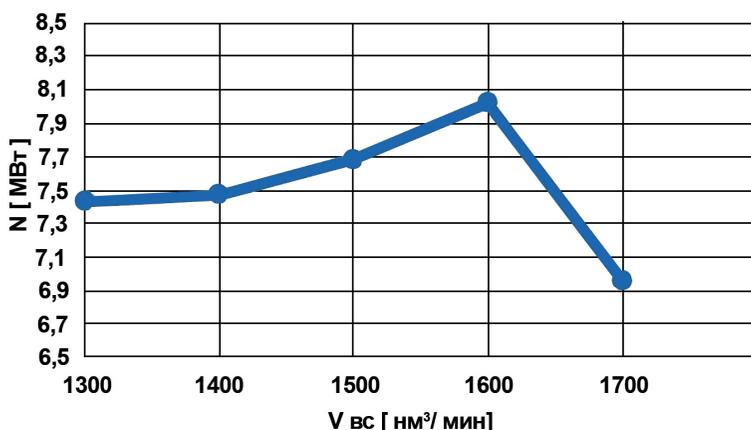


Рис. 2.28. График зависимости  $N_k = f(V_{вс})$   
при  $n_0 = 4470$  об/мин и  $T_{вс} = 293$  К

Пересчет исходной характеристики компрессора при изменении  $T_{\text{вс}}^0$  от  $T_{\text{вс}}^0 = 293$  К для  $T'_{\text{вс}} = 283$  К и  $T_{\text{вс}}^{\text{н}} = 303$  К при постоянной скорости вращения

$n = \text{const}$ , значение  $\eta_{\text{ад}}$  принято  $\eta_s = 0,82$  (по формуле 2.42):

$$\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T'_{\text{вс}} \cdot \left( (\varepsilon')^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta'_{\text{ад}}} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{вс}}^0 \cdot \left( (\varepsilon^0)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{\text{ад}}^0}.$$

Полагая, что  $\eta_{\text{ад}} = \text{const}$ , преобразуем данное выражение:

$$T'_{\text{вс}} \cdot \left( (\varepsilon')^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = T_{\text{вс}}^0 \cdot \left( (\varepsilon^0)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right).$$

Выражаем  $\varepsilon'$ :

$$\varepsilon' = \left( \frac{T_{\text{вс}}^0 \cdot \left( (\varepsilon^0)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T'_{\text{вс}}} + 1 \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Тогда объемный расход воздуха на входе, пересчитанный на новую температуру на входе в компрессор:  $V'_{\text{вс}} = V_{\text{вс}}^0 \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon' \cdot T_{\text{н}}^0 \cdot T'_{\text{вс}}}{\varepsilon^0 \cdot T_{\text{н}}' \cdot T_{\text{вс}}^0}}$ .

Температуры нагнетания компрессора:

$$T_{\text{н}}' = T'_{\text{вс}} + \frac{l'}{c_p},$$

$$T_{\text{н}}^0 = T_{\text{вс}}^0 + \frac{l^0}{c_p},$$

где  $c_p$  – изобарная теплоемкость воздуха,  $T_{\text{н}}$  – температура воздуха на выходе из компрессора.

Степень сжатия в компрессоре:

$$\varepsilon^0 = \frac{P_{\text{н}}^0}{P_{\text{вс}}^0}, \quad \varepsilon' = \frac{P_{\text{н}}'}{P_{\text{вс}}'},$$

где  $P_{\text{вс}}$  и  $P_{\text{н}}$  – соответственно, давления всасывания и нагнетания компрессора.

Расчитываем на температуру воздуха на всасе  $T'_{\text{вс}} = 283$  К.

Расчет нижеприведённых характеристик выполнен в программе MathCAD по формулам, приведенным в учебном пособии [2].

Результаты расчета параметров для температуры  $T'_{\text{вс}} = 283$  К приведены в табл. 2.15.

Таблица 2.15

**Результаты расчетов при  $T'_{\text{вс}} = 283 \text{ К}$** 

$V_{\text{вс}} (\text{м}^3/\text{мин})$	<b>1300</b>	1400	1500	1600	1700
$\eta_{\text{из}}$	<b>0,64</b>	0,682	0,7	0,68	0,65
$P_{\text{вс}}^0, \text{МПа}$	<b>0,098</b>	0,098	0,098	0,098	0,098
$P_{\text{н}}^0, \text{МПа}$	<b>0,92</b>	091	0,88	0,79	0,5
$\varepsilon^0$	<b>9,39</b>	9,286	8,98	7,347	5,102
$\varepsilon'$	<b>9,95</b>	9,838	9,51	7,749	5,341
$T_{\text{н}}^0, \text{К}$	<b>639,125</b>	638,471	636,46	624,183	600,605
$T'_{\text{н}}, \text{К}$	<b>620,646</b>	620,008	618,045	606,07	583,069
$V'_{\text{вс}}, \text{м}^3/\text{мин}$	<b>1350</b>	1437	1539	1639	1735
$P'_{\text{н}}, \text{МПа}$	<b>0,941</b>	0,931	0,9	0,773	0,505
$N, \text{МВт}$	<b>7,43</b>	7,47	7,68	8,02	6,96
$N', \text{МВт}$	<b>7,56</b>	7,6	7,81	7,783	7,052

Паспортная температура воздуха на всасе:  $T_{\text{вс}} = 293 \text{ К}$ .

Рассчитываем на температуру воздуха на всасе  $T'_{\text{вс}} = 303 \text{ К}$ .

Результаты расчета для температуры на всасе  $T'_{\text{вс}} = 303 \text{ К}$  в табл. 2.16.

Таблица 2.16

**Результаты расчетов при  $T'_{\text{вс}} = 303 \text{ К}$** 

$V_{\text{вс}} (\text{м}^3/\text{мин})$	<b>1300</b>	1400	1500	1600	1700
$\eta_{\text{из}}$	<b>0,64</b>	0,682	0,7	0,68	0,65
$P_{\text{вс}}^0, \text{МПа}$	<b>0,098</b>	0,098	0,098	0,098	0,098
$P_{\text{н}}^0, \text{МПа}$	<b>0,92</b>	091	0,88	0,79	0,5
$\varepsilon^0$	<b>9,388</b>	9,286	8,98	8,061	5,102
$\varepsilon'$	<b>8,885</b>	8,79	8,506	7,651	4,886
$T_{\text{н}}^0, \text{К}$	<b>639,125</b>	638,471	636,46	624,183	600,605
$T'_{\text{н}}, \text{К}$	<b>657,523</b>	656,853	654,732	648,084	618,068
$V'_{\text{вс}}, \text{м}^3/\text{мин}$	<b>1268</b>	1366	1464	1563	1668
$P'_{\text{н}}, \text{МПа}$	<b>0,9</b>	0,891	0,862	0,775	0,495
$N, \text{МВт}$	<b>7,43</b>	7,47	7,68	8,02	6,96
$N', \text{МВт}$	<b>7,307</b>	7,35	7,558	7,89	6,87

Результаты расчёта зависимости  $P_H = f(V_{BC}, T_{BC})$  представлены на рис. 2.29.

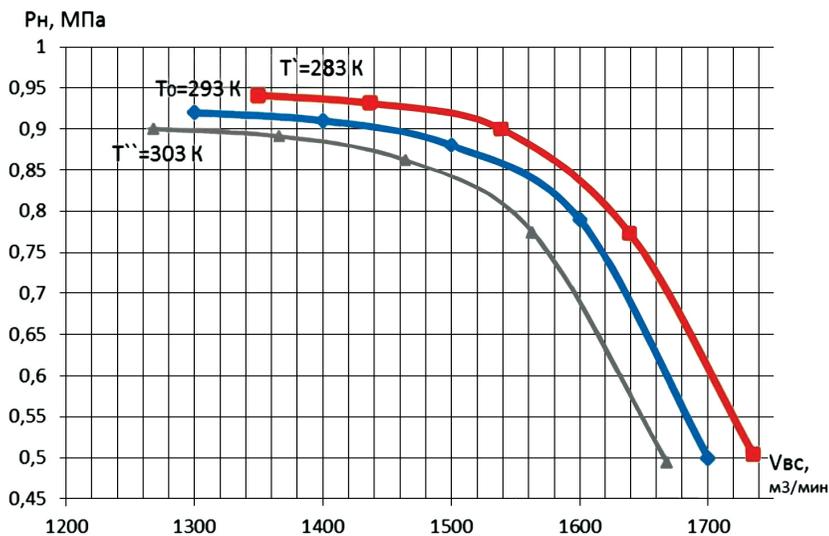


Рис. 2.29. График зависимости  $P_H = f(V_{BC}, T_{BC})$

Данные пересчета характеристик при изменении скорости вращения от  $n_0 = 4470$  об/мин до  $n'_0 = 4370$  об/мин и  $n' = 4570$  об/мин представлены в табл. 2.17 и 2.18, соответственно.

Паспортная скорость вращения:  $n = 4470$  об/мин.

Пересчитанная скорость вращения:  $n' = 4370$  об/мин.

Расчет нижеприведённых характеристик выполнен в программе MathCAD по формулам, приведенным в учебном пособии [7].

Паспортная скорость вращения:  $n = 4470$  об/мин.

Пересчитанная скорость вращения:  $n' = 4570$  об/мин.

Таблица 2.17

**Данные пересчета характеристик при изменении скорости  
вращения от  $n_0 = 4470$  об/мин до  $n'_0 = 4370$  об/мин**

$V_{вс}$ (м <sup>3</sup> /мин)	<b>1300</b>	1400	1500	1600	1700
$\eta_{из}$	<b>0,64</b>	0,682	0,7	0,68	0,65
$P_{вс}^0$ , МПа	<b>0,098</b>	0,098	0,098	0,098	0,098
$P_H^0$ , МПа	<b>0,92</b>	0,91	0,88	0,79	0,5
$n'/n$	<b>0,978</b>	0,978	0,978	0,978	0,978
$\varepsilon^0$	<b>9,39</b>	9,286	8,98	7,347	5,102
$\varepsilon'$	<b>8,729</b>	8,637	8,36	7,523	4,819
$T_H^0$ , К	<b>639,125</b>	638,471	636,46	624,183	600,605
$T'_H$ , К	<b>634,753</b>	634,108	632,121	625,655	596,72
$V'_{вс}$ , м <sup>3</sup> /мин	<b>1230</b>	1325	1420	1517	1621
$P'_H$ , МПа	<b>0,855</b>	0,846	0,819	0,737	0,472
$N$ , МВт	<b>7,43</b>	7,47	7,68	8,02	6,96
$N'$ , МВт	<b>6,8</b>	6,84	7,034	7,35	6,403

Таблица 2.18

**Данные пересчета характеристик при изменении скорости  
вращения от  $n_0 = 4470$  об/мин до  $n'_0 = 4570$  об/мин**

$V_{вс}$ (м <sup>3</sup> /мин)	<b>1300</b>	1400	1500	1600	1700
$\eta_{из}$	<b>0,64</b>	0,682	0,7	0,68	0,65
$P_{вс}^0$ , МПа	<b>0,098</b>	0,098	0,098	0,098	0,098
$P_H^0$ , МПа	<b>0,92</b>	0,91	0,88	0,79	0,5
$n'/n$	<b>1,022</b>	1,022	1,022	1,022	1,022
$\varepsilon^0$	<b>9,388</b>	9,286	8,98	8,061	5,102
$\varepsilon'$	<b>10,097</b>	9,985	9,648	8,639	5,404
$T_H^0$ , К	<b>639,125</b>	638,471	636,46	624,183	600,605
$T'_H$ , К	<b>643,456</b>	642,794	640,757	634,126	604,454
$V'_{вс}$ , м <sup>3</sup> /мин	<b>1373</b>	1479	1584	1687	1782
$P'_H$ , МПа	<b>0,989</b>	0,978	0,946	0,847	0,53
$N$ , МВт	<b>7,43</b>	7,47	7,68	8,02	6,96
$N'$ , МВт	<b>8,101</b>	8,146	8,373	8,735	7,554

График зависимости  $N_K = f(V_{вс}, n)$  представлен на рис. 2.30

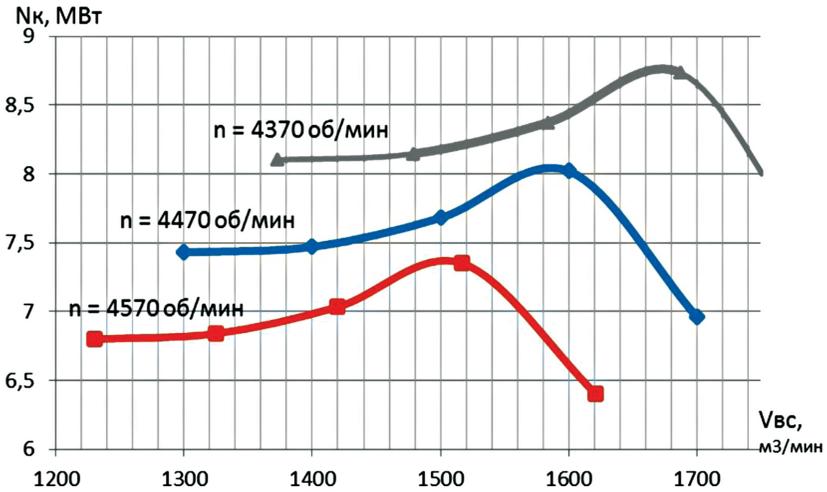


Рис. 2.30. Диаграмма зависимости мощности от производительности компрессора при изменении скорости вращения

Алгоритм пересчета характеристик турбокомпрессора на другую скорость вращения при  $T_{вс} = \text{const}$

При изменении скорости вращения меняется работа сжатия. Составив соответствующую пропорцию, получаем следующее уравнение:

$$\frac{l'}{l^0} = \left(\frac{n'}{n^0}\right)^2 = \frac{\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T'_{вс} \cdot \left((\epsilon')^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \cdot \frac{1}{\eta'_{ад}}}{\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T^0_{вс} \cdot \left((\epsilon^0)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \cdot \frac{1}{\eta^0_{ад}}}$$

Полагая, что  $\eta^0_{ад} = \eta'_{ад}$ ,  $T^0_{вс} = T'_{вс}$ , получим:

$$\left(\frac{n'}{n^0}\right)^2 = \frac{(\epsilon')^{\frac{k-1}{k}} - 1}{(\epsilon^0)^{\frac{k-1}{k}} - 1}$$

Объемный расход воздуха на входе в компрессор:

$$V'_{вс} = V^0_{вс} \cdot \frac{n'}{n^0} \sqrt{\frac{\epsilon' \cdot T^0_{н} \cdot T'_{вс}}{\epsilon^0 \cdot T'_н \cdot T^0_{вс}}}$$

Температуры нагнетания компрессора:

$$T'_н = T'_{вс} + \frac{l'}{c_p},$$

$$T^0_{н} = T^0_{вс} + \frac{l^0}{c_p}.$$

Выражаем  $\varepsilon'$ :

$$\varepsilon' = \left( \left( \frac{n'}{n^0} \right)^2 \left( (\varepsilon^0)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + 1 \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

где  $\varepsilon^0 = \frac{P_H^0}{P_{BC}^0}$ ,  $\varepsilon' = \frac{P_H'}{P_{BC}'}$ .

Графики зависимостей  $P = f(V_{BC}, n)$  представлены на рис. 2.31.

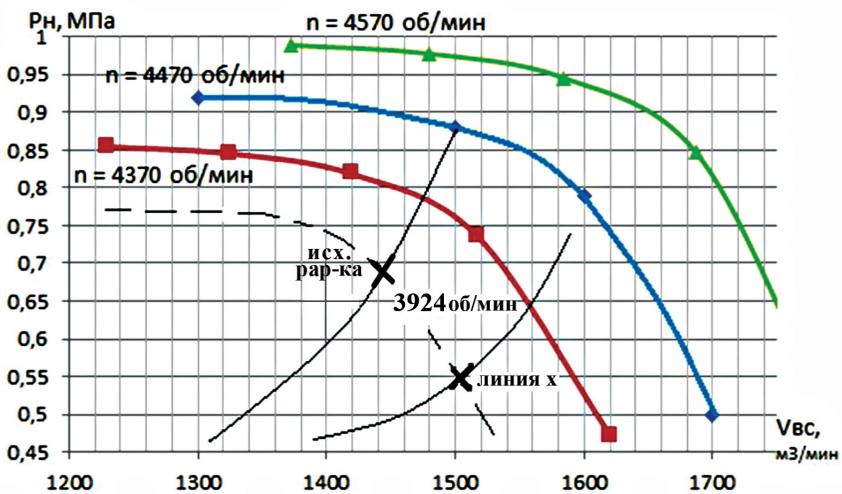


Рис. 2.31. Графики зависимостей  $P = f(V_{BC}, n)$

Графики зависимости  $P = f(V_{BC}, n)$  используются в инженерной практике при расхождении рабочей точки компрессора с параметрами потребителя  $V_{BC}$  и  $P_{потр}$ . В конкретном случае для характеристики компрессора К-1500-62-2 и потребителя ВРУ с расходом  $V_{потр} = 1502 \text{ м}^3/\text{мин}$  и давлением  $P_{потр} = 0,54 \text{ МПа}$ , отмечено на графике перекрестием черного цвета (×), необходимо найти соответствующую скорость вращения  $n^*$  из выражения:

$$n^* = n_0 \cdot \sqrt{\frac{\left( \frac{P^*}{P_{BC}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\varepsilon_0^{\frac{k-1}{k}} - 1}}.$$

Подставляем значения  $P^* = 0,54 \text{ МПа}$  и  $\varepsilon_0 = 8,98$  при  $V = 1500 \text{ м}^3/\text{мин}$  (см. табл. 2.18), получаем  $n^* = 3924 \text{ об/мин}$ .

Проведенные через точку  $n^*$  газодинамические характеристики ВРУ и компрессора при  $n^*$  показывают, что для согласования режима компрессора необходимо изменить скорость вращения с  $n_0$  на  $n^*$  и характеристику потребителя с линии (исх) на линию «\*» с помощью задвижки или поворотом лопаток на всасывании.

## **2.10. Вспомогательное оборудование компрессорных станций**

Для обеспечения экономичной, надёжной и длительной работы компрессорных станций, уменьшения износа компрессоров, необходимой температуры, чистоты и минимальной влажности компрессорные установки оснащаются *вспомогательным оборудованием*.

В состав вспомогательного оборудования входят:

1. Устройства для очистки всасываемого воздуха от механических примесей и влаги – фильтры и фильтр-камеры.
2. Устройства для очистки и осушки нагнетаемого воздуха от масла и воды – масловодоотделители, системы осушки.
3. Устройства для охлаждения нагнетаемого воздуха – межступенчатые и концевые холодильники.
4. Сосуды для выравнивания пульсаций давления в сети и аккумулирования воздуха – воздухосборники.
5. Системы автоматического контроля и управления работой компрессорной станции.

### **2.10.1. Загрязнение сжатого воздуха и устройства очистки**

Повышение надежности и долговечности работы компрессорных станций пневматических приводов и пневматических систем управления является весьма актуальной задачей.

Опыт эксплуатации систем производства, распределения и использования сжатого воздуха показывает, что повышение надежности и долговечности их работы невозможно осуществить *без качественной подготовки сжатого воздуха, очистки его от загрязнений*.

Очистка сжатого воздуха на промышленном предприятии дает значительный технико-экономичный эффект, достигаемый за

счет сокращения аварий и простоев, а также более надежной и долговременной работы пневматических устройств. В этом случае идеальным является полное удаление загрязнений сжатого воздуха. Однако полная очистка сжатого воздуха, связанная со значительными затратами энергии и труда, в большинстве случаев экономически нецелесообразна.

*Технико-экономические требования к очистке воздуха* зависят от конструктивного исполнения и материала пневматических систем, от величины зазоров и размеров отверстий, от требований надежности и долговечности систем, от эксплуатационных условий. В настоящее время существует шестнадцать классов, регламентирующих требования к очистке сжатого воздуха на предприятии.

В соответствии с такими требованиями для некоторого упрощения изложения материала можно условно выделить три вида очистки воздуха:

- 1) грубая очистка – при которой улавливается крупная пыль (диаметр частиц свыше 100 мкм);
- 2) средняя очистка – улавливается мелкая пыль от 10 до 100 мкм;
- 3) тонкая очистка – при которой осуществляется практически полная очистка воздуха от пыли.

Для грубой очистки всасываемого воздуха служат воздухоприёмник, гравитационные влагуулавливающие и пылеулавливающие камеры, аппараты, использующие инерционные силы. Из аппаратов, использующих при очистке воздуха инерционные силы в компрессорных установках, применяются два типа: циклоны и мультициклоны (в основе работы лежат центробежные силы); аппараты, использующие силы инерции движущихся пылинок для отделения их от воздуха при резком повороте – жалюзийные и инерционные пылеотделители.

Такая очистка воздуха осуществляется *в фильтрах* различной конструкции.

Устройства грубой очистки воздуха обычно komponуются вместе с фильтрами в единую фильтр-камеру. Фильтр-камера представляет собой обычно железобетонное помещение, где размещается воздухоприёмник в виде раструба или окна с жалюзи, пылевая или пылеосадочная камера и фильтр. Фильтр-камеры

проектируются в здании компрессорной станции или в виде пристройки к нему.

Устройства грубой очистки устанавливают при размещении компрессорной станции в местности с большой запыленностью наружного воздуха для разгрузки фильтров тонкой очистки. Сопоставление различных типов пылеотделителей, проведенное в [4] позволяет сделать следующие выводы: пылеотстойные камеры простейшего типа несложны по конструкции, дешевы, имеют ничтожное сопротивление, но способны отделять только грубую пыль; гравитационные камеры сравнительно несложны по конструкции, имеют небольшое сопротивление (5мм вод. ст.), способны улавливать грубую пыль (с диаметром частиц свыше 10 мм), имеют значительные размеры; инерционные жалюзийные пылеотделители компактны по размерам, дают сравнительно хорошую очистку (до 60-70%), мелкую пыль (до 5 мкм) не улавливают, создают значительное сопротивление (до 40 мм вод. ст.).

Таким образом, для очистки поступающего в компрессоры воздуха от крупной (свыше 10 мкм) пыли пригодны в качестве предвключенных перед

фильтрами простейшие пылеотстойные и гравитационные камеры. Циклоны и инерционные жалюзийные пылеотделители вследствие значительного сопротивления могут применяться лишь в особых случаях.

### *Классификация и важнейшие показатели воздушных фильтров*

Фильтры для очистки воздуха и газов от механических примесей и пыли устанавливают на всасывающих трубопроводах компрессоров. Выбор типа воздушного фильтра и его устройство зависят от количества перерабатываемого воздуха, загрязненности воздуха.

*По структуре фильтрующего материала* фильтры подразделяются на смоченные пористые, сухие пористые и электрические.

Смачивание фильтрующего материала производится для интенсификации процесса улавливания пыли.

*По типу материала*, используемому в качестве фильтрующего элемента, фильтры разделяются на волокнистые, сетчатые, металлические, губчатые.

По исполнению фильтры разделяются на рулонные, ячеи-  
ковые, самоочищающиеся.

Основные технические характеристики применяемых в  
настоящее время фильтров представлены в табл. 2.19

Важнейшими показателями воздушных фильтров является  
их эффективность, пылеемкость и сопротивление. Гидравличе-  
ское сопротивление фильтра оказывает большое влияние на эконо-  
мичность работы компрессора. Дополнительное сопротивление  
фильтра в 10 мм вод. ст. ( $100 \text{ н/м}^2$ ) уменьшает производи-  
тельность компрессора на 0,1%.

*Сопротивление фильтра* растет в течение всего времени  
филтрации по мере накопления в фильтрующем слое осевших  
частиц. Рост сопротивления по мере запыления фильтра опреде-  
ляет его пылеаккумулирующую способность или пылеемкость.

*Пылеемкость* – количество пыли, которое фильтр в состо-  
янии поглотить в течение непрерывной работы, при увеличении  
его сопротивления на заданную величину. Обычно пылеемкость  
воздушных фильтров указывается при увеличении сопротивления  
против начального приблизительно в три раза.

Пылеемкость фильтра может быть охарактеризована вели-  
чиной удельного роста сопротивления:

$$\varphi = \frac{h_1 - h_2}{z},$$

где:  $h_1$  и  $h_2$  – начальное и конечное сопротивление фильтра,  $\text{н/м}^2$ ;  
 $z = \frac{m}{F}$  – запыленность фильтра,  $\text{кг/м}^2$ ;  $m$  – пылеемкость фильтра,  
 $\text{кг}$ ;  $F$  – площадь рабочей поверхности фильтра,  $\text{м}^2$ .

Сопротивление фильтра определяет его аэродинамиче-  
скую характеристику. В качестве аэродинамической характери-  
стики используется зависимость сопротивления чистого фильтра  
от воздушной нагрузки. Эта зависимость оценивается *коэффици-  
ентом сопротивления*, представляющим собой отношение сопро-  
тивления фильтра  $h$ ,  $\text{Н/м}^2$ , к удельной нагрузке  $q$ ,  $\text{м}^3/\text{м}^2\text{с}$ :

$$\Psi = \frac{h}{q}$$

*Удельная нагрузка* представляется отношением объемного  
расхода через фильтр к площади  $F$ :

$$q = \frac{V}{F}.$$

Под *эффективностью фильтра* подразумевается способность фильтра удерживать частицы механических загрязнений. Эффективность оценивается *коэффициентом очистки* или *КПД фильтра*, который представляет собой отношение разности количества пыли в воздухе до фильтра  $\zeta_1$  и после фильтра  $\zeta_2$  к начальному количеству пыли:

$$\eta = \frac{\zeta_1 - \zeta_2}{\zeta_1} \cdot 100 \text{ \%} .$$

Эффективность фильтров зависит от конструкции и от условий, в которых они эксплуатируются. Большое влияние на эффективность фильтра оказывает дисперсность улавливаемой пыли. По величине эффективности фильтры подразделяют на три класса (табл. 2.19).

Таблица 2.19

### Классификация фильтров по эффективности

Класс фильтра	Размеры эффективно улавливаемых пылевых частиц	Нижние пределы эффективности при очистке атмосферного воздуха, %
I	Любые	99
II	1 мкм	85
III	10–50 мкм	60

Показатели эффективности, приведённые в табл. 2.19, могут быть использованы для оценки нижних пределов эффективности при очистке атмосферного воздуха.

*В волокнистых фильтрах II класса* с более толстыми волокнами, расположенными в слое не так часто, механизм диффузии менее действенен. В таких фильтрах задерживаются не все частицы мельче 1 мкм. Более крупные частицы задерживаются достаточно эффективно в результате механического зацепления и инерции. Ко II классу относятся электрические фильтры.

*Фильтры III класса* представлены в основном пористыми фильтрами, заполняемыми относительно толстыми волокнами, проволокой, перфорированными и зигзагообразными листами. В таких фильтрах при удержании частиц пыли основным действующим фактором является инерция. Из-за большого размера пор и каналов фильтрующего материала таких фильтров условия удерж-

жания крупных частиц после их удара о поверхность и отскока особенно неблагоприятны, в связи с чем фильтры этого класса, как правило, смачивают. К III классу относятся также некоторые сухие фильтры. Надежность этих фильтров значительно меньше, особенно при возможности толчков и при содержании в воздухе крупных частиц, что способствует срыву осевших мелких частиц.

Нижний предел размеров эффективно улавливаемых частиц фильтрами III класса равен – 10 мкм, а верхний – 50 мкм.

Фильтры II и III классов предназначены для удаления из воздуха частиц определенной крупности.

Технические характеристики воздушных фильтров приведены в табл. 2.20.

### *Масляные воздушные фильтры*

Для повышения эффективности улавливания крупных частиц фильтры этого типа смачиваются мало испаряющимися вязкими жидкостями. В основном для смачивания применяются нефтяные масла. Масляные фильтры иногда называют висциновыми по названию масла, примененного в первых фильтрах такого типа фирмой «Дельбаг».

Улавливание пыли в масляных фильтрах происходит в фильтрующих слоях, развитые поверхности которых смачиваются маслом для удержания частиц, оседающих на этих поверхностях. Основным фактор удержания пыли – действие сил инерции.

К *достоинствам* таких фильтров можно отнести долговечность их основной конструкции, экономичность, обусловленную относительно низкой стоимостью масла. Некоторые виды фильтров (самоочищающиеся) могут применяться при относительно высоких концентрациях пыли ( $5 - 10 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ). Масляные фильтры отличаются простотой устройства.

Основным *недостатком* масляных фильтров является регулярное проведение грязных и трудоемких ручных работ по промывке фильтров в щелочном растворе, регенерации масел и пр. В последние годы масляные фильтры все чаще заменяются более прогрессивными, в частности волокнистыми.

В конструктивном отношении масляные фильтры подразделяются на два основных вида: ячейковые и самоочищающиеся.

Таблица 2.20

## Технические характеристики воздушных фильтров

Фильтры	Тип	Наименование	Класс	Воздушная нагрузка, м <sup>3</sup> /ч		Начальное сопротивление, кг/м	Пыле-емкость входного сечения, г/м <sup>2</sup>	Средняя начальная запыленность очищаемого воздуха, мг/м <sup>3</sup>		Способ регенерации
				рекомендуемая	допустимая			Допустимая	Предельная	
Смоченные пористые	Волокнистые	Рулонные ФРУ	Ш	80000	100000	6	450	0,5	1	Смена фильтрующего материала
	Те же	Ячейковые ФЯУ	Ш	60000	7000	4	570	0,3	0,5	Те же
	Масляные	Самоочищающиеся	Ш	60000	7000	8	7/15% веса масла	0,5	1	Непрерывная промывка в масле с периодической заменой масла
	Те же	Самоочищающиеся ФШ	Ш	70000	80000	8	То же	0,5	1	То же
	Те же	Ячейковые ФЯУ	Ш	60000	70000	5	2300	1	1	Промывка в соловом растворе с последующим замасливанием

Окончание табл. 2.20

Фильтры	Тип	Наименование	Класс	Воздушная нагрузка, м <sup>3</sup> /ч		Начальное сопротивление, кт/м	Пыле-емкость входного сечения, г/м <sup>2</sup>	Средняя начальная загрязненность очищаемого воздуха, мг/м <sup>3</sup>		Способ регенерации
				рекомендуемая	допустимая			Допустимая	Пределная	
Сухие пористые	Волокнистые	Ячейковые «ЛАИЖ»	I	По каталогам заводов-изготовителей						Смена фильтра
	Те же	Ячейковые ФяЛ	I	6000	7000	10	430	0,05	0,15	Смена фильтрующего материала
	Те же	Рулонные ФРП	III	5000	9000	10	1000	4	6	Пневматическая очистка запыленного материала
	Сетчатые	Ячейковые ФяВ	III	6000	7000	6	2600	1	3	Очистка фильтрующего материала промывкой в воде или пневматически
	Губчатые	Ячейковые ФяП	III	6000	7000	7	1000	4	6	Промывка в воде, смена фильтра
	Электрические	Двухзональные промывные	Агрегатные ЭФ	II	7000	8000	1(6) <sup>2</sup>	1500	2	10
	То же	Тумбочные ЭФ-2	II	7000	8000	1(6) <sup>2</sup>	1500	2	10	То же

*Ячейковые масляные фильтры* просты по устройству. Улавливание пыли происходит в фильтрующих слоях, для создания которых обычно применяются проволочные, тканевые, плетеные и пружинные сетки, металлические и керамические кольца (кольца Рашига), перфорированные металлические и пластмассовые листы.

До 1985 г. широко применялись ячейковые фильтры конструкции Рашига и Рекк. В настоящее время фильтры этих конструкций подверглись модернизации и промышленностью не выпускаются.

Модернизированные ячейковые фильтры составляют унифицированную серию типа Фя. Ячейки фильтров Фя (рис. 2.32) представляют собой разъемную металлическую коробку, закрепленную в установочной раме пружинными защелками. Разъемная коробка состоит из корпуса, куда укладывается фильтрующий слой, и крышки. Рамка и крышка могут снабжаться опорными решетками, удерживающими фильтрующий слой от выпадения под действием воздушной нагрузки. Фильтры типа Фя монтируются в плоские и  $V$ -образные панели (рис. 2.33). Существуют панели пропускной способностью до  $40000 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

На рисунке 2.32 показана ячейка масляного металлического фильтра с насадкой из колец Рашига. Число ячеек подбирается по табл. 2.21 в зависимости от производительности компрессорной станции или поверхности фильтра.

Необходимую поверхность фильтра определяют по формуле,  $\text{м}^2$ :

$$F_{\text{ф}} = \frac{V}{k_{\text{ф}}},$$

где  $V$  – производительность компрессорной установки, т. е. количество всасываемого воздуха, пропускаемого через фильтр,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $k_{\text{ф}}$  – удельная нагрузка фильтра на  $1 \text{ м}^2$  площади лобовой поверхности в  $(\text{м}^3/\text{с})/\text{м}^2$  или скорость воздуха, протекающего через фильтр,  $\text{м}/\text{с}$ .

В практических расчетах  $k_{\text{ф}}$  обычно принимают  $1,1-0,27 (\text{м}^3/\text{с})/\text{м}^2$ .

Зная требуемую поверхность фильтра, определяют количество ячеек и способ расположения их в панели. На рисунке 2.32 показана схема металлического фильтра с двумя ячейками для

компрессоров производительностью 0,166 – 0,333 м<sup>3</sup>/с. Для компрессоров высокой производительности применяются металлические фильтры с общим количеством ячеек до 18 штук и более, которые располагаются по вертикали и горизонтали с целью увеличения пропускной площади по воздуху (табл. 2.21).

Технические показатели *V* – образных панелей для фильтров типа «Фя» представлены в табл. 2.22.

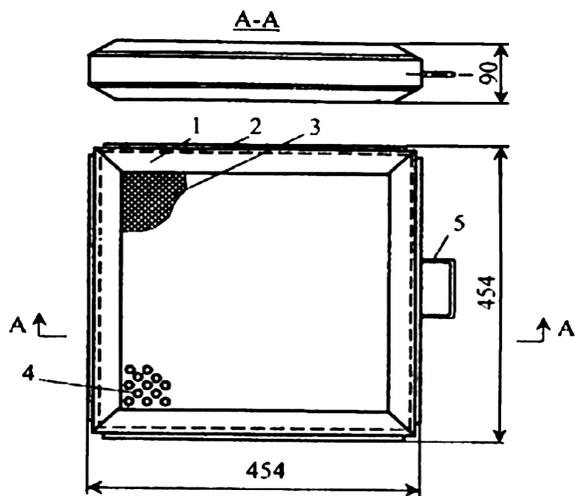


Рис. 2.32. Ячейка масляного металлического фильтра с насадкой из колец Рашига:

1 – рамка; 2 – лист стальной; 3 – сетка; 4 – кольца Рашига; 5 – ручка

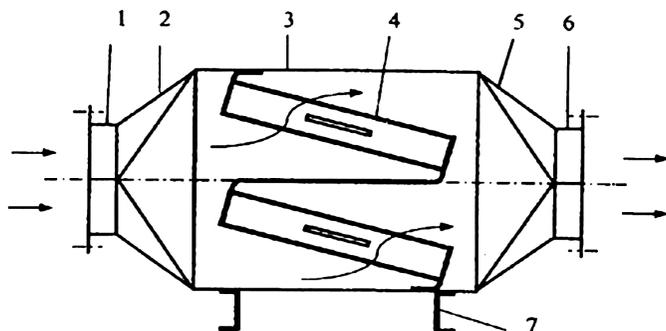


Рис. 2.33. Схема металлического фильтра с двумя ячейками:

1 – патрубок входа воздуха; 2, 5 – переходные патрубки;  
3 – корпус; 4 – ячейка; 6 – патрубок выхода воздуха; 7 – опора фильтра

Таблица 2.21

**Характеристики фильтров**

Производительность		Поверхность фильтра, м <sup>2</sup>	Необходимое количество ячеек размером 400x400 мм		
м <sup>3</sup> /с	м <sup>3</sup> /мин		всего	в том числе	
				по вертика- ли	по горизонта- ли
0,166	10	0,273	2	2	1
0,333	20	0,546	4	4	1
0,500	30	0,819	6	3	2
0,666	40	1,092	8	4	2
0,833	50	1,365	10	5	2
1,000	60	1,638	12	4	3
1,116	70	1,911	12	4	3
1,333	80	2,184	15	5	3
1,500	90	2,457	16	4	4
1,666	100	2,73	18	6	3

Таблица 2.22

**Технические показатели V – образных  
панелей для фильтров типа «Фя»**

Пропускная способ- ность, тыс.м <sup>3</sup> /ч	Число ячеек в панели	Присоединительные размеры, (см. рис. 2.33)	
		А	Б
10	6	564	1344
20	14	1084	1580
40	27	1598	2090

Угол между двумя смежными ячейками, установленными в V-образной панели, составляет 30<sup>0</sup>. Сопротивление панели при этом практически не увеличивается и может приниматься по характеристикам одиночных ячеек.

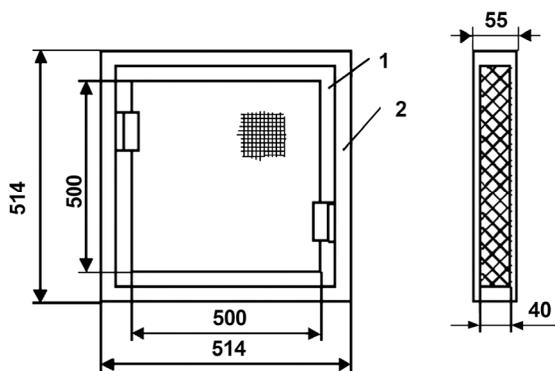
К масляным фильтрам относятся ячейки типа ФяР и ФяВ. Фильтры ФяР заполняются 12 стальными гофрированными сетками. Фильтры ФяВ заполняются 12 винилпластовыми гофрированными сетками (пленками) с диаметром отверстий  $2.8 \pm 0.1$  мм. Фильтры ФяВ значительно легче и удобнее в эксплуатации. Пластмассовые сетки не корродируют, поэтому могут использоваться без замасливания. По основным техническим показателям фильтры ФяВ мало уступают замасленным и могут быть рекомендованы для применения в тех случаях, когда замасливание воздуха и вообще применение масел нежелательно. По аэродинамическим характеристикам сухие фильтры этого типа практически не отличаются от замасленных.

При изготовлении корпуса ячейки фильтров ФяВ из коррозионно-устойчивых материалов они могут быть использованы в качестве орошаемых водой для регулярной смывки наседающей пыли.

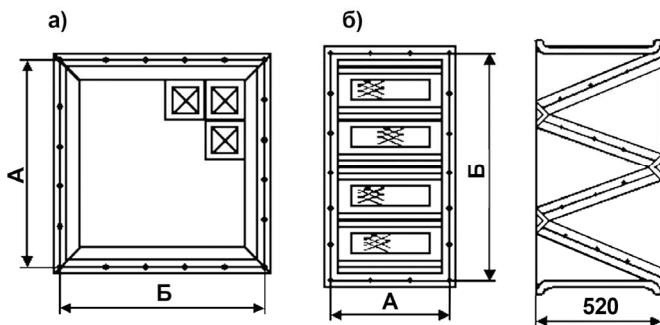
#### *Самоочищающиеся масляные фильтры*

В масляных самоочищающихся фильтрах пыль улавливается движущейся фильтровальной панелью, промываемой при своем движении в ванне, заполненной маслом. Панель образована сплошной пружинно-стержневой стенкой или составлена из отдельных шторок, подвешенных к двум бесконечным втулочным цепям (рис. 2.34). Шторки могут быть образованы из однородной сетки, штампованного металлического листа или иметь вид ячеякового фильтра коробчатого сечения (шарнирно-шторчатый фильтр). Одна из разновидностей самоочищающихся фильтров имеет вместо шторок в качестве фильтрующего элемента непрерывную ленту из пружинно-стержневой сетки (фильтр с сетчатой панелью).

Вращение панелей осуществляется, как правило, через механический привод. Скорость движения панелей ограничивается, главным образом, необходимостью предотвращения выноса масла, так как при больших скоростях панели увлекают из ванны избыток масла, которое срывается воздушным потоком. Этим явлением, а также величиной аэродинамического сопротивления ограничивается воздушная нагрузка на фильтры.



**Рис. 2.34. Ячейки фильтров типа Фя:**  
1 – разъемная коробка; 2 – установочная рама

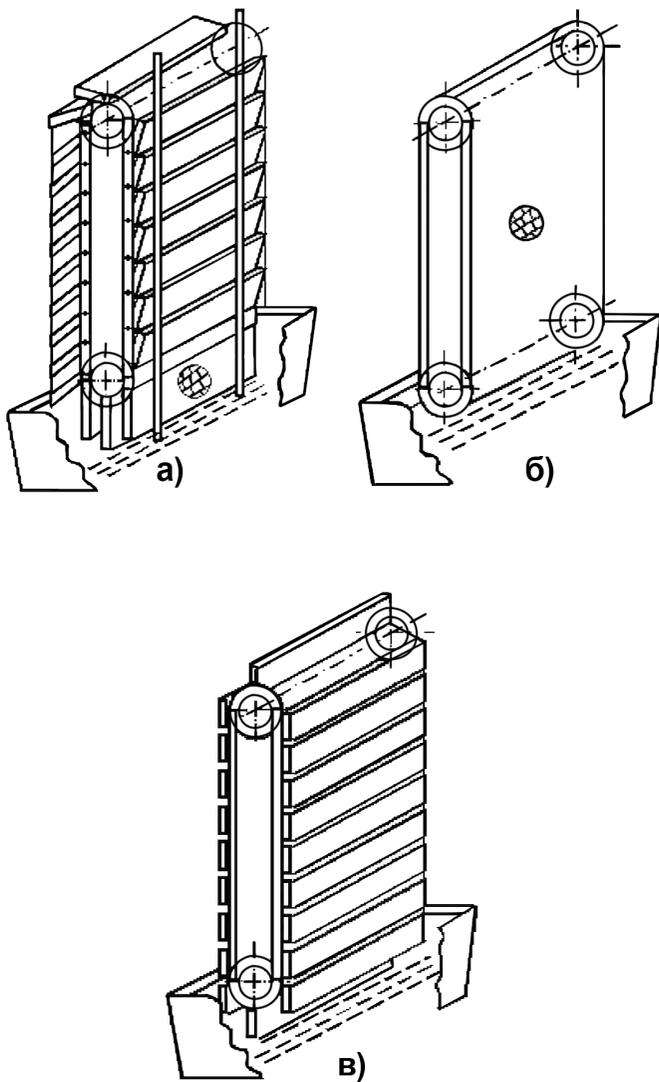


**Рис. 2.35. Панели для установки фильтров типа Фя:**  
а – плоская; б – V-образная

Таблица 2.23

**Технические показатели плоских панелей  
для фильтров типа «Фя»**

Пропускная способность, тыс.м <sup>3</sup> /ч	Число ячеек в панели	Компоновка ячеек в панели	Присоединительные размеры, (см. рис. 2.33)	
			А	Б
3-3,5	2	1x2	594	1110
4-7	4	2x2	1110	1110
7-10	6	2x3	1110	1636
10-15	9	3x3	1636	1636
15-20	12	3x4	1636	2142
20-25	15	3x5	1636	2658
25-28	16	4x4	2142	2142
28-35	20	4x5	2142	2658
35-37	24	4x6	2142	3174
37-40	25	5x5	2658	2658



**Рис. 2.36. Принципиальная схема самоочищающихся масляных фильтров:**

а – фильтр с перекидывающимися шторками;

б – фильтр с сетчатой панелью; в – шарнирно-шторчатый фильтр

Промышленность выпускает самоочищающиеся масляные фильтры типов Кд и Кт. Фильтры Кт – с перекидывающимися шторками, Кд – имеют в качестве фильтрующего элемента бесконечную ленту. Номенклатура фильтров Кд и Кт представлена в табл. 2.24.

Таблица 2.24

**Технические характеристики фильтров типов Кд и Кт**

Обозначение моделей и типоразмеров	Номинальная пропускная способность, тыс.м <sup>3</sup> /ч	Площадь входного сечения фильтра, м <sup>2</sup>	Полезная емкость масляной ванны, л	Обозначение моделей и типоразмеров	Номинальная пропускная способность, тыс.м <sup>3</sup> /ч	Площадь входного сечения фильтра, м <sup>2</sup>	Полезная емкость масляной ванны, л
Кд10	10	1,01	75	Кт80	80	7,88	585
Кд20	20	2	135	Кд120	120	10,9	590
Кт30	30	3,115	290	Кт120	120	12,62	585
Кд40	40	3,48	175	Кд160	160	14,9	790
Кт40	40	3,94	290	Кт160	160	15,76	585
Кд60	60	5,84	488	Кд200	200	18,7	790
Кт60	60	6,31	585	Кд240	240	20,55	885
Кд80	80	7,12	590	Кт250	250	23,64	850

**2.10.2. Системы охлаждения воздуха и характеристика теплообменной аппаратуры**

*Теплообменники компрессорных установок*

В определяющей степени эффективность работы всей компрессорной установки и особенно системы утилизации тепла охлаждения сжимаемых газов зависит от выбора теплообменных аппаратов. В рамках данного пособия рассмотрим основные характеристики только газоохладителей, хотя в эксплуатационных условиях заметную роль играет и работа маслоохладителей, влагоотделителей и др.

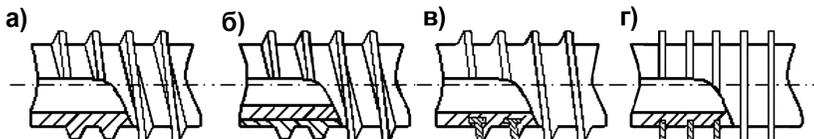
На выбор того или иного вида газоохладителя влияет целый ряд требований, которые иногда накладывают взаимно противоположные ограничения: диапазон производительности компрессорной установки; вид и параметры сжимаемого газа; габаритные размеры; вид системы охлаждения; ограничения, вызванные унификацией при производстве и др.

В настоящее время промышленность выпускает газоохладители в широком диапазоне расходов сжатого газа (до 3000 м<sup>3</sup>/мин) и на рабочее давление до 40 МПа. Вместе с тем по масштабу выпуска газоохладителей можно отметить, что большая часть из них предназначена на расходы до 250 м<sup>3</sup>/мин и давления до 4 МПа.

По диапазону рабочих давлений газоохладители принято делить на три группы: 1) низкого давления (до 1,2 МПа); 2) среднего давления (до 4 МПа); 3) высокого давления (свыше 4 МПа).

Конструкция теплообменных аппаратов определяется типом теплопередающего элемента, который выполняется в виде труб или листового материала.

Повышение компактности теплообменников требует использования труб малого диаметра, что приводит к противоречию с требованием уменьшения гидравлического сопротивления. Одним из эффективных и распространенных способов повышения компактности является оребрение труб. В практике в большинстве случаев осуществляется наружное оребрение, которое выполняется как цельнокатанное, литое, ленточное и насадное (рис. 2.37).



**Рис. 2.37. Наружное оребрение:**

- а) цельнокатанная; б) цельнокатанная биметаллическая труба;  
в) с ленточным оребрением; г) с насадными ребрами

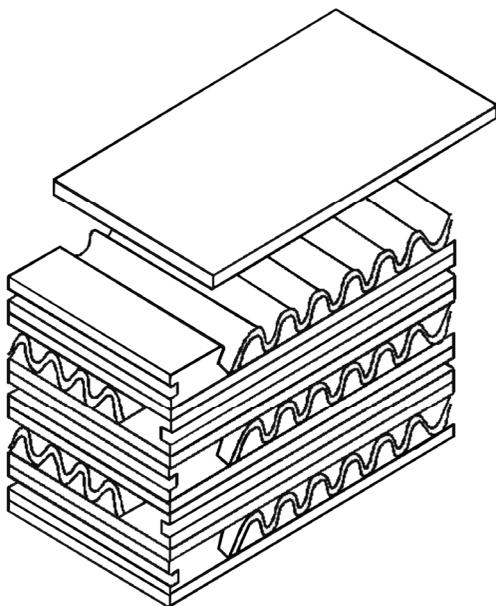
Цельнокатаные ребра стальных труб просты в изготовлении, не имеют контактных сопротивлений, но имеют небольшую высоту ребер из-за технологических ограничений, и поэтому имеют низкую теплопроводность. Алюминиевые и медные трубы не имеют этих недостатков, но сложность установки первых и высокая цена вторых ограничивают область их применения.

По способу соединений труб в теплообменниках можно выделить следующие основные типы: неподвижные паяные или развальцованные; подвижные со специальными уплотнениями труб в трубных досках; соединение труб с помощью калачей.

Повышение требований к сокращению размеров теплообменников привело к развитию пластинчатых конструкций (рис. 2.38). В них разделительные поверхности представляют собой гофрированные пластины. Различают в настоящее время два основных типа пластинчатых конструкций – пластинчатые и пластинчато-ребристые. Наибольшее распространение получили последние из-за меньшего гидравлического сопротивления по газовому тракту. Компактность пластинчатых теплообменников (отношение площади поверхности теплообмена к объему) составляет  $1000\text{--}5000 \text{ м}^2/\text{м}^3$  и в десятки раз может превышать компактность трубчатых. Недостатком теплообменников такого типа является сложность или невозможность очистки поверхностей от загрязнения.

Ниже рассматриваются промышленные образцы теплообменников, принимаемых для охлаждения газа в компрессорных станциях.

*Газоохладители низкого и среднего давления* – наиболее многочисленная группа газоохладителей. Охлаждаемой средой является воздух, охлаждающей – обычно вода. К аппаратам этого типа предъявляются следующие требования. Конструкции должны обеспечивать возможность широкой унификации, возможность чистки трактов обоих теплоносителей, коррозионная стойкость, виброустойчивость элементов конструкции, прочность, неизменность формы теплопередающей поверхности.



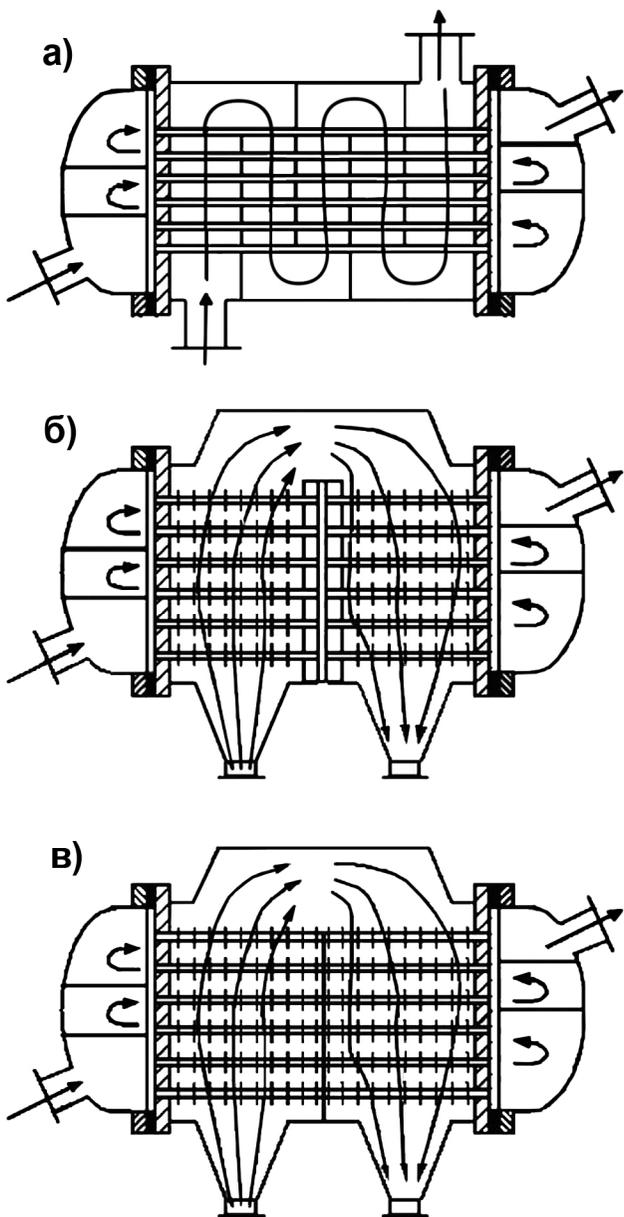
**Рис.2.38.** Элементы пластинчато-ребристого теплообменника

*Конструкции трубчатых и кожухотрубных теплообменников* отличаются наибольшим разнообразием. Большинство газодводящих кожухотрубных аппаратов имеет цилиндрический корпус (рис. 2.39).

Трубы заделаны в трубные решетки. Вода подается в трубное пространство, газ – в межтрубное. Это обусловлено относительной простотой очистки внутренней поверхности труб от накипи. Организация нужного режима течения межтрубного теплоносителя достигается установкой перегородок.

Основные недостатки такой конструкции – большая масса и габаритные размеры, а также ограниченные возможности унификации.

Снижение массы и габаритных размеров возможно путем использования *поперечно оребренных труб*, что связано с усложнением конструкции. В этом случае для достижения многоходности межтрубного пространства необходима установка дополнительных трубных досок или составных перегородок (рис. 2.39).

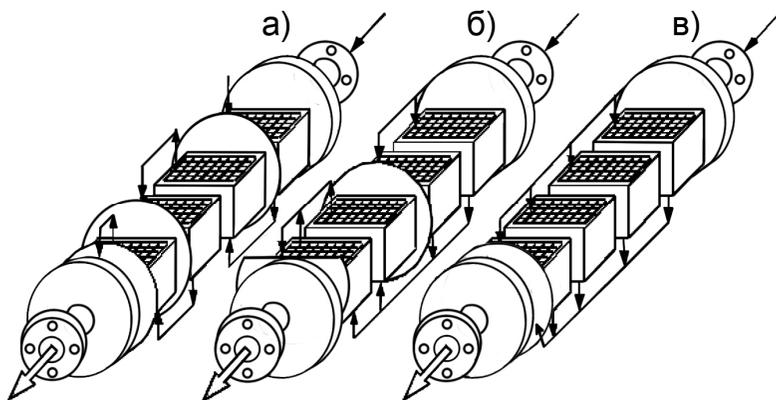


**Рис. 2.39. Конструкции кожухотрубных теплообменников:**  
 а) многоходовой гладкотрубный с поперечными перегородками;  
 б) двухходовой с двумя пучками оребренных труб; в) двухходовой с одним пучком оребренных труб и составной перегородкой

Большие возможности варьирования площади проходного сечения межтрубного теплоносителя представляют конструкции, в которых *трубы установлены поперек корпуса (рис. 2.40) и скомпонованы в несколько теплопередающих секций (модулей)*. Варьируя размеры кожуха, толщину обечайки, число секций и способ их подключения, можно получить аппараты для широкого спектра расходов, давлений с конфигурацией, близкой к оптимальной. *Изменение конфигураций достигается с помощью сегментных перегородок, расположенных между секциями*.

Такой подход позволяет несколькими унифицированными модулями закрыть практически всю область параметров газодляных охладителей компрессорных установок, в которой кожухотрубные аппараты могут конкурировать с пластинчато-ребристыми.

Достоинством газоохладителей с поперечным расположением труб является возможность их компоновки в одном корпусе с буферными емкостями и влагомаслоотделителями, что отвечает современным тенденциям создания моноблочных конструкций. Важное преимущество – возможность простой и эффективной чистки водяного тракта.



**Рис. 2.40. Кожухотрубный теплообменник из четырех унифицированных теплопередающих секций:**

- а) последовательное течение газа через секции;
- б) параллельно-последовательное; в) параллельное

*Пластинчато-ребристые теплообменники* находят широкое применение в компрессорных установках среднего и низкого давления.

Такие теплообменники обладают низкой металлоемкостью, высокой компактностью, которая сочетается с высокой надежностью. Нарушение плотности одного из каналов не только не ведет к разрушению всего теплообменника, но зачастую не изменяет его работоспособности. Этим обуславливается то, что срок службы пластинчатых теплообменников в общем случае выше, чем у других теплообменников.

На прокачку охлаждаемого газа и охлаждающей среды в газоохладителях компрессоров расходуется от 3 до 10% мощности, потребляемой компрессорной установкой. Мощность на прокачку тем больше, чем больше скорость теплообменивающихся сред. Высокая компактность пластинчато-ребристых теплообменников позволяет назначать в них скорости ниже, чем в аппаратах традиционных конструкций. Применение компактной теплопередающей поверхности позволяет при тех же размерах газоохладителей компрессоров получить более глубокое охлаждение газа. Механическая чистка таких теплообменников от загрязнений невозможна из-за большого числа каналов малого эквивалентного диаметра. Это делает нецелесообразным их использование в открытых водооборотных системах.

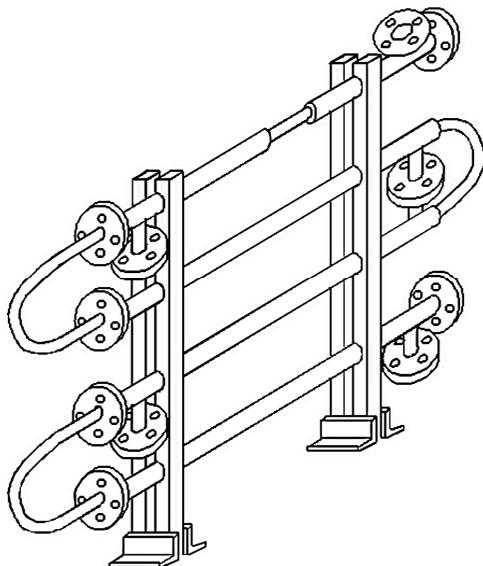
*В системах непосредственно воздушного охлаждения компрессоров и в закрытых системах с промежуточным теплоносителем в качестве охладителей на низкое и среднее давление газа* наилучшие показатели имеют пластинчато-ребристые теплообменники.

Среди газоохладителей высокого давления можно выделить *кожухотрубные, змеевиковые и аппараты типа «труба в трубе».*

*Змеевиковые охладители* применяются в компрессорных установках малых производительностей. В них отсутствуют трубные решетки. Это упрощает конструкцию, но вследствие большой протяженности газового тракта увеличивает гидравлические потери.

Змеевиковые газоохладители используются лишь в ступенях высокого давления, где относительные гидравлические потери оказываются ниже, чем в ступенях низкого давления.

Аппараты типа «*трубы в трубе*» получили наибольшее распространение в качестве газоводяных охладителей ступеней высокого давления (рис. 2.41). Выполняются они в виде нескольких параллельных секций, соединенных общими коллекторами. Основное преимущество таких теплообменников - возможность разборки и чистки, недостаток – большие размеры и металлоемкость.



**Рис. 2.41. Газоохладитель типа «труба в трубе»**

Трубчатые конструкции используются в газовоздушных охладителях высокого давления (рис. 2.42). В них используется приварной коллектор, в некоторых конструкциях для доступа к трубному пространству в коллекторах устанавливаются резьбовые пробки.

Рост давления ведет к утолщению стенки газоохладителя и, соответственно, к росту термического сопротивления, отсюда рост теплопередающих поверхностей. Для уменьшения толщины стенки и ее термического сопротивления можно уменьшить диаметр трубы, как известно, при этом удельная прочность трубы растет. Однако этот прием в трубчатых конструкциях малоперспективен из-за проблем, возникающих при заделке труб в трубные решетки.

Компоновочное решение оказывает существенное влияние на эффективность системы охлаждения.

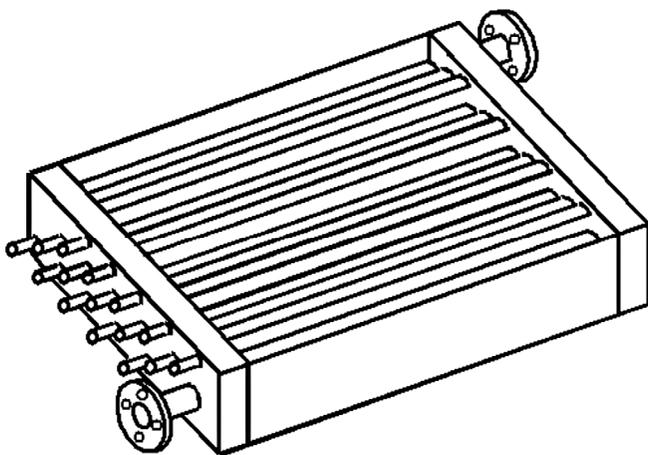


Рис. 2.42. Газовоздушный охладитель высокого давления

*Компоновка систем охлаждения с компрессорными установками*

Различают два типа компоновки систем охлаждения: подвальную и бесподвальную.

*Подвальная компоновка*, применяемая в турбокомпрессорах (рис. 2.43), предусматривает размещение газоохладителей непосредственно под компрессором в подвале или на полу машинного зала при установке компрессора на колоннах. Такая компоновка существенно облегчает доступ к компрессору, но стоимость компрессорной станции значительно возрастает.

Бесподвальная компоновка используется для установки поршневых компрессоров (рис. 2.44). При этом газоохладители располагаются над компрессором, под компрессором и рядом с компрессором.

*Моноблочную компоновку* используют для повышения качества связи сборки, монтажа эксплуатационной надежности компрессорной установки. Моноблочное исполнение предъявляет к теплообменной аппаратуре специфические требования – ограничение по габаритным размерам и массе. Сравнительно легко решается проблема моноблочного исполнения компрессоров малой и средней производительности с системой непосредственного воздушного охлаждения.

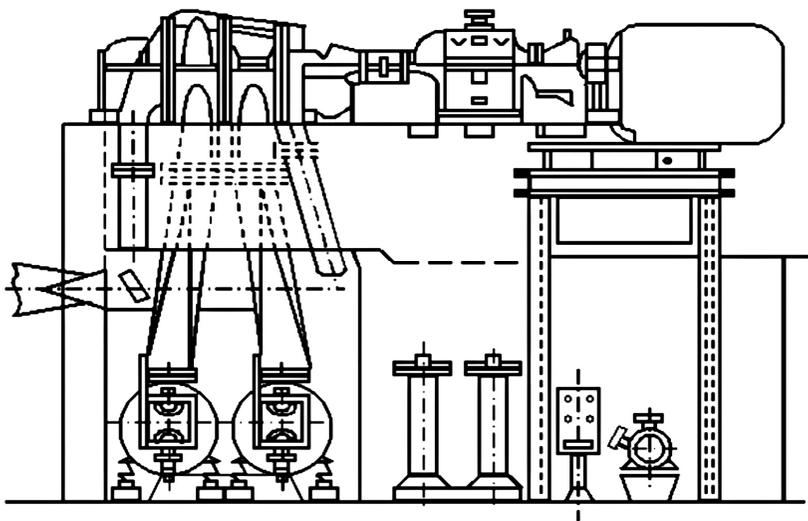


Рис. 2.43. Подвальная компоновка газоохладителей с турбокомпрессорами

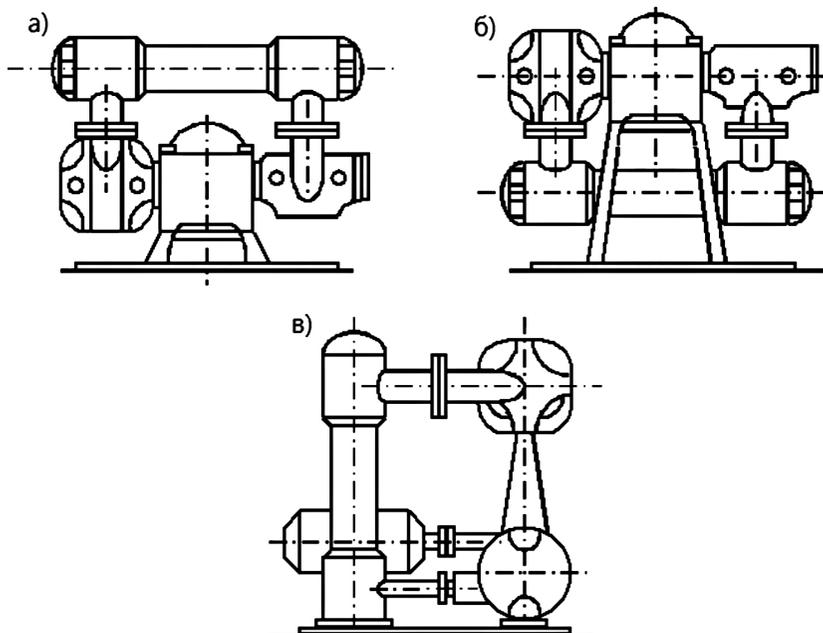


Рис. 2.44. Компоновка газоохладителей с поршневым компрессором:  
а) над компрессором; б) под компрессором; в) рядом с компрессором

### 2.10.3. Осушка воздуха на компрессорных станциях

Поступающая из атмосферы с воздухом влага представляет большие проблемы в эксплуатации как потребителей сжатого воздуха, так и транспортных коммуникаций. Это связано с охлаждением воздуха в трубах при низких температурах окружающей среды, а также в процессе расширения воздуха в пневмомеханизмах.

Частичное снижение влагосодержания происходит в результате конденсации влаги в конечном охладителе и последующем удалении во влагоотделителе. Однако окончательное доведение сжатого воздуха до требуемых потребителем параметров по содержанию влаги возможно только с использованием специальных установок осушки.

Наиболее часто используемые способы осушки – это охлаждение с помощью холодильных установок и отведением конденсата или поглощением влаги поверхностью (адсорбцией) с помощью специальных химических веществ – адсорбентов.

Оба указанных способа применяют на компрессорных станциях общепромышленного значения, использующих пневмооборудование, и их обоснование зависит от выбора оптимальной точки росы, оговариваемой ГОСТом 17433-80, который распространяется на сжатый воздух для питания пневматических устройств и систем, работающих при давлении до 2,5 МПа. В пересчете на влагосодержание сжатого ( $P = 0,9$  МПа) воздуха при температуре 20 °С ГОСТ устанавливает для классов загрязненности 0 и 1 влажность  $d \leq 0,000156$  кг/кг, а для классов 3, 5, 7, 11 и 13 –  $d \leq 0,0009$  кг/кг. Для остальных классов точка росы не регламентируется.

При применении сжатого воздуха в машиностроительной, металлургической и горнодобывающей промышленности важно, чтобы отсутствовала конденсация водяного пара во время транспортировки сжатого воздуха от компрессорной станции до потребляющего оборудования и во время работы самого оборудования. Необходимо, чтобы возможная минимальная температура воздуха в пневмосети оказывалась выше точки росы осушенного воздуха.

Если трубопроводы сжатого воздуха проходят в отапливаемых помещениях, и температура окружающей среды не достигает слишком низких значений, то считается экономически приемлемой точка росы от 2 до 3 °С под рабочим давлением. Такая степень осушки повлечет за собой увеличение капиталовложений, эксплуатационных расходов и ухудшение технико-экономических показателей.

В жарком климате оптимальная точка росы принята несколько выше, около +10°С.

Для расчета процессов сжатия, охлаждения и осушки воздуха служит психрометрическая номограмма (рис. 2.45).

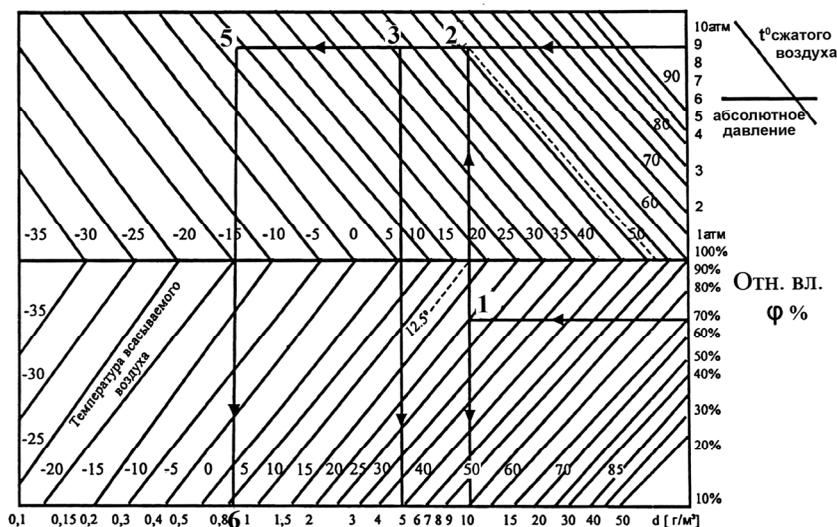


Рис. 2.45. Психрометрическая номограмма

Номограмма разделена на 2 сектора. Верхний сектор относится к сжатому воздуху. По оси ординат отложены значения давлений сжатого воздуха (атм). По оси абсцисс – влагосодержание воздуха на всасывании. Наклонные прямые определяют температуру сжатого воздуха.

Нижний сектор относится к атмосферному воздуху. По ординатам отложена относительная влажность  $\phi$  (%), по абсциссе – влагосодержание  $d$  ( $\text{г}/\text{м}^3$  воздуха).

Рассмотрим определение параметров в характерных точках изменения состояния сжатого воздуха (на номограмме показаны соответствующими стрелками).

На всасывании при температуре  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  и относительной влажности  $\varphi = 70\%$  воздух имеет влагосодержание  $11$  и точку росы  $t_p \approx 12,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  (точка 1).

При сжатии воздуха до  $9$  атм (точка 2) относительная влажность уменьшается, но выпадения влаги не происходит, т.к. точка росы для сжатого воздуха под давлением  $9$  МПа находится при температуре  $t_p \approx 52\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Первый этап осушки происходит в конечном влагоохладителе, где воздух охлаждается до температуры  $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$  и состояние сжатого воздуха определяется точкой 3 с влагосодержанием  $d = 4,8\text{ г/м}^3$  (точка 4).

Таким образом, применение конечного охладителя позволяет удалить  $11 - 4,8 = 6,2\text{ г/м}^3$  влаги.

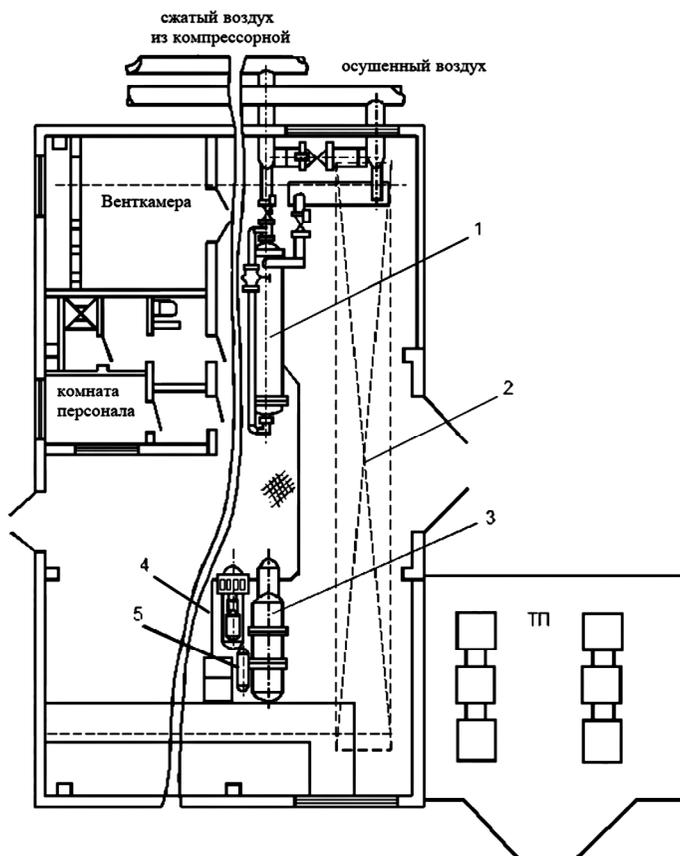
Дальнейшая осушка должна осуществляться методом охлаждения, но другим способом (например, фреоном в холодильной установке). Чтобы не было вымерзания влаги, принято охлаждать воздух до  $t = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$  (точка 5) и влагосодержание составит  $d = 0,8\text{ г/м}^3$  (точка 6).

В рассмотренном сочетании процессов охлаждения из  $11\text{ г/м}^3$  воды, присутствующей в воздухе  $10,3$  удаляются, что составляет  $94\%$ . В конечном воздухоохладителе отбирается  $58\%$  влаги, в установке осушки  $36\%$  влаги.

#### *Установка для осушки воздуха*

Для осушки воздуха на компрессорной станции методом охлаждения для каждого компрессора монтируется установка осушки сжатого воздуха охлаждением. Для компрессоров К-500-61-5 применяется установка типа 1 ОВ-220-2-1, для компрессоров К-250-61-2 – ОВМ-15.

Установки предназначены для осушки сжатого воздуха, подаваемого в различные пневмосистемы, которые обеспечивают работу пневмомеханизмов общепромышленного назначения. Установка такого типа размещается либо на самих компрессорных станциях (компоновка показана на рис. 2.46), либо несколько установок образуют самостоятельную станцию осушки воздуха.

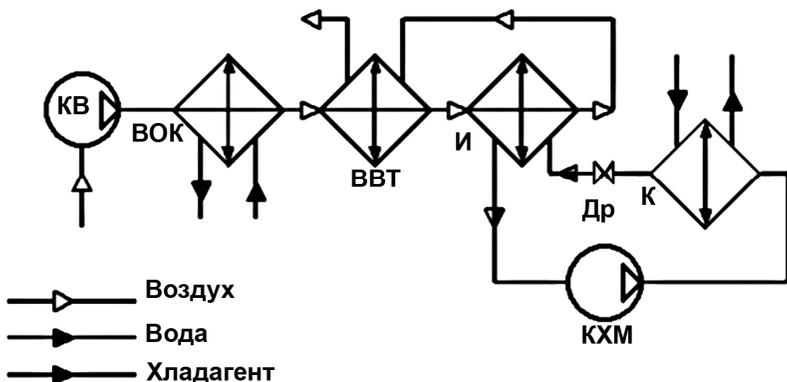


**Рис. 2.46. План размещения оборудования на станции осушки воздуха:**

- 1 – регенеративный теплообменник воздух-воздух; 2 – кран;  
3 – испаритель; 4 – компрессор; 5 – конденсатор

Установки осушки воздуха представляют собой комплекс холодильного оборудования, состоящий из компрессорно-конденсаторного холодильного агрегата, теплообменного блока, блока регулирования, электропусковой аппаратуры и ресивера. Принципиальная схема оборудования установки осушки воздуха представлена на рис. 2.47.

Компрессорно-конденсаторный агрегат состоит из компрессора, соединенного с электродвигателем через муфту смонтированного на корпусе конденсатора. На конденсаторе смонтирован щит приборов (приборы защиты, манометры, приборы управления).



**Рис. 2.47. Принципиальная схема осушки воздуха для общепромышленных целей:**

КВ – компрессор воздушный; ВОК – воздухоохладитель концевой;  
 ВВТ – воздуховоздушный теплообменник; И – испаритель; К – конденсатор; КХМ – компрессор холодильной машины; Др – дроссель

Теплообменный блок состоит из двух аппаратов: теплообменника «воздух-воздух» и теплообменника «воздух – хладон».

Каждый из данных теплообменных аппаратов состоит из трех частей: распределительной камеры (для входящего потока воздуха), теплообменной или трубной части и сепарационной камеры с установленными в ней влагоотбойными устройствами.

Установка работает следующим образом. Воздух после воздухоохладителя поступает через распределительную камеру в трубное пространство регенеративного теплообменника ВВТ, где происходит частичная конденсация влаги, которая в сепарационной камере в виде капель удаляется из аппарата через конденсатоотводчика. Далее воздух поступает в испаритель, где охлаждается за счет кипения холодильного агента, происходит окончательная конденсация паров влаги. В сепарационной камере осуществляется отделение капель влаги и отвод через конденсатоотводчиков. Воздух, охлажденный до 4–5 °С поступает в регенеративный теплообменник, где подогревается, охлаждая прямой поток, и подается потребителю.

Технические характеристики установок ОАО «Курганхиммаш» представлены в табл. 2.24.

**Технические характеристики установок  
осушки сжатого воздуха охлаждением**

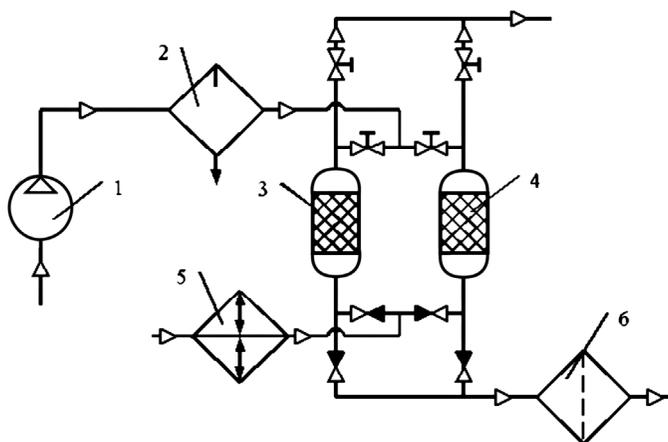
№	Наименование параметра	Ед. изм.	Установки	
			ОВМ-15	ОВ-220-2-1
1	Приведенная производительность к начальным условиям	м <sup>3</sup> /ч	11 000 – 15 000	24 000 – 30 000
2	Давление воздуха	кг/см <sup>2</sup>	8	6 – 9
3	Влажность осушенного воздуха (в знаменателе точка росы)	$\frac{\text{г/кг}}{^{\circ}\text{C}}$	$\frac{0,66}{+5}$	$\frac{0,88}{+5}$
4	Температура воздуха на входе в установку	°C	40	40
5	Температура воздуха на выходе из установки	°C	24	24
6	Температура воды, подаваемой для охлаждения конденсатора (не более)	°C	30	30
7	Расход охлаждающей воды	м <sup>3</sup> /ч	30	20
8	Установленная мощность	кВт	50	110

*Адсорбционная осушка*

Существует еще один метод осушки – адсорбционный. Он также в основном применяется в воздухоразделительных установках. Адсорбционный метод осушки воздуха или других газов основан на свойстве ряда пористых твердых тел-адсорбентов – поглощать водяные пары.

Схема блока адсорбционной осушки приведена на рис. 2.48. Сжатый в компрессоре КМ воздух проходит влагоотделитель С и поступает в один из попеременно работающих адсорберов АД1 и АД2, где осушается. Затем воздух очищается от пыли адсорбента в фильтре Ф и направляется в блок разделения.

При прохождении воздуха слои адсорбента насыщаются влагой. Слой адсорбента, после которого воздух выходит осушенный, называют высотой работающего слоя. В процессе адсорбции высота рабочего слоя постепенно увеличивается и в какой-то момент времени достигает полной высоты засыпанного в адсорбер слоя адсорбента.



**Рис. 2.48. Схема установки адсорбционной осушки:**

1 – компрессорная машина; 2 – влагомаслоотделитель;  
3,4 – адсорберы; 5 – азотный подогреватель воздуха; 6 – фильтр

После насыщения адсорбента парами воды осушаемый поток воздуха направляют в чистый адсорбер. Насыщенный влагой адсорбент ставят на регенерацию для восстановления адсорбционной способности. При регенерации через адсорбер пропускают сухой нагретый в электроподогревателе АТ азот. Переключение осуществляется системой управляемых вентилей.

Время от начала адсорбции до начала роста концентрации водяного пара в осушенном воздухе называют временем защитного действия. Адсорбировать влагу на одном и том же адсорбенте можно только в пределах времени защитного действия.

Процесс адсорбции протекает экзотермически. Выделяющаяся теплота адсорбции снижает эффективность осушки. При осушке воздуха высокого давления теплота адсорбции незначительна, так как газ содержит мало влаги, и поэтому теплота в достаточной степени отводится самим осушаемым газом. При осушке воздуха и газов низкого давления, содержащих большое количество водяных паров, выделяется значительно больше теплоты, и адсорбент приходится дополнительно охлаждать.

Способность адсорбента поглощать влагу зависит от влажности и температуры осушаемого воздуха.

В качестве адсорбентов применяют силикагель ( $t_p = -40\text{ }^\circ\text{C}$ ), алюмigelь ( $t_p = -60\text{ }^\circ\text{C}$ ) и синтетические цеолиты ( $t_p = -70\text{ }^\circ\text{C}$ ).

Наибольшая поглотительная способность адсорбента достигается при относительной влажности сжатого воздуха  $\varphi = 70\text{--}100\%$  и температуре  $30\text{--}35^\circ\text{C}$ .

При увеличении температуры выше  $35^\circ\text{C}$  поглотительная способность адсорбента резко снижается, поэтому важно поддерживать низкую температуру осушаемого воздуха на входе в адсорбер.

В таблице 2.25 представлены характеристики блоков осушки, выпускаемых ОАО «Курганмаш» с использованием силикагеля в качестве адсорбента.

Таблица 2.25

**Технические характеристики блоков осушки воздуха с использованием адсорбента (силикагеля)**

Технический показатель	Блоки осушки						
	УОВБ-0,5М	УОВБ-2М	УОВБ-5М	УОВ-10М1	УОВ-20М1	УОВ-30М1	УОВ-100
Номинальная производительность, м <sup>3</sup> /мин	0,5	2,0	5,0	10	20	30	100
Точка росы осушенного воздуха, °С	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40
Масса адсорбента, кг	50	100	150	350	700	1050	1120
Расход воздуха на регенерацию, м <sup>3</sup> /мин	0,1	0,6	1,0	1,7	3,4	5	13,1
Расход охлаждающей воды, м <sup>3</sup> /ч	0,2	1,2	2,0	3,0	6	9	30
Потребляемая мощность, кВт	0,5	0,5	0,5	9 – 20	22 – 24	30 – 34	87
Температура воздуха на входе в блок, не более, °С	25	25	25	25	25	25	25
на выходе из блока, не более, °С	30	30	30	30	30	30	30
Давление воздуха на входе в блок, МПа	0,8	1,0	1,0	0,8	0,8	0,8	1,6

## **2.11. Анализ состояния СВС, перспектива совершенствования энергетических и экономических показателей.**

### **Сравнение централизации и децентрализации систем воздухообеспечения**

Анализ состояния СВС выполнен на базе одного из пространственных в промышленности турбокомпрессора К-250.

В таблицу 2.26 показаны результаты конкретных расчетов в виде баланса потоков эксергии в СВС; а на рис. 2.49 в виде диаграммы потоков эксергии; в качестве примера использованы данные эксплуатации турбокомпрессора К-250. Изучение результатов исследовательских работ и опытно-промышленных испытаний СВС показывает, что составляющие потоков энергии в процентах достаточно типичны для любого компрессора, поэтому дальнейшие выводы и рекомендации будут построены, в основном для приведенных данных.

В данном анализе, результатом которого является табл. 2.26, приняты: температура охлаждающей воды 25°C, температура воздуха на входе во вторую и третью секции турбокомпрессора 40°C при температуре окружающей среды 20°C. Гидравлическое сопротивление в ПО и КО приняты 50 мм.в.ст. в действительности при эксплуатации имеют место более высокие значения температур и гидравлических сопротивлений.

Одна из наибольших потерь – потеря в самом компрессоре, составляет около 20% (определена, соответственно его адиабатным КПД 80%). Снижение потерь в самом компрессоре, как правило, не в компетенции работников, эксплуатирующих систему воздухообеспечения.

Потери в системе регулирования приняты 9% при эксплуатации, особенно, если применен самый неэкономичный способ регулирования – сброс воздуха в атмосферу (или перепуск с нагнетанием на всасывание). Потери при регулировании в некоторых случаях могут достигать 30% и более.

Таблица 2.26

## Эксергетический баланс СВС

Подвод эксергии			Отвод эксергии		
Элементы системы	кВт	%	Элементы системы	кВт	%
Электроэнергия на компрессоре, $E_{вх}$	1600	95,35	Электромеханические потери в компрессоре, $D_{эм}$	80,1	4,77
Электроэнергия на насос в системе охлаждения, $E_n$	28	1,67	Внутренние потери в компрессоре, $D_{вн}$	309,58	18,45
Электроэнергия на холодильный компрессор системы осушки (СО), $E_{ос}$	550	2,98	Потери в системе охлаждения (СО): а) из-за недоохлаждения;	216,91	12,93
			б) из-за гидравлических сопротивлений $D_{со}$	8,93	0,53
			Потери при сбросе через разгрузочную линию, $D_{рег}$	151,87	9,05
			Потери во влагоотделителе (ВО), $D_{рво}$	7,81	0,47
			Потери в системе осушки (ОС), $D_{рос}$	12,15	0,72
			Потери в трубопроводах, $D_{тр}$	12,15	0,72
			Потери из-за утечек вне компрессорной установки (КУ), $(D_{ут})$	44,53	2,65
			Эксергия (работоспособность) сжатого воздуха, направляемого к потребителю, $E_{потр}$	833,89	49,7
Всего	1678	100		1677,92	99,99

На рисунке 2.49 представлено сопоставление эффективности различных способов регулирования в координатах  $\bar{\eta}_e = f(\bar{V})$ , где  $\bar{\eta}_e = \frac{\eta}{\eta_p}$  – относительный КПД при значениях  $\eta$  – КПД на любом режиме;  $\eta_p$  – КПД на расчетном режиме;  $\bar{V} = \frac{V}{V_p}$  – относительный расход;  $V$  – расход на режиме эксплуатации;  $V_p$  – расход на расчетном режиме.

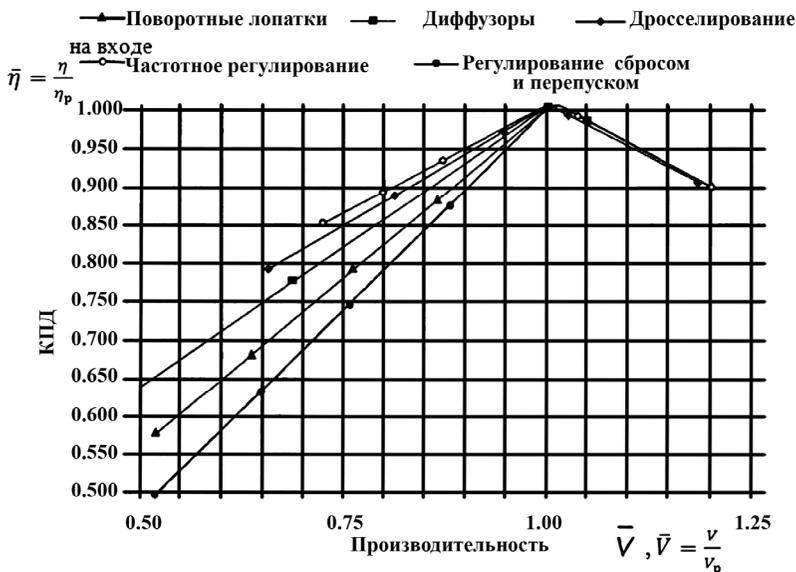


Рис. 2.49. Зависимости изменения КПД системы при различных способах регулирования производительности

Из графиков следует, что самым экономичным способом регулирования является изменение скорости вращения ротора (частотное регулирование). Применимость его в ряде случаев ограничена сложностью и высокими капитальными вложениями. Регулирование сбросом воздуха – самый неэффективный способ, но его применение в большинстве турбокомпрессоров оправдано простотой реализации и высокой надежностью.

Потери в системе охлаждения (СО) в таблице представлены величиной около 13%, определяются недоохлаждением воздуха в промежуточных охладителях и, как следствие, перерасходом энергии на сжатие воздуха. Другая составляющая потерь в СО связана с гидравлическим сопротивлением по воздуху в промежуточных и конечном теплообменниках.

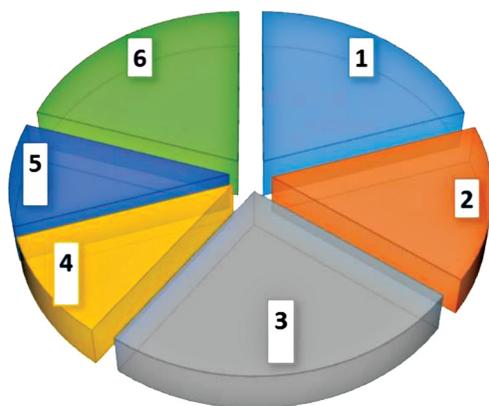
В действительности потери в СО могут быть значительно выше, что связано с ухудшением работы теплообменников из – за низкого качества охлаждающей воды, снижения расхода воды при ее охлаждении в открытых циклах, образованием отложений солей на трубах и даже выходом из строя отдельных трубок (в некоторых случаях снижение активной поверхности охлаждения до-

стигает около 30%). В результате температура воздуха перед II-й и III-й секциями компрессора может достигать значений 50 – 70°C и даже выше.

Потери во влагоотделителе, системе осушки и трубопроводах, как правило невелики, и в сумме не превышают 3–5%.

Анализ проведен при минимальных потерях из-за утечек (около 3%), оцененных при давлении в трубопроводе 0,8 МПа, и приведенном диаметре отверстия, через которое происходит истечение (утечка) воздуха, 7 мм. В действительности эти потери могут быть значительно выше, причиной тому служат повреждения трубопровода, прокладок, соединений арматуры, предохранительных клапанов и т.д.

При потерях в системе охлаждения 15–20%, в системе регулирования 20% и утечках 8–10%, что нередко в практике эксплуатации СВС, полезная работоспособность сжатого воздуха у потребителя может достигать 30 и менее процентов, что соответствует удельному расходу энергии у потребителя 200–300 кВт·ч/1000м<sup>3</sup>. Для наглядности структура распределения потерь в СВС при максимальных потерях представлена на рис. 2.50.



**Рис. 2.50. Структура распределения энергии в СВС при максимальных потерях:**

- 1 – потери в СО (20%); 2 – внутренние потери (15%);
- 3 – полезная энергия к потребителю (25%); 4 – потери с утечками (10%);
- 5 – гидравлические потери (10%); 6 – потери от регулирования (20%)

На рисунке 2.51 представлена диаграмма потоков эксергии.

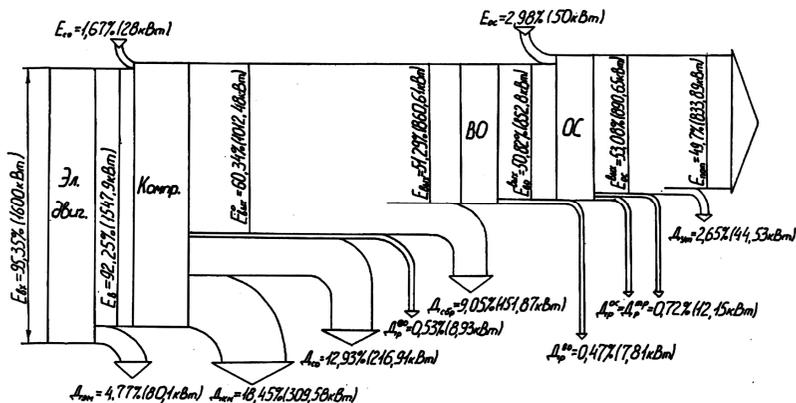


Рис. 2.51. Диаграмма потоков эксергии

### Снижение потерь – повышение эффективности использования энергии в СВС.

Рассмотренные ниже мероприятия и технические решения основаны на обобщении опыта эксплуатации компрессорных машин различного типа, накопленного на предприятиях России и за рубежом.

#### *Система охлаждения*

Большинство статистических показателей по удельным расходам энергии на выработку сжатого воздуха оценивались при температуре охлаждающей воды в холодильниках компрессора  $t_{в} = 20 - 25^{\circ}\text{C}$  и температуре воздуха на входе во вторую и третью ступени компрессора  $t_{воз} = 40^{\circ}\text{C}$ . В действительности из-за причин, рассмотренных выше, температура воздуха на входе в ступени может быть значительно выше.

Снижение температуры воздуха устранением выше перечисленных причин на  $8 - 10^{\circ}\text{C}$  позволяет снизить потребляемую мощность компрессора на  $5 - 8\%$  или (для одного компрессора К-250 с номинальной мощностью  $1600 \text{ кВт}$ ) примерно на  $128 \text{ кВт}$ , что при числе часов эксплуатации  $h = 6000 \text{ час/год}$  составит  $0,8 \text{ млн. кВт}\cdot\text{ч/год}$ .

При обследовании работы холодильников компрессора нужно обращать внимание на правильность замера температур и давлений по воде и воздуху.

Нужно убедиться в установке и правильной эксплуатации фильтров на входе трубопроводов охлаждающей воды в охладителе, предотвращающих попадание крупных включений и взвесей в промежуточные и концевой воздухоохладители.

В отдельных регионах России при остром дефиците охлаждающей воды или плохом ее качестве можно рекомендовать, если это возможно по условиям организации общего водооборота, переход с разомкнутых на замкнутые водяные циклы с использованием аппаратов АВО (или так называемых «сухих» градирен). Их использование кроме улучшения качества охлаждающей воды (например, использование конденсата или других, незамерзающих жидкостей) позволяет снизить на 8–10% потери воды на унос и испарение.

Успешный опыт эксплуатации таких градирен и водооборотов накоплен в странах Европейского континента, а также на предприятиях Свердловского региона, в частности на Синарском трубном заводе в Каменск-Уральске. Даже при температуре окружающей среды  $-40^{\circ}\text{C}$  переход на замкнутую систему водоснабжения холодильников компрессора позволяет осуществлять использование тепла, выделяющегося при сжатии. Теоретически количество тепла, выделяемого при охлаждении воздуха, равно количеству энергии, затрачиваемой на сжатие при условии, что сжатие происходит при постоянной температуре.

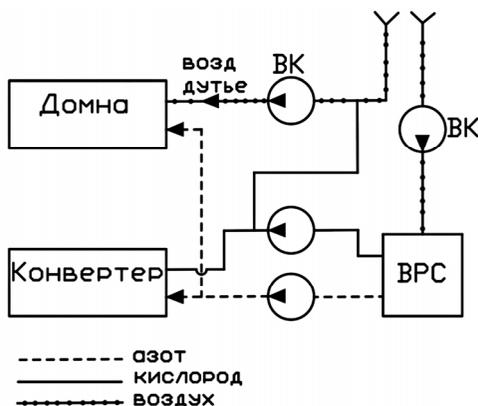
При реализации замкнутого контура по охлаждающей воде может быть установлен утилизационный теплообменник, в котором можно получить поток тепла с температурой  $60\text{--}70^{\circ}\text{C}$ , используемый, например, для отопления компрессорной станции или примыкающих к ней цехов, горячего водоснабжения или выработки холода.

В любом случае, при полезном использовании теплоты сжатия энергия, затрачиваемая на сжатие, распределяется на поток сжатого воздуха и на поток теплоты, что приводит к снижению затрат непосредственно на сжатый воздух и его себестоимости примерно на 10–15%.

Интересное и полезное исследование по использованию теплоты сжатия газов проведено в кандидатской диссертации Ю.К. Деминым.

Объектом исследования был Магнитогорский металлургический комбинат, а в качестве сжимаемых рабочих тел в комплексе ВРУ, доменный цех и конвертер – воздух, кислород и азот. В каждом процессе сжатия газов использовались соответствующие компрессоры и понятны масштабы потребления и возможной экономии энергии, рис. 2.52.

Основной причиной высоких затрат на сжатия, по мнению автора является малая эффективность систем промежуточного охлаждения сжимаемых газов с традиционным использованием воды в качестве промежуточного охладителя, что приводит к недоохлаждению сжимаемого газа, особенно в зимний период, когда температура окружающей среды ниже температуры воды.



**Рис. 2.52. Схема комплекса обеспечения продуктами ВРС и воздухом доменного цеха и конвертера**

На основании анализа процессов теплообмена в системах охлаждения, предложена методика выбора промежуточного охладителя и охлаждающего теплоносителя для системы охлаждения с низкими температурами замерзания.

Для утилизации в пределах рассмотренной системы теплоты сжатия автором предлагается использование АБХМ для получения холода и организация цикла Ренкина для генерации электроэнергии.

С достаточной аргументацией для различных температурных уровней предложены озонобезопасные фреоны, R125, R134a, R143a и R410a, а также дифенильная смесь и глицерин.

Еще одну проблему, связанную с недоохлаждением воздуха в системах охлаждения и трудностями минимизации величины недоохлаждения из-за увеличения необходимой площади теплообмена, автору удалось решить заменой вынесенного поверхностного охлаждения сжимаемого газа на объёмное охлаждение путем впрыска охладителя (в данном случае сжимаемых газов, используемых в комплексе – азота и кислорода).

Суммарная экономия от реализации указанных мероприятий в условиях г. Магнитогорска составляет 2,5% от общих затрат на сжатия в случае электропривода 3,67% для паротурбинного привода и 43,26% для газотурбинного двигателя.

Для климатических условий средней полосы соответствующие показатели экономии составляют, соответственно 4%, 6% и 8%.

#### *Потери при регулировании*

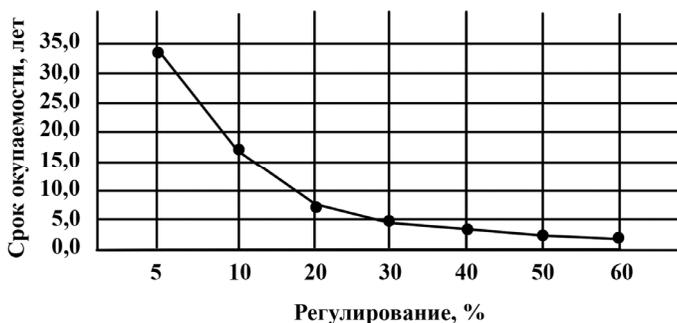
Рассмотренное выше сопоставление различных способов регулирования компрессоров показывает неоспоримое преимущество частотного регулирования перед остальными способами, однако, в то же время отмеченные недостатки не всегда позволяют его использовать.

Анализ статистики применения этого способа показывает, что в конечном итоге его технико-экономическая целесообразность значительно зависит от диапазона регулирования. На рисунке 2.53 показано, что приемлемый срок окупаемости частотного регулирования соответствует диапазону регулирования производительности компрессора от 30 и более процентов.

#### *Потери со сбросным воздухом*

В СВСПП с потребителями с переменной суточной и недельной нагрузкой чаще всего используется один из самых неэкономичных способов регулирования – сброс избыточного сжатого воздуха в атмосферу, что является прямой потерей затраченной в компрессоре энергии.

Практика эксплуатации компрессоров показывает, что эта потеря может составлять 10 – 15% и даже достигать 30%. Потери со сбросным воздухом могут быть оценены по балансам выработанного и потребленного воздуха.



**Рис. 2.53. Зависимость срока окупаемости преобразователя частоты от глубины регулирования**

Снижения этих потерь можно добиться изменением, если это возможно, структуры работающих компрессоров, используя в базе, в основной неизменной нагрузке – турбокомпрессоры, а в переменных режимах – поршневые компрессоры меньшей производительности, имеющие скоростное регулирование и даже выключаемые в период длительного снижения нагрузки.

Среди других возможных способов снижения потерь можно рекомендовать установки дополнительных ресиверов непосредственно у потребителя, что снижает потери воздуха на 1–4%.

На машиностроительных предприятиях, где имеется потребность в холоде, сбросный воздух можно использовать для выработки холода в воздушных холодильных циклах с турбодетандерами. Переменный режим работы потребителей холода можно учесть установкой аккумуляторов холода.

Такое мероприятие с использованием турбодетандеров, выпускаемых для систем кондиционирования, и воздухоразделительной техники позволяет снизить потери со сбросом воздуха  $\approx$  на 10%.

#### *Потери во входных фильтрах*

В режимах эксплуатации компрессора, соответствующих паспортным данным, сопротивление входного фильтра обычно составляет около 50 мм.в.ст. Увеличение сопротивления фильтра на 10 мм.в.ст. ( $100 \text{ Н/м}^2$ ) уменьшает производительность компрессора на 0,1% и увеличивает затраченную мощность на 0,5%. При обследовании фильтров следует обращать внимание на показания

манометров на входе и выходе, а также производить контрольные замеры скоростей воздуха на входных камерах фильтров. В номинальном режиме скорость не должна превышать 10–15 м/с. На показателях компрессора сказывается и возможный перегрев воздуха во входных патрубках, особенно в летнее время. Так увеличение температуры  $t_{\text{вх}}$  на 4°С приводит к перерасходу энергии на сжатие примерно на 1%. Следует обращать внимание на окраску входных патрубков. Они должны быть выкрашены в светлые тона, а лучше серебристой краской.

*Утечки воздуха в магистральных, цеховых трубопроводах и оборудовании*

Утечка воздуха представляет собой одну из самых распространенных статей потерь энергии в СВСПП, а их устранение – главную возможность экономии энергии, затраченной на сжатие. Утечки происходят в магистралях при повреждениях прокладок и фланцевых соединений, в предохранительных клапанах, на стыках труб и шлангов, запорных кранах, муфтах, инструментах и оборудовании. В большинстве случаев они происходят из-за плохого контроля и несвоевременного устранения.

В приведенной ниже табл. 2.27 представлены абсолютные значения расхода воздуха на утечки в зависимости от давления в трубопроводе и диаметра отверстия, через которое происходит утечка. Для каждого давления и размера отверстия определена также потеря мощности, затраченной на сжатие воздуха утечек.

В расчете принято, что отверстие имеет правильную цилиндрическую форму, приняты значения коэффициента скорости  $\varphi$  и коэффициент расхода  $\mu = 0,9$ .

В реальных условиях численные значения величин утечек могут значительно отличаться от приведенных в таблице.

Если принять, что устранена утечка в трубопроводе с давлением 8 бар и размере отверстия  $d = 5$  мм, то экономия энергии от ликвидации утечки при круглогодичной эксплуатации компрессора составит:

$$\Delta \mathcal{E} = 13 \cdot 365 \cdot 24 = 114 \cdot 10^3 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год.}$$

Для определения величины утечки в магистрали, межцеховых и внутрицеховых трубопроводах может быть предложена следующая методика.

Таблица 2.27

Диаметр отверстия повреждения д. мм	Давление в трубопроводе							
	4 бар		6 бар		8 бар		10 бар	
	Расход утечки л/с	Мощность кВт	Расход утечки л/с	Мощность кВт	Расход утечки л/с	Мощность кВт	Расход утечки л/с	Мощность кВт
1	0,7	0,2	1	0,3	1,3	0,5	1,5	1,6
5	18	4,6	26	8	33	13	53	23
10	73	18	103	33	132	50	150	61

### Характеристика потерь от утечек

На рисунке 2.54 представлена схема распределения утечек в сетях потребителей воздуха.

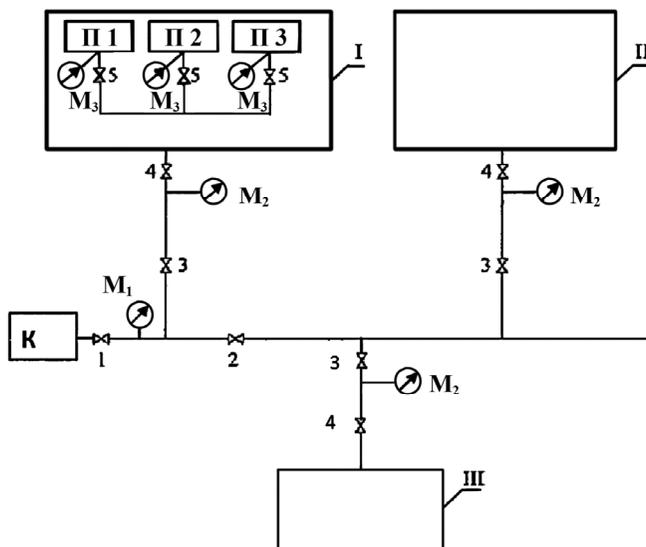


Рис. 2.54. Схема распределения утечек в сетях потребителей воздуха:

- К – компрессор; I, II, III – цехи потребители сжатого воздуха;
- П1, П2, П3 – цеховые потребители сжатого воздуха; 1,2 – задвижки магистральные; 3, 4 – задвижки межцеховых воздухопроводов;
- 5 – задвижки внутрицеховых потребителей; М<sub>1</sub> – манометр, магистральный;
- М<sub>2</sub> – манометр на входе в цех; М<sub>3</sub> – манометр у потребителей

На представленной структурной схеме (рис. 2.54) показаны магистральные, межцеховые и внутрицеховые трубопроводы, оборудованные манометрами и задвижками.

Схема действий при испытании магистрального воздухопровода такова:

а) при работающем компрессоре К и закрытых задвижках 1, 3, 4, 5 (задвижка 2 открыта) открывается задвижка 1 и осуществляется заполнение трубопровода сжатым воздухом до рабочего давления  $P_p$ , определяемого по манометру  $M_1$ . Определяется время заполнения  $\tau_1$ . В этот момент задвижка 1 закрывается;

б) фиксируется время  $\tau_2$ , за которое давление в воздухопроводе падает до некоторого заданного давления  $P_2$ ;

с) определяется утечка воздуха в воздухопроводе:

$$\alpha_{\text{ут}} \approx \frac{(P_1 - P_2)}{P_1} \cdot \frac{\tau_1}{\tau_2} \cdot 100 \%$$

Аналогично проводят испытания других участков трубопроводов.

#### *Охлаждение и подогрев воздуха в трубопроводах*

При течении воздуха в магистральных, как правило неизолированных трубопроводах, воздух охлаждается, что приводит к конденсации, а в зимнее время и замерзанию влаги, а также к снижению работоспособности сжатого воздуха, что должно быть компенсировано увеличением его количества.

Относительный массовый перерасход воздуха  $m$  в сравнении с расчетным потреблением  $m_1$  достаточно точно может быть оценен по формуле:

$$\Delta \bar{m} = \frac{\Delta m}{m_1} \cdot \left( \frac{T_1}{T_2} - 1 \right) \quad (2.47)$$

где  $T_1$  и  $T_2$  - температура воздуха соответственно в начале и в конце неизолированного трубопровода.

Конкретный расчет температурного режима трубопровода с наружным диаметром  $d_{\text{нар}} = 0,112$  м при расходе  $2200 \text{ м}^3/\text{ч}$ , давлении в трубопроводе  $P = 0,8$  МПа, начальной температуре  $t_1 = 135^\circ\text{C}$  и температуре окружающей среды  $t_{\text{oc}} = 10^\circ\text{C}$  показывает, что конденсация паров воды начинается на участке трубопровода длиной 550–600 м и продолжается с дальнейшим охлаждением воздуха (по данным Ю.В. Кузнецова) [3].

В связи с этим подогрев сжатого воздуха перед пневмопотребителями до температур 50–200°C (в зависимости от расстояния и температуры окружающей среды) практически исключает конденсацию влаги и тем более, её замерзание, а также увеличивает работоспособность рабочих инструментов.

Так умеренный подогрев воздуха до 90–100°C перед пневмоинструментом увеличивает его работоспособность на 10–15%, а температура стенок инструмента не превышает 40–50°C.

Подогрев воздуха целесообразно организовать в непосредственной близости от потребителя, что благоприятно сказывается на технологическом процессе. Например, подогретый воздух, поступающий в пневмонасосы и пескоструйные аппараты на пневмотранспорт, заметно улучшает их работу, т.к. не происходит увлажнения сыпучей среды, что предотвращает забивание сопел и снижает простои.

В ряде случаев для воздуховодов с подачей воздуха от КС без установки конечного холодильника возможно отказаться от установки осушки, особенно если воздуховод имеет теплоизоляцию.

*Рациональное сочетание централизованного и децентрализованного воздуховодов снабжения потребителей сжатого воздуха*

В связи со значительным преобразованием структуры многих предприятий и разукрупнением ряда производств, в последние десятилетия возникает необходимость кардинального пересмотра традиционной централизованной схемы воздуховодов снабжения в пользу частично или полностью децентрализованной схемы [3].

Чрезмерная централизация производства сжатого воздуха привела к разветвленной структуре сетей с весьма удаленными и, как правило, малыми потребителями с небольшим расходом сжатого воздуха. Давление у наиболее удаленных потребителей в зависимости от переменного отбора воздуха сильно колеблется, и возникают нарекания на работу центральной компрессорной по уровню рабочего давления воздуха, наличие влаги, конечной температуре и т.д.

Для решения таких вопросов целесообразно децентрализовать производство сжатого воздуха и установить дополнительные компрессоры у отдельных потребителей. Выбор варианта, безусловно, определяется технико-экономическим расчетом.

Наиболее веские причины перехода к децентрализованному воздухообеспечению, как правило, идентичны для различных предприятий:

- потребитель расходует значительное количество воздуха с большой суточной неравномерностью;

- потребитель небольшого расхода воздуха требует сжатый воздух более высокого давления, более высокого класса осушки и очистки по сравнению с его параметрами в общей магистральной;

- потребители небольшого расхода находятся на значительном расстоянии (более 0,5–1 км) от закольцованной заводской сети.

При решении вопроса о децентрализации системы пересматривается сама структура воздухообеспечения с появлением у отдельных потребителей собственных компрессоров, а также замена традиционных турбокомпрессоров и поршневых компрессоров на винтовые компрессоры.

При обеспечении нагрузки потребителей при такой схеме наиболее целесообразно снабжение крупных потребителей с постоянной нагрузкой от «базового» компрессора в номинальном режиме эксплуатации. Децентрализованные потребители снабжаются от винтовых компрессоров, имеющих, как правило, высокие технические показатели при частотном регулировании.

Ряд предприятий России уже провели децентрализацию воздухообеспечения (Ленинградский металлический завод, Вагоностроительный завод им. Войтовича, Подольский машиностроительный завод, Крюковский вентиляторный завод). В большинстве случаев срок окупаемости проведенной реконструкции составил 2–2,5 года. Однако распространение положительного опыта по проблеме «Ц-ДЦ» нельзя считать удовлетворительным.

Объясняется это, с одной стороны, недостаточно изученным влиянием разнообразных факторов на выбор оптимального решения. С другой стороны, определение масштабов влияния зависит от многих показателей, которые в течение короткого времени меняются. К ним относятся, прежде всего, тарифы на электроэнергию, воду, стоимости компрессорного оборудования, транспортировки, коммуникаций и т.д.

Существенным является снижение показателей потребления сжатого воздуха многими производствами, особенно в машиностроении; и если в период 60–80-х гг. преимущество централизованного воздухообеспечения было практически очевидным, то в 90-х и первых годах XXI века характерен переход от традиционных схем к поискам разумного сочетания их с элементами децентрализации.

Все эти тенденции были достаточно проанализированы в диссертации Жучкова А.В., выполненной в МЭИ в 2007 г.

Ценность работы в достаточно кропотливом анализе такой «перестройки» на 40 машиностроительных предприятиях Москвы и Московского региона.

В работе доказательно на конкретных примерах показана целесообразность перехода от волевых методов решения к аргументации проведения тщательного технико-экономического анализа на основе целевой функции минимизации эксплуатационных и капитальных затрат, достигаемых выбором варианта с минимальной величиной утечек, гидравлических потерь, выбором оборудования с минимальными удельными затратами на привод и охлаждение.

В отдельных случаях на некоторых предприятиях удалось доказать целесообразность перехода к обеспечению потребителей от винтовых компрессоров с воздушным охлаждением и отменой водяного охлаждения, особенно при условии дефицита воды или её низкого качества.

В достаточно краткой и обобщенной форме ниже рассмотрен алгоритм выбора оптимальной схемы воздухообеспечения на основе минимизации эксплуатационных и капитальных затрат. Решение задачи достигается посредством применения автоматизированной системы предпроектного выбора и анализа рассматриваемой схемы системы воздухообеспечения.

Отношение количества источников  $m$  (компрессорная станция, группа компрессоров в цехе) к количеству потребителей  $n$  (цех с пневмопотребителями, группа однородных потребителей сжатого воздуха) назовем степенью децентрализации  $K_{дц}$ .

$$K_{дц} = m / n \quad (2.48)$$

При полной децентрализации (см. рис. 2.55), когда количество потребителей  $n$  равно количеству источников  $m$ , эта величина равна единице, а при централизованной структуре (когда все потребители работают от одного источника) является величиной обратной количеству потребителей.

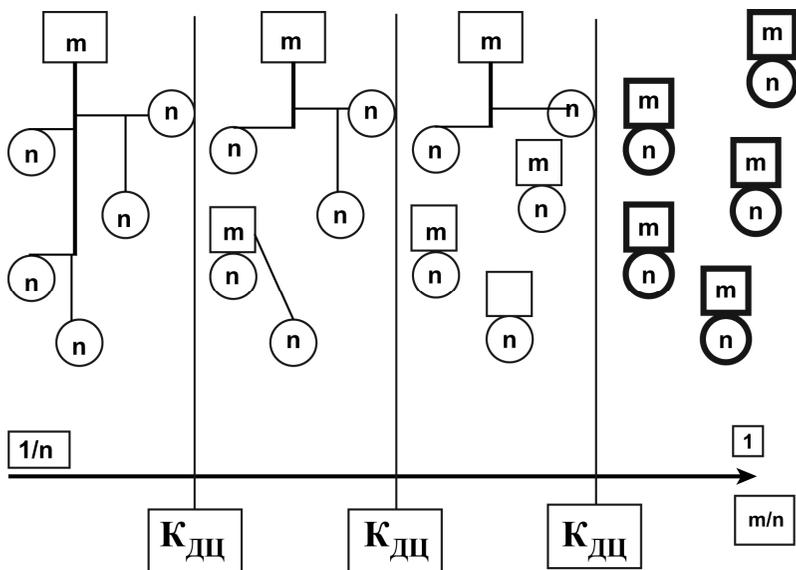


Рис. 2.55. Варианты структуры СВС при разных степенях децентрализации  $K_{дц}$

Выбор оптимального варианта основан на минимизации эксплуатационных, при наименьшем сроке окупаемости капитальных затрат.

Для капитальных затрат стоит задача выбрать вариант с минимальной стоимостью источников воздухообеспечения (компрессоров) и воздухопроводов. При увеличении степени децентрализации (рис. 2.56) наблюдается тенденция увеличения стоимости компрессорного оборудования, т.к. это потребует большего количества небольших компрессоров. Одновременно, при увеличении степени децентрализации снижается стоимость сооружения магистральных воздухопроводов, т.к. снижается их протяженность, а также объемы воздуха, проходящие по имеющимся, что пропорционально влияет на их стоимость. При снижении протя-

женности магистральных воздухопроводов, уменьшаются утечки и затраты на гидравлические сопротивления. Эти тенденции отражены графически (рис. 2.56).

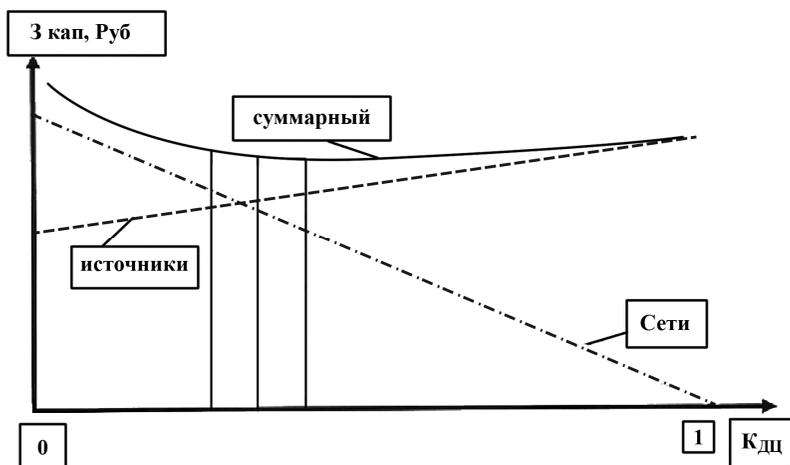


Рис. 2.56. Тенденция изменения величины капитальных затрат в СВС при различной степени децентрализации

Рассматривая эксплуатационные затраты, нужно выбрать вариант с минимальными приведенными (в данном случае к году эксплуатации) затратами на производство заданного количества сжатого воздуха.

Эксплуатационные затраты рассматриваются следующие:

- затраты ЭЭ на привод компрессоров;
- затраты ЭЭ на восполнение утечек в магистральных воздухопроводах;
- затраты ЭЭ на преодоление гидравлических сопротивлений (потери напора на прокачку);
- затраты ЭЭ на охлаждение.

При изменении степени децентрализации (рис. 2.57) потери с утечками и затраты мощности на преодоление гидравлических сопротивлений в магистральных воздухопроводах будут изменяться, т.к. они нормируются в соответствии с объемом прокачиваемого через них воздуха. Затраты ЭЭ на охлаждение изменяются в зависимости от степени децентрализации системы. Для компрессоров с воздушным охлаждением это связано с менее эф-

эффективным охлаждением небольших компрессоров, применяемых при большой степени децентрализации, и сложностями охлаждения очень мощных компрессоров (необходимы большие объемы охлаждаемого воздуха), применяемых при малой степени децентрализации. Эффективность водяной системы охлаждения компрессоров также имеет особенности, что учитывается в расчетах. Аналогичная ситуация наблюдается и для статьи затрат на привод компрессоров.

Итогом исследования заданной системы воздухообеспечения является отыскание двух комбинаций взаимного расположения источников воздухообеспечения и потребителей, каждая из которых является наиболее приемлемой.

В работе показано, что для некоторых предприятий эффект от децентрализации, проведенной на основе используемой методики, позволяет иметь окупаемость инвестиций достигающей 9 месяцев.

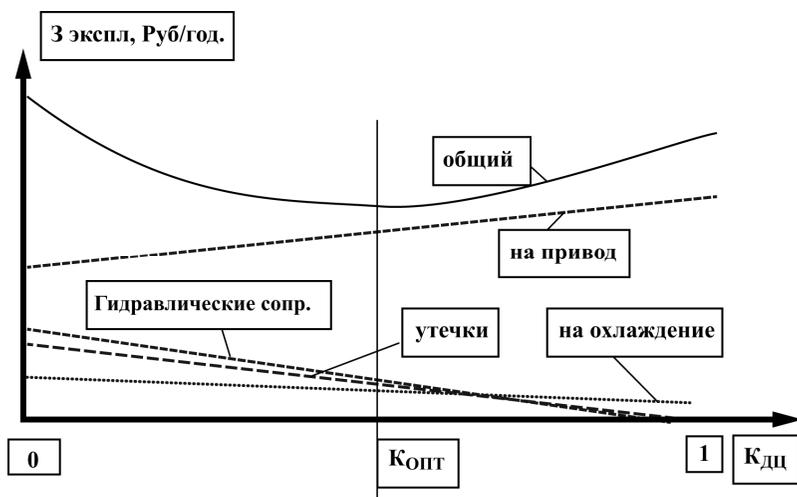
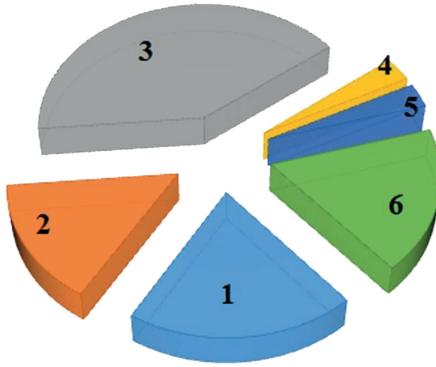


Рис. 2.57. Тенденция изменения величины эксплуатационных затрат в СВС при различной степени децентрализации

Рассмотренная ранее структура потерь (рис. 2.58) существенно изменяется в результате перечисленных мероприятий: основным итогом, безусловно, является увеличение полезной энергии у потребителя до 40, а в отдельных случаях и более процентов.



**Рис. 2.58. Структура распределения энергии в СВС после частичной децентрализации:**

- 1 – потери в СО (20%); 2 – внутренние потери (15%);  
 3 – полезная энергия к потребителю (41%); 4 – потери с утечками (3%);  
 5 – гидравлические потери (3%); 6 – потери от регулирования (18%)

### **Контрольные вопросы**

1. По какой нагрузке выбираются марка и производительность компрессора?
2. Приведите алгоритм выбора марок и количества компрессоров на компрессорной станции.
3. Сравните способы осушки воздуха на компрессорной станции.
4. Как оценивается эффективность работы компрессорной станции с утилизацией теплоты сжатия?
5. Сравните по показателям поршневой и турбокомпрессор.
6. На какие показатели турбокомпрессора оказывает влияние начальная температура и природа сжимаемого газа?

## Глава 3. СИСТЕМЫ ВОДОСНАБЖЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ

### 3.1. Водопотребление промпредприятий и источники воды для его покрытия

Вода на промышленных предприятиях расходуется на разнообразные цели, которые можно объединить в три основные категории:

#### *Производственно-техническое водоснабжение*

1. На охлаждение технологических аппаратов с целью обеспечения необходимого температурного уровня проведения технологического процесса или же с целью обеспечения стойкости элементов и деталей, работающих в области высоких температур или в трущихся узлах механического оборудования.

2. Для выработки пара: в паровых котлах, системах испарительного охлаждения и других утилизационных установках.

3. На промывку различных материалов, машин, деталей, мокрую очистку газов, вентвыбросов и т. п.

4. На гидротранспорт, гравитационное обогащение материалов, гидрозолоудаление и т. п.

5. На приготовление растворов, электролитов и другой продукции.

6. На мокрое тушение кокса, грануляцию шлаков, аспирацию запыленных помещений и т. п.

На большинстве предприятий потребители 1-й группы расходуют 70–85%, 2-й группы – 2–20%, 3 - 6-й групп – 5–15% всего количества производственной воды.

#### *Хозяйственно-питьевое водоснабжение*

1. На утоление жажды рабочих и служащих предприятия, приготовление пищи и мытье посуды в заводских столовых и буфетах.

2. Для помывки рабочих и служащих предприятия в душевых и умывальниках.

3. На стирку в заводских прачечных, уборку помещений цехов и т. п.

4. На полив зеленых насаждений, тротуаров, проездов и т. п.

*Пожарное водоснабжение, обеспечивающее расход воды на тушение пожаров и внутренних возгораний*

Та или иная цель использования производственно-технической воды формирует различие в требованиях к ее качеству. Для потребителей 1-й группы производственно-технического водоснабжения предельная температура используемой воды не должна превышать 30°C, а ее оптимальное значение – 15°C. Эти же потребители не допускают превышения содержания механических примесей выше 50–100; сульфатов – 40; сероводорода – 0,5; масла 1–2; кислорода – 4–6; сухого остатка – 1000 мг/кг. Карбонатная жесткость воды, подаваемой потребителям этой группы, не должна превышать 2–3 мг-экв/л. Для потребителей 2-й группы вода должна быть химически очищенной, и общее содержание солей в ней не должно превышать 100–2000 мг/кг в зависимости от давления вырабатываемого пара.

Группы 3-я и 5-я производственно-технического водоснабжения требуют отсутствия в воде солей и окислов железа. Вместе с тем практически все потребители производственно-технической воды не предъявляют особых требований к ее цвету, запаху, привкусу, содержанию бактерий и т. п.

Для хозяйственно-питьевого водоснабжения вода должна быть прозрачной, без запаха и постороннего привкуса, не должна содержать болезнетворных бактерий, соответствовать [10]. Присутствие же солей в этой воде может достигать до 7 мг-экв/л.

Для тушения пожаров используется вода практически любого качества.

Расчетная потребность конкретного предприятия в технической воде ( $Q_T^p$ ) в значительной степени зависит от типа используемого оборудования и принятой схемы технологического процесса и может определяться только по результатам технологических расчетов водопотребляющих установок.

Удельные нормы расхода воды на единицу продукции, приводимые в литературе, получены в результате обработки и осреднения данных о расходовании воды той или иной отраслью. Эти нормы не учитывают специфику каждого конкретного предприятия и могут использоваться лишь для прикидочных расчетов.

Режим (график) расходования технической воды определяется режимом работы промпредприятия и методами использования воды. Чаще всего встречается достаточно равномерный суточный график технического водопотребления, хотя могут наблюдаться отдельные пики и провалы. Для производственного водоснабжения многих предприятий необходимо учитывать сезонное изменение водопотребления из-за изменений температуры воды в природных источниках в зависимости от времени года. Изменение температуры воды вызывает соответствующее изменение расхода воды, потребляемой на охлаждение материалов и аппаратов.

Суммарное расчетное часовое потребление хозяйственно-питьевой воды на предприятии  $Q_{\text{хв}}^{\text{р}}$  м<sup>3</sup>/ч, определяется на основе [11].

$$Q_{\text{хв}}^{\text{р}} = Q_{\text{ум}}^{\text{р}} + Q_{\text{д}}^{\text{р}} + Q_{\text{п}}^{\text{р}} + Q_{\text{с}}^{\text{р}}, \quad (3.1)$$

где  $Q_{\text{ум}}^{\text{р}}$  – расчетный расход воды рабочими и служащими предприятия для утоления жажды, мытья рук и т. п.;  $Q_{\text{д}}^{\text{р}}$  – расчетный расход воды в душевых предприятия;  $Q_{\text{п}}^{\text{р}}$  – расчетный расход воды на полив территории предприятия;  $Q_{\text{с}}^{\text{р}}$  – расчетный расход воды в заводских столовых.

Для каждого рабочего и служащего предприятия предусматривается потребление каждым из них  $q_{\text{хп}} = 25$  л воды в смену. Для лиц, работающих в горячих цехах с тепловыделениями более 84 кДж на каждый м<sup>3</sup> объема цеха, норма расхода воды повышена до  $q_{\text{хп}}^{\text{г.ц}} = 45$  л/человек в смену.

Эти удельные нормы не включают воду, расходуемую в душевых, столовых и на полив территории предприятий. Расчетный часовой расход воды, м<sup>3</sup>/ч, рабочими и служащими предприятия за максимальную смену определяется по выражению:

$$Q_{\text{ум}}^{\text{p}} = 0,001 \frac{K_{\text{с}} \cdot K_{\text{ч}} \cdot q_{\text{х.п}} (N - N_{\text{г.ц}}) + K_{\text{с}}^{\text{г.ц}} \cdot K_{\text{ч}}^{\text{г.ц}} \cdot q_{\text{х.п}}^{\text{г.ц}} \cdot N_{\text{г.ц}}}{n_{\text{см}}}, \quad (3.2)$$

где  $K_{\text{с}}$  и  $K_{\text{с}}^{\text{г.ц}}$  – соответственно коэффициент суточной неравномерности потребления воды в обычных и горячих цехах. Для большинства промышленных предприятий эти коэффициенты, представляющие отношение максимального суточного расхода к среднему суточному расходу за год, принимаются равными единице;  $K_{\text{ч}}$  и  $K_{\text{ч}}^{\text{г.ц}}$  – соответственно коэффициент часовой неравномерности в обычных и горячих цехах, обычно  $K_{\text{ч}} = Q_{\text{х.п}}^{\text{p}} / Q_{\text{х.п}}^{\text{сч}} = 3,0$ , а  $K_{\text{ч}}^{\text{г.ц}} = 2,5$ ;  $Q_{\text{с.п}}^{\text{сч}}$  – средний часовой расход воды за максимальную смену, м<sup>3</sup>/ч;  $N$  и  $N_{\text{г.ц}}$  – соответственно, количество рабочих и служащих, работающих в максимальную смену на всем предприятии и в его горячих цехах, чел.;  $n_{\text{см}}$  – продолжительность смены, ч.

На производствах, связанных с загрязнением тела или требующих особого санитарного режима, учитывается расход хозяйственно-питьевой воды в душевых из расчета  $q_{\text{д}} = 500$  л/ч на одну душевую сетку. Количество душевых сеток  $N_{\text{д}}$  определяется исходя из численности работников, которым необходимо пользоваться душем, и категории производства. Длительность работы душевых установок принимается равной 0,75 ч после окончания каждой смены.

Расчетный часовой расход, м<sup>3</sup>/ч, на душевые установки предприятия определяется по выражению:

$$Q_{\text{д}}^{\text{p}} = 0,001 N_{\text{д}} \cdot \frac{q_{\text{д}}}{0,75}. \quad (3.3)$$

Расчетный расход воды, м<sup>3</sup>/ч, на полив территории предприятия определяется формулой:

$$Q_{\text{п}}^{\text{p}} = 0,001 \sum_{i=1}^{i=m} \frac{N_{\text{ни}} \cdot F_{\text{ни}} \cdot q_{\text{ни}}}{n_{\text{ни}}}, \quad (3.4)$$

где  $q_{\text{ни}}$  – расход воды на один полив 1 м<sup>2</sup> конкретного вида поливаемой территории, л/м<sup>2</sup> (значение  $q_{\text{ни}}$  изменяется от 0,3 л/м<sup>2</sup> для механизированного полива проездов с усовершенствованным покрытием до 6 л/м<sup>2</sup> при ручном поливе газонов и цветников);  $F_{\text{ни}}$  – площадь поливаемой территории данного вида, м<sup>2</sup>;  $m$  – ко-

личество различных видов поливаемых площадей, шт.;  $N_{pi}$  – количество поливов территории данного вида за сутки, раз/сутки;  $n_{pi}$  – продолжительность полива территории данного вида, ч/сутки.

Расчетный часовой расход хозяйственно-питьевой воды,  $m^3/ч$ , в заводских столовых определяется так:

$$Q_c^p = 0,001 \cdot K_{\text{ч}} \frac{q_6 \cdot N_6}{n_{\text{см}}}, \quad (3.5)$$

где  $q_6 = 12$  – средняя норма расхода воды на одно приготовленное в столовой блюдо, л/блюдо;  $N_6$ , количество блюд, приготавливаемых в столовой за смену, блюд/смену;  $K_{\text{ч}} = 1,5$  – коэффициент часовой неравномерности потребления воды в столовой.

Расход воды для пожаротушения на промышленных предприятиях нормируется [11–15] в зависимости от строительного объема производственных зданий, степени огнестойкости их строительных конструкций и категории производства по пожарной опасности, размещенного в рассматриваемых зданиях.

Потребность предприятия в воде всех категорий удовлетворяется из природных источников, которые должны:

- обеспечивать бесперебойное получение необходимого предприятию количества воды с учетом перспективы его развития;
- подавать воду такого качества, которое отвечает требованиям потребителей или позволяет достигнуть его за счет простой и дешевой обработки исходной воды;
- обеспечивать возможность подачи воды потребителям с наименьшей затратой средств;
- обладать такой мощностью, чтобы расчетный отбор воды из него не нарушал сложившуюся экологическую систему.

Для водоснабжения промпредприятий используются поверхностные (реки, озера, моря) и подземные (родники, грунтовые воды) источники. Воды большинства рек обладают значительной мутностью (иногда содержание взвешенных веществ достигает 12000 мг/л), высоким содержанием органических веществ и бактерий, но относительно небольшой жесткостью. Воды озер отличаются малой мутностью, но спектр их минерализации очень широк. Качество всех поверхностных вод сильно зависит от атмосферных осадков и таяния снегов. В период паводков их мут-

ность и бактериальная загрязненность возрастает, а жесткость снижается.

Подземные воды, как правило, прозрачны, обладают низкой бактериальной загрязненностью, но зачастую сильно минерализованы.

Сопоставляя основные показатели качества воды природных источников и основные требования к ним различных категорий промышленных потребителей, можно рекомендовать большинству систем технического водоснабжения использовать воду поверхностных источников с простейшей ее очисткой, а иногда даже без очистки. В отдельных случаях в качестве источников технической воды для предприятий приходится использовать морскую воду (если ее карбонатная жесткость невелика) и даже очищенные сточные воды городов. Подземные воды на промышленных предприятиях предпочтительно использовать для хозяйственно-питьевых нужд. В ряде случаев потребность предприятия в хозяйственно-питьевой воде разрешается удовлетворять из городского водопровода. Использовать же городскую воду на технические нужды не рекомендуется, так как это отрицательно сказывается на водоснабжении жилых районов города.

### **3.2. Схемы систем водоснабжения промпредприятий**

Для обеспечения водой промышленного предприятия создается его система водоснабжения, представляющая комплекс взаимосвязанных сооружений, общими задачами которых являются получение воды из природного источника, повышение ее качества до уровня, требуемого потребителями, транспорт воды ко всем точкам ее потребления и обеспечение в каждой из них необходимого потребителям давления.

В состав системы водоснабжения могут включаться следующие основные сооружения:

– водозаборные сооружения, осуществляющие отбор воды из выбранного для данного предприятия источника или источников;

– насосные станции, обеспечивающие создание необходимых давлений в основных сооружениях системы водоснабжения и у потребителей воды и преодоление гидравлических сопротивлений при транспорте воды через водоводы, водопроводную сеть, очистные сооружения и т. п.;

– сооружения для очистки, обработки и охлаждения воды, осуществляющие улучшение качества природной и отработанной воды в соответствии с требованиями потребителей, которые ее будут использовать;

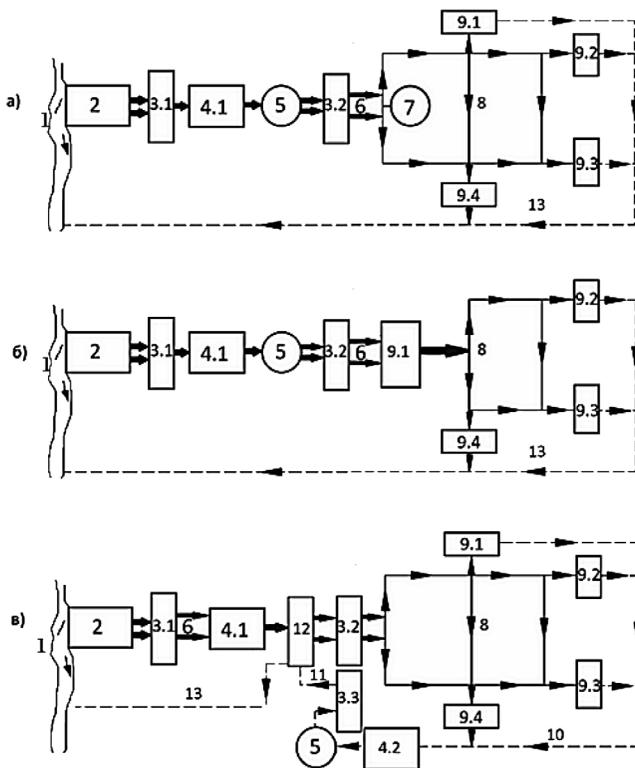
– водопроводы и водопроводные сети, по которым вода транспортируется к объектам и местам потребления;

– регулирующие и запасные емкости для сохранения и аккумуляирования воды.

На большинстве предприятий в связи с существенными различиями в требованиях потребителей к качеству технической и хозяйственно-питьевой воды создают отдельную систему производственно-технического водоснабжения и отдельную систему объединенного хозяйственно-питьевого и противопожарного водоснабжения. В отдельных случаях (например, на предприятиях пищевой промышленности, где значительная доля технической воды должна соответствовать [10]) создают единую систему водоснабжения для всех групп потребителей. А на предприятиях с высокой пожароопасностью иногда создают отдельную систему противопожарного водоснабжения.

На рисунке 3.1 показаны три основных варианта систем водоснабжения промышленных предприятий. Прямоточная система водоснабжения, представленная на рис. 3.1, *а*, применяется для хозяйственно-питьевого и противопожарного водоснабжения. Производственно-техническое водоснабжение может выполняться как по прямоточной схеме, так и по схеме повторного использования воды (рис. 3.1, *б*) и оборотного (рис. 3.1, *в*) водоснабжения.

При работе прямоточной системы вода забирается из природного источника 1 через водозаборное устройство 2 и подается насосами станции первого подъема 3.1 на очистные сооружения 4.1. Очищаясь в них до необходимого потребителям качества, она собирается в резервуаре очищенной воды 5, откуда насосами станции второго подъема 3.2 через водоводы 6 подается на территорию предприятия.



**Рис. 3.1. Системы водоснабжения промпредприятия:**

- а* – прямоточная; *б* – повторного использования; *в* – оборотная;
- 1 источник водоснабжения; 2 – водозаборное сооружение; 3.1 – насосная станция I подъема; 3.2 – насосная II подъема; 3.3 – насосная оборотной воды; 4.1 – очистные сооружения природной воды; 4.2 – установки очистки загрязненных стоков; 5 – резервуар очищенной воды; 6 – водоводы; 7 – напорная регулирующая емкость; 8 – водопроводная сеть; 9.1–9.4 – потребители воды; 10 – сеть трубопроводов для сброса отработанной воды и продувок; 11 – сеть трубопроводов для транспортировки отработанной воды к установкам ее очистки и охлаждения; 12 – охлаждающие устройства

Резервуар 5 позволяет сгладить пики водопотребления и выровнять режим работы водозаборных устройств, очистных сооружений и насосов первого подъема. Все эти устройства рассчитываются на работу с равномерной загрузкой в течение суток. Попав из водоводов в проложенную по территории предприятия водопроводную сеть 8, вода через нее поступает к потребителям 9.1, 9.2 и т. д. С водопроводной сетью предприятия может соеди-

няться напорная, регулирующая емкость 7, позволяющая несколько сглаживать влияние пиков водопотребления на работу станции второго подъема и водоводов. Вся отработавшая у потребителей вода через канализационную систему 13 сбрасывается в водоем ниже места забора воды. При работе прямоточной системы из источника водоснабжения забирается все необходимое потребителям количество воды. Поэтому производительность водозаборных устройств, очистных сооружений и насосов первого подъема приходится выбирать из условий покрытия полной потребности предприятия в воде за сутки максимального водопотребления, что увеличивает размеры и мощности этих элементов, а следовательно, удорожает их. Возрастает и потребление электроэнергии. Кроме того, требуется выбрать источник с достаточным дебитом воды. Часто такой источник может находиться в отдалении от предприятия и к нему приходится прокладывать достаточно протяженные водоводы, что увеличивает их стоимость и расход электроэнергии насосами второго подъема. Недостатком прямоточной системы является и то, что вся отработавшая вода сбрасывается в природные водоемы, дебит которых должен позволить поглотить эти сбросы без нарушения экологического равновесия. Прямоточная система применяется для хозяйственно-питьевого и противопожарного водоснабжения, так как повторное использование воды этими потребителями исключается. Для технического водоснабжения, даже для случаев, когда качество природного источника позволяет использовать воду без очистки, отпадает потребность в очистных сооружениях, резервуаре очищенной воды и насосной второго подъема, предпочитают использовать системы водоснабжения, позволяющие снизить забор природной воды и количество сбросов в водоемы. Следует отметить, что передовые технологии водопользования ориентированы на схемы сброса отработанной воды выше места забора предприятий с индивидуальными схемами организации водозабора и водоотведения для особо ответственных потребителей (например, такие схемы уже давно функционируют во Франции с дифференциацией схем для атомной энергетики).

Если среди потребителей технической воды имеется потребитель с большим расходом 9.1, сбросная вода от которого по количеству и всем параметрам может удовлетворять остальных

потребителей (9.2, 9.3 и т. д.), то в этих случаях применяют систему повторного использования воды, представленную на рисунке 3.1, б.

Эта система работает по прямоточному режиму, но из источника 1 забирается только то количество воды, которое необходимо потребителю 9.1, а остальные используют его сбросную воду. Данная система позволяет сократить количество забираемой природной воды и сбрасываемых стоков, снизить производительность и удешевить элементы 2, 3.1, 3.2, 4.1, 5, 6, 8, 13, т. е. практически всю систему водоснабжения. В предельном случае потребности в свежей воде в этой системе удастся сократить в два раза, соответственно сократив и величину стоков отработавшей воды в водоемы.

Еще большие возможности в удешевлении системы технического водоснабжения, сокращении потребления свежей воды и сбросов загрязненных стоков открывает использование оборотной системы водоснабжения, общая схема которой приведена на рисунке 3.1, в. Для создания оборотной системы водоснабжения используется то обстоятельство, что 70 – 85% технической воды в технологических аппаратах только нагревается и после охлаждения может использоваться повторно. В этой системе можно использовать и ту часть оставшихся 15 – 30% технической воды, которая в технологическом процессе загрязняется сравнительно легко удаляемыми перед повторным использованием примесями. В системе оборотного водоснабжения насосы станции второго подъема 3.2 подают воду через водопроводную сеть 8 к потребителям 9.2, 9.1 и т. д. Нагревшаяся и загрязнившаяся у потребителей вода по системе трубопроводов 10 направляется к установке очистки загрязненной воды 4.2. Прошедшая очистку, но еще теплая вода собирается в резервуаре 5, а из него насосами станции оборотной воды 3.3 подается на охлаждающие устройства 12. Охлажденная в них вода опять подается к потребителям насосами 3.2. Если вода у потребителей не загрязняется, то в оборотную систему не входит установка очистки 4.2. При работе оборотной системы часть воды теряется: с уносом, испарением и продувкой из охлаждающих устройств; с утечками через неплотности и за счет сброса в канализацию воды, загрязняющейся у потребителей

примесями, не разрешающими ее повторное использование. Для компенсации этих потерь из природного источника 1 забирается соответствующее количество воды и насосами первого подъема 3.1 по водоводам 6 направляется на очистные сооружения 4.1. Очищенная вода сливается в бассейн охлаждающих устройств. Для поддержания солевого баланса из этого бассейна ведется непрерывная продувка части воды в канализацию 13.

Использование оборотных систем водоснабжения позволяет снизить затраты на сооружение водозаборных устройств, насосных станций первого подъема, водоводов, очистных сооружений природной воды и канализационных линий, а также снизить количество сбросов загрязненной воды в водоемы.

В большинстве случаев даже без учета экологических преимуществ экономия на стоимости перечисленных элементов выше, чем дополнительные затраты на сооружение охлаждающих устройств, установок очистки загрязненной воды и системы трубопроводов для транспорта загрязненных и теплых вод. В настоящее время оборотные системы технического водоснабжения повсеместно вытесняют прямоточные. В таблице 3.1 приводятся сравнительные данные о потреблении природной воды металлургическим заводом при разных системах водоснабжения.

Использование оборотных систем водоснабжения позволяет в 3–20 раз сократить количество потребляемой природной воды и в еще большей степени сброс загрязненных сточных вод.

При работе охлаждающих устройств оборотных систем водоснабжения возникают потери воды на испарение, которые определяются по СП 31.13330.2012, м<sup>3</sup>/ч:

$$P_1 = K \cdot \Delta t \cdot Q, \quad (3.6)$$

где  $P_1$  – количество воды, теряемой с испарением в охлаждающих устройствах (при  $t_n = 30^\circ\text{C}$  и  $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ ,  $P_1 = 0,018Q$ );  $K$  – коэффициент, учитывающий долю теплоотдачи испарением в общей теплоотдаче в зависимости от температуры воздуха  $t_n$ ;  $\Delta t = (t_1 - t_2)$  – ширина зоны охлаждения воды в охладителе,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_1$  – температура отработавшей воды,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_2$  – температура охлажденной воды,  $^\circ\text{C}$ ;  $Q$  – количество охлаждаемой воды, м<sup>3</sup>/ч.

Таблица 3.1

**Потребление свежей воды цехами металлургического завода**

На именование цехов, потребляющих техническую воду	Расход технической воды в процентах от общего потребления ее заводом					
	прямоточная система		система повторного использования воды		оборотная система	
	всего	свежей воды	всего	свежей воды	всего	свежей воды
ТЭЦ и ПВС	53	53	53	53	53	1,75
Доменный	15	15	15	—	15	0,5
Прокатный	12	12	12	—	12	0,4
Газоочистки	10	10	10	—	10	0,33
Мартеновский	7	7	7	—	7	0,27
Вспомогательные	3	3	3	3	3	1,75
Всего по заводу	100	100	100	56	100	5

При испарении все содержащиеся в испарившейся части оборотной воды примеси (соли, механические взвеси и т.д.) остаются в системе. Теряется вода и с уносом из охладителей в виде капель. По СП 31.13330.2012 этот унос  $P_2$  должен приниматься равным  $(0,005 - 0,01)Q$  для башенных градирен и  $(0,002 - 0,005)Q$  – для вентиляторных.

Однако исследования работы градирен показывают, что при исправной конструкции водоуловителей потери с капельным уносом  $P_2 = (0 - 0,0035)Q$ . Потери воды с испарением и уносом компенсируются добавкой свежей воды, которая вносит в систему добавочное количество примесей. Таким образом, содержание солей и других примесей в оборотной воде устанавливается выше, чем в свежей. Так, если содержание каких-то примесей в свежей воде обозначить  $N_{ci}$ , а содержание этих же примесей в оборотной

воде  $N_{oi}$ , то для соблюдения баланса этих примесей в оборотной воде должно соблюдаться соотношение:

$$(P_1 + P_2) N_{ci} = P_2 N_{oi}, \quad (3.7)$$

или

$$N_{ci} = N_{oi} \frac{P_2}{P_1 + P_2}. \quad (3.8)$$

При  $P_2 = 0,003Q$  и  $P_1 = 0,015Q$

$$N_{ci} = \frac{0,003Q}{0,003Q + 0,015Q}, \quad N_{oi} = 0167N_{oi},$$

т. е. для поддержания необходимого качества оборотной воды качество свежей воды должно быть в шесть раз лучше. Выполнение этого условия потребует больших затрат на очистку свежей воды и тем самым снизит экономические преимущества оборотных систем водоснабжения. Легче обеспечить поддержание качества оборотной воды путем продувки части ее  $P_3$  из резервуара после охлаждающего устройства в канализацию. В этом случае соблюдение баланса примесей и требуемое качество свежей воды будет определяться соотношениями:

$$(P_1 + P_2 + P_3) N_{ci} = (P_2 + P_3) N_{oi}, \quad (3.7a)$$

$$N_{ci} = N_{oi} \frac{P_2 + P_3}{P_1 + P_2 + P_3}. \quad (3.8a)$$

Варьируя величину продувки, можно обеспечить необходимое качество оборотной воды при менее жестких требованиях к качеству свежей воды. Непрерывная продувка одного процента оборотной воды ( $P_3 = 0,01Q$ ) позволит обеспечить необходимое ее качество при подпитке свежей водой только в 2,1 раза чище оборотной, что обеспечивается при достаточно простых и дешевых схемах очистки.

Необходимость осуществления продувки из одиночной системы оборотного водоснабжения не позволяет сделать ее полностью бессточной.

Для осуществления бессточного режима предприятия, отдельного производства или цеха необходимо, чтобы все продувочные воды были полностью использованы в технологическом процессе данного производства или же их избытки были обезврежены и уничтожены на специальных установках. Кроме того, для охраны окружающей среды от загрязнений нужно, чтобы и все

отходы, образующиеся в процессе производства и очистки сточных вод (шламы, осадки, растворы), были использованы в данном производстве или в других отраслях народного хозяйства. Более благоприятные перспективы для перехода к бессточному водоснабжению создаются на тех предприятиях, которые проводят замену технологических процессов, протекающих с потреблением воды, на безводные (замена мокрой очистки газов и вентвыбросов сухой очисткой, замена гидротранспорта материалов пневмотранспортом, переход на воздушное охлаждение оборотной воды в «сухих» градирнях). Большое значение имеет также совершенствование технологического оборудования, направленное на сокращение утечек в воду сырья, нефтепродуктов и других веществ, затрудняющих ее очистку.

Бессточные системы водоснабжения наиболее рационально организовывать на основе объединения автономных локальных оборотных систем технического водоснабжения цехов и производств в общую рациональную схему использования воды на предприятии в целом.

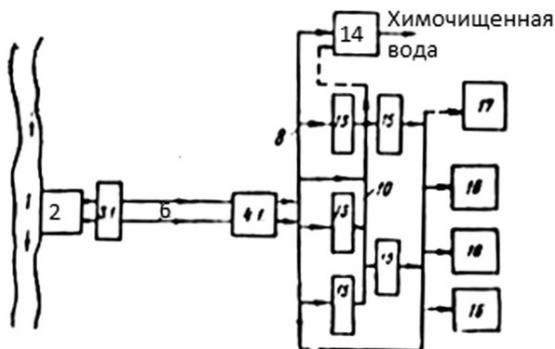
Входящие в общую бессточную систему локальные системы оборотного водоснабжения должны включать кроме очистных и водоохлаждающих сооружений также и шламовое хозяйство и установки для доочистки или уничтожения продувочных вод. Характер загрязнений, содержащихся в оборотных водах после разных технологических процессов, и методы очистки и доочистки оборотных и продувочных вод весьма разнообразны. Применяются механические, физико-химические, химические и биохимические методы и их сочетание. В каждой локальной автономной системе следует применять те из них, которые обеспечивают больший оборот воды и получение таких осадков и шламов, которые могут быть использованы в данном производстве.

Локальные автономные системы оборотного водоснабжения, располагающиеся вблизи цехов, создают благоприятные условия для контакта с производственным персоналом, обслуживающим технологический процесс и осуществляющим контроль за установленными нормативами технологических выбросов, поступающих в сточные воды, облегчают очистку и стабилизацию оборотной воды.

Бессточные системы водоснабжения требуют каскадного использования продувочной воды. В этом случае все локальные оборотные системы делятся на группы в соответствии с требованиями, предъявляемыми к качеству воды технологическими процессами. Первую группу оборотных систем составляют так называемые «чистые» циклы, обслуживающие потребителей с наивысшими требованиями к качеству воды по содержанию примесей и температуре. Это оборотные системы потребителей, у которых ухудшение качества воды и выпадение осадков на охлаждаемых поверхностях приводит к существенному снижению экономичности технологических процессов (ТЭЦ, компрессорные холодильные и кислородные станции, цехи с большим количеством кожухотрубчатых теплообменников для охлаждения жидких и газообразных продуктов и др.). В этих циклах вода непосредственно не соприкасается с охлаждаемым продуктом, поэтому ее качество зависит только от качества подпитки и величины продувки. Вторую группу оборотных систем так называемого «грязного» цикла составляют системы, в которых вода соприкасается с технологическим продуктом, и ее качество в основном определяется примесями, воспринятыми от продукта, а не качеством подпитки. Это системы очистки технологических газов, гидротранспорта различных материалов, охлаждения обрабатываемого материала путем его полива или погружения в ванны, промывки материалов после крашения, травления и т. п.

Третью группу образуют технологические потребители, безвозвратно расходующие техническую воду, качество которой для них не играет существенной роли. Это установки мокрого тушения кокса и шихты, гидрообеспыливания помещений, грануляции шлака и т. п.

При каскадном использовании продувочной воды (рис. 3.2) природная вода из источника 1 забирается через водозаборное устройство 2 насосами первого подъема 3.1 и, пройдя очистные сооружения 4.1, подается через трубопроводы свежей технической воды 8 на химводоочистку 14 и на покрытие потребности в свежей воде всех трех 13, 15, 16 групп потребителей.



**Рис. 3.2. Схема бессточного использования технической воды**

- 13 – локальные оборотные системы «чистого» цикла; 14 – химводоочистка;  
 15 – локальные оборотные системы «грязного» цикла; 16 – технологические потребители, расходующие воду; 17 – станция обезвреживания стоков;  
 18 – трубопроводы продувочной воды из оборотных систем «грязных» циклов

Подпитка локальных оборотных систем «чистого» цикла 13 осуществляется только свежей водой. Продувочная вода этих оборотных систем через систему трубопроводов 10 обеспечивает подпитку локальных оборотных систем «грязного» цикла 15, сокращая потребление ими свежей воды. А продувка оборотных систем «грязного» цикла через систему трубопроводов 18 подается для удовлетворения нужд потребителей 16, безвозвратно расходующих воду, сокращая потребление ими свежей воды. При благоприятном соотношении размеров недопотребления всех перечисленных категорий потребителей бессточный режим может быть реализован за счет рациональной схемы использования продувок и некоторой вариации их величины по различным циклам. При неблагоприятном водном балансе, когда продувочные воды «чистого» цикла не могут поглотиться «грязным» циклом предприятия, допускается направлять избыток этой воды на химводоочистку вместо свежей, полученная вода используется для питания паровых котлов и систем испарительного охлаждения (СИО). При избытке продувки «грязного» цикла необходимо избыточную ее часть направлять на станцию обезвреживания стоков 17, где в зависимости от состава примесей они будут обезврежены путем обессоливания выпарки или сжигания.

В таблице 3.2 приведен баланс использования технической воды в агломерационном производстве при бессточной схеме. Баланс воды в системе складывается следующим образом. Продувочные воды чистого цикла аглофабрики в количестве 0,06 м<sup>3</sup>/т используются как добавка в подпиточную воду «грязного» цикла, а продувочные воды «грязного» цикла в количестве 0,09 м<sup>3</sup>/т после доочистки от механических примесей, добавляются к свежей воде, расходуемой на тушение «возврата». Хотя общее удельное водопотребление аглофабрики составляет 14,4 м<sup>3</sup>/т, свежая вода в количестве 0,79 м<sup>3</sup>/т расходуется только на покрытие потерь и безвозвратное потребление. Отсутствуют и сбросы загрязненной воды в природные источники.

Таблица 3.2

**Баланс воды в системах оборотного водоснабжения  
аглофабрики металлургического завода на 1 т чугуна**

Наименование потребителей воды	Удельный расход воды, м <sup>3</sup> /т	Потери или безвозвратное потребление, м <sup>3</sup> /т	Расход на продувку, м <sup>3</sup> /т	Расход на подпитку, м <sup>3</sup> /т			Примечания
				всего	в том числе		
					свежей	продувочной	
Охлаждение оборудования	5,58	0,1	0,06	0,16	0,16	—	«Чистый цикл»
Гидротранспорт пыли и газоочистка	8,28	0,15	0,09	0,24	0,18	0,06	«Грязный» цикл»
Увлажнение шахты	0,07	0,07	—	0,07	0,07	—	Безвозвратное потребление
Тушение «возврата»	0,29	0,29	—	0,29	0,20	0,09	То же
Гидрообеспыливание	0,18	0,18	—	0,18	0,18	—	То же

Перевод систем технического водоснабжения промышленных предприятий на бессточный режим является основным методом их совершенствования.

Для проектирования системы водоснабжения, выбора количества и размеров ее сооружений и оборудования необходимо правильно определить расчетные режимы работы каждого ее элемента. Расчетный режим любого сооружения системы водоснабжения определяется величиной расчетного расхода; максимальным и минимальным значениями температур воды, проходящей через него; величиной расчетного давления (напора), которое должен создавать или выдерживать данный элемент сооружения.

Основным фактором, определяющим режим работы всех элементов системы водоснабжения, является режим расходования воды потребителями, которые эта система должна обслуживать.

При проектировании систем водоснабжения промышленных предприятий режим расхода воды на производственные нужды (график водопотребления) может носить, в соответствии с технологическим проектом предприятия, весьма разнообразный характер и меняться как по сезонам года, так и по часам суток.

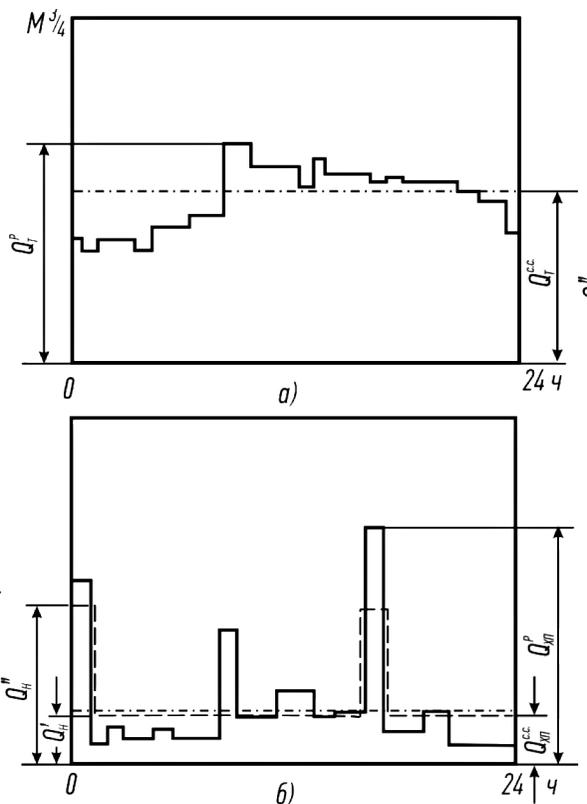
Один из возможных вариантов характера суточных графиков производительного и хозяйственно-питьевого водопотребления промышленного предприятия приведен на рис. 3.3. Суточный график технического водопотребления (рис. 3.3, а) обычно равномерен. Расход в нем изменяется только из-за разного количества оборудования, работающего в разные смены, и из-за остановок крупных агрегатов, потребляющих воду. Значения коэффициентов часовой неравномерности

$$K_{\text{ч}} = Q_{\text{т}}^{\text{п}} / Q_{\text{т}}^{\text{ср}}$$

для технического водоснабжения обычно изменяются в пределах от 1,0 до 1,2. Значение  $K_{\text{ч}}$ , из-за изменения температуры природной воды по сезонам может изменяться в более широких пределах.

Суточный график хозяйственно-питьевого водопотребления (рис. 3.3, б) носит более пиковый характер из-за концентрированного, но кратковременного расхода воды в душевых и в обеденные перерывы. Для этих потребителей  $K_{\text{ч}}$ , близок к единице, а  $K_{\text{ч}} = Q_{\text{т}}^{\text{п}} / Q_{\text{т}}^{\text{ср}}$  может достигать значений  $K_{\text{ч}} = 3 - 4$ . На основании суточных графиков и полученных из них значений  $Q_{\text{т}}^{\text{п}}$  и  $Q_{\text{хв}}^{\text{п}}$

рассчитываются необходимые диаметры водопроводной сети, водоводов и установленная производительность насосов второго подъема прямоточных систем водоснабжения, не имеющих в своем составе напорной регулирующей емкости.



**Рис. 3.3. Графики суточного водопотребления промпредприятий:**

*а* – в системе производственно-технического водоснабжения;

*б* – в системе хозяйственно-питьевого водоснабжения

Для обратных систем водоснабжения по значению  $Q_T^p$  определяют необходимые диаметры водопроводных сетей. По значению  $Q_T^p$  с учетом величины потерь и безвозвратного потребления определяются диаметры трубопроводной сети для транспорта загрязненной и нагретой воды; потребная производительность насосов обратного водоснабжения; производительность охлаждающих и очистных сооружений отработавшей воды.

Расчетная производительность насосов первого подъема, водозаборных и очистных сооружений природной воды в прямой системе технического водоснабжения выбирается исходя из подачи ежечасно, м<sup>3</sup>/ч:

$$Q_T^I = Q_T^{cc} + \Delta Q_{CH}^{oc}. \quad (3.9)$$

В системе хозяйственно-питьевого водоснабжения насосы первого подъема должны обеспечить подачу, м<sup>3</sup>/ч, равную

$$Q_{ХП}^I = Q_{ХП}^{cc} + \Delta Q_{CH}^{oc} + \frac{3Q_{пож}}{24}, \quad (3.10)$$

где  $Q_T^{cc}$  и  $Q_{ХП}^{cc}$  – соответственно средняя потребность в воде за час смены максимального водопотребления на технические и хозяйственно-питьевые нужды, м<sup>3</sup>/ч;  $Q_{CH}^{oc}$  – часовой расход воды на собственные нужды очистных сооружений природной воды, м<sup>3</sup>/ч;  $Q_{пож}$  – часовая потребность в воде на тушение расчетного количества пожаров внутренних возгораний на предприятии, м<sup>3</sup>/ч (запас воды, израсходованный за три часа тушения расчетного количества пожаров, должен быть восстановлен за 24 часа после окончания пожара).

Для оборотных систем водоснабжения при определении расчетной производительности насосов первого подъема, водозаборных и водоочистных сооружений в выражение (3.9) должна подставляться величина  $Q_T^{cc}$ , подсчитанная исходя из среднесуточной потребности в свежей воде на покрытие потерь с уносом, испарением и продувкой из охлаждающих устройств, а также сбросом в канализацию вод, не участвующих в оборотных циклах.

Емкость резервуаров очищенной воды выбирается исходя из необходимости обеспечить подачу воды насосами второго подъема из резервуара по графикам водопотребления предприятия (рис. 3.3), при равномерном поступлении в резервуар воды от насосов первого подъема в количестве  $Q_T^I$  или  $Q_{ХП}^I$ .

Расчетная величина напоров в том или ином сооружении системы водоснабжения определяется наибольшей высотой расположения аппарата, потребляющего воду, максимальным избыточным давлением воды, поддерживаемым перед аппаратом, и величиной гидравлических сопротивлений трубопроводов и сооружений данной системы.

### 3.3. Основные сооружения систем производственного водоснабжения

#### 3.3.1. Охлаждающие устройства

В системах оборотного водоснабжения промышленных предприятий охлаждение воды – один из процессов ее обработки, необходимый для повторного использования в технологических процессах и установках. Температура охлаждения воды должна выбираться из технико-экономических соображений, ибо, как правило, более глубокое охлаждение воды связано и с большими капитальными и эксплуатационными затратами.

В качестве охлаждающих устройств на промышленных предприятиях используют естественные и искусственные водоемы, брызгальные бассейны и градирни. Во всех этих устройствах охлаждение воды осуществляется отводом теплоты в окружающую среду, в основном в результате ее испарения при непосредственном контакте с воздухом.

В градирнях, оснащенных секциями поверхностей охлаждения, процесс охлаждения происходит с помощью передачи тепла через стенки теплообменника.

Независимо от типа охладителя первый способ теплоотвода с теплотехнической точки зрения более эффективен, так как в этом случае возможно более глубокое охлаждение воды – идеально до температуры мокрого термометра. Так, при наружной температуре воздуха  $t_n = 30^\circ\text{C}$  и относительной влажности  $\varphi = 60\%$  разность температур сухого и мокрого термометров составляет  $\Delta t = 7^\circ\text{C}$  ( $t_m = 23^\circ\text{C}$ ). При понижении температуры  $t_n$  и повышении влажности  $\varphi$  величина  $\Delta t$  уменьшается и предел температуры охлаждения близок к  $t_n$ .

В действительности температура воды после охладительного устройства всегда выше температуры окружающей среды на величину  $\Delta t_d$ , зависящую от типа устройства, условий эксплуатации, состояния поверхности теплообмена и т. д.

Охлаждение воды в естественных и искусственных водоемах происходит как за счет ее испарения, так и в результате тепломассообмена воды с воздухом и ее смешения с основной массой воды в бассейне.

При выполнении расчетов, связанных с охлаждением воды в бассейнах, определяют необходимую поверхность бассейна  $F$ ,  $\text{м}^2$ , или удельную поверхность воды в сутки  $f_{\text{уд}}$ ,  $\text{м}^2/\text{м}^3$ . Для приближенных расчетов можно принять необходимую площадь бассейна-охладителя от 30 до 50  $\text{м}^2$  для охлаждения 1  $\text{м}^3/\text{ч}$  воды на 8–10°C.

Брызгальные устройства, используемые для охлаждения воды в искусственных и естественных водоемах, представляют собой систему сопел, в которые под напором от насоса подается вода. При диспергировании воды на мелкие капли создается большая поверхность, способствующая эффективному теплообмену с окружающим воздухом.

Тепловые характеристики (зависимости температуры охлажденной воды от температуры окружающей среды и гидродинамических показателей, напора, скорости ветра) определяют обычно из специально построенных номограмм. Работа брызгальных устройств сопряжена со значительным уносом циркуляционной воды (примерно в 2,5–3 раза выше, чем в градирнях).

Описание брызгальных устройств, конструктивные характеристики их элементов и номограммы для расчета показателей охлаждения можно найти в специальной литературе [16].

В градирнях осуществляется процесс охлаждения воды воздухом путем их непосредственного контакта. Эффективность охлаждения зависит от поверхности соприкосновения теплоносителей, что в значительной степени определяется степенью распыления воды.

За счет более правильной организации теплосмешивающихся потоков воды и воздуха эффективность охлаждения в градирнях выше, чем в водоемах, они обладают меньшей стоимостью.

Подробное исследование сухих градирен было проведено Кузнецовым Ю.В. на турбинном заводе в г. Синара [3].

По конструктивному исполнению и условиям организации теплообмена градирни подразделяют на открытые, башенные и вентиляторные.

По способу охлаждения воды градирни подразделяют на капельные, пленочные и капельно-пленочные.

Открытые градирни могут быть брызгального и капельного типа. Первый из них отличается от брызгальных бассейнов наличием ограждений из жалюзийных решеток. Одной из важных

характеристик работы градирен служит плотность орошения  $q$ , отношение расхода циркулирующей воды  $Q$ , м<sup>3</sup>/ч, к площади поперечного сечения оросителя  $F_{\text{ор}}$ , м<sup>2</sup> ( $q = Q/F_{\text{ор}}$ ). Плотность орошения таких градирен достигает 1,5–3 м<sup>3</sup>/ч на 1 м<sup>2</sup>.

Открытые капельные градирни имеют оросительное устройство, обычно выполняемое из деревянных щитков. Плотность орошения в них принимается от 2 до 4 м<sup>3</sup>/ч на 1 м<sup>2</sup>.

Башенные градирни обычно выполняют железобетонными в виде вытяжной трубы с гиперболической поверхностью высотой около 50–70 м. Такие градирни применяют для охлаждения больших количеств воды на химкомбинатах, ТЭС и др. Охлаждение воды в них происходит в основном за счет частичного испарения. Потеря воды из циркуляционного контура за счет испарения  $P_1$  примерно равна расходу пара в конденсаторе турбины. Плотность орошения башенных градирен составляет 2,5–3,5 м<sup>3</sup>(м<sup>2</sup>·ч).

Необходимая площадь орошения градирни, м<sup>2</sup>, может быть оценена по формуле:

$$F_{\text{ор}} = f_{\text{уд}} \cdot N_{\text{ст}}, \quad (3.11)$$

где  $f_{\text{уд}}$  – удельная площадь градирни, м<sup>2</sup>/кВт;  $N_{\text{ст}}$  – мощность станции, кВт.

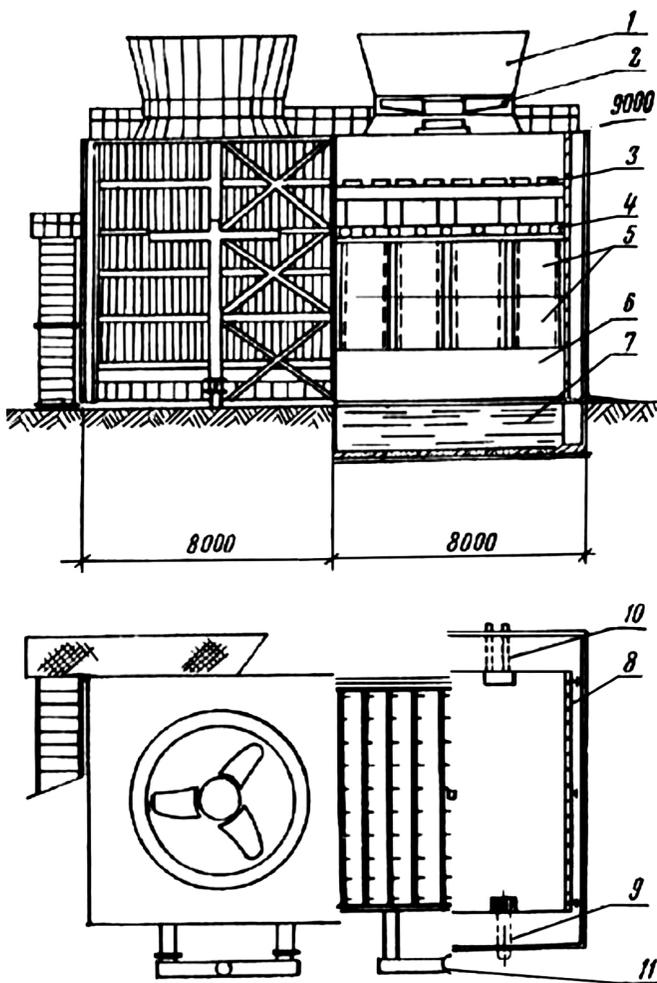
Для капельных градирен  $f_{\text{уд}} = 0,05–0,1$  м<sup>2</sup>/кВт, для пленочных  $f_{\text{уд}} = 0,025–0,05$  м<sup>2</sup>/кВт. Более точный расчет ведут по номограммам [13].

Вентиляторные градирни разделяются на башенные, оборудованные вентиляторами большой производительности с диаметром лопастей от 10 до 18 м, и секционные, состоящие из нескольких секций; циркуляция воздуха в каждой секции обеспечивается своим вентилятором. Башенные градирни применяют для охлаждения оборотной воды в количестве более 10000 м<sup>3</sup>/ч с площадью секции 400 м<sup>2</sup> и более, круглые, квадратные, многоугольные в плане, односекционные или секционные.

Для охлаждения оборотной воды в количестве от 100 до 10000 м<sup>3</sup>/ч следует применять многосекционные градирни с площадью каждой секции не более 200 м<sup>2</sup>.

На рисунке 3.4 показана вентиляторная двухсекционная градирня со стальным каркасом. Вода подается в градирню по водораспределительному устройству 4 на поверхности орошения.

Циркуляция воздуха создается вентилятором 2, который подает его из окружающей градирню атмосферы через воздухоходные окна 8. Водоуловитель 3 служит для улавливания капель воды с целью уменьшения уноса. Охлажденная вода собирается в водосборном бассейне 7 и отводится по отводящему водоводу 9.



**Рис. 3.4. Вентиляторная двухсекционная градирня со стальным каркасом:**

- 1 – выходной патрубок; 2 – вентилятор; 3 – водоуловитель;
- 4 – водораспределительное устройство; 5 – оросительное устройство;
- 6 – воздухораспределительное устройство; 7 – водосборный бассейн;
- 8 – воздухоходные окна; 9 – отводящий водовод; 10 – переливной водовод;
- 11 – подводящий водовод

Максимальная высота вентиляторных градирен составляет около 12 м. Для циркуляции воздуха применяются вентиляторы 2ВГ25, 1ВГ50, 2ВГ70 с диаметром лопастей от 4 до 7 м.

Расчет показателей градирен проводят по графикам зависимости температуры охлажденной в градирне воды от тепловой и гидравлической нагрузок и метеорологических условий.

На рисунке 3.5 даны графики для определения температуры охлажденной воды в башенной градирне с капельным оросителем.

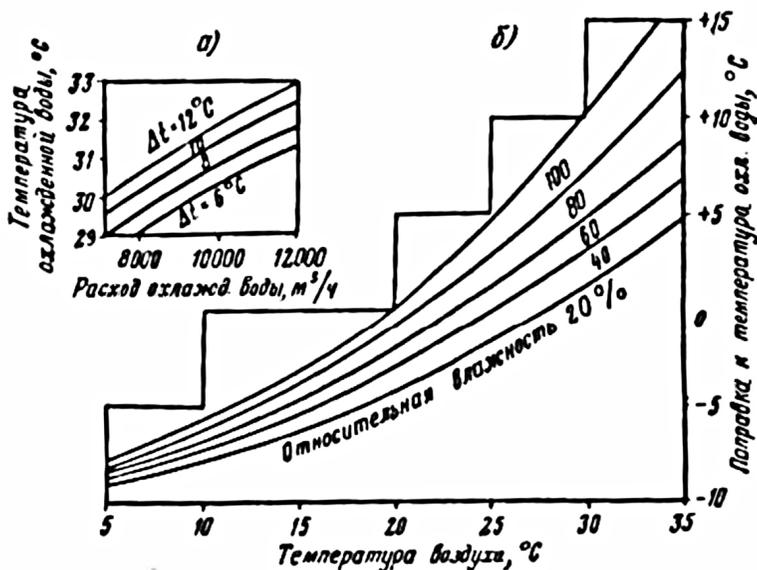


Рис. 3.5. Зависимость для определения температуры охлаждающей воды в градирне

Основной график 3.5, а построен при температуре воздуха  $t_n = 25^\circ\text{C}$  и относительной влажности  $\varphi = 54\%$ , а на рис. 3.5, б нанесен вспомогательный график для внесения поправок к температуре охлажденной воды при других параметрах воздуха.

Температура воды  $t_2$  находится по заданному расходу охлаждаемой воды и ширине зоны охлаждения в охладителе  $\Delta t$ . Необходимая поправка к температуре охлажденной воды со знаком «+» или «-» определяется из графика 3.5, б по заданным температуре воздуха и относительной влажности.

Потери на испарение воды в градирне, м<sup>3</sup>/ч, определяются по следующей эмпирической формуле:

$$P_1 = (0,001 + 0,00002 t_n) \cdot \Delta t \cdot Q, \quad (3.12)$$

где  $P_1$  – количество испарившейся воды в градирне, м<sup>3</sup>/ч;  $Q$  – расход воды на градирню;  $t_n$  температура воздуха по сухому термометру, °С;  $\Delta t$  – ширина зоны охлаждения в градирне, °С.

Кроме потерь воды на испарение, некоторое ее количество уносится вместе с воздухом за пределы градирни. Потери на унос воды для вентиляторных градирен составляют около 0,3% от циркуляционного расхода.

Суммарные потери воды в капельной градирне составляют примерно 3–4% с учетом потерь воды в уплотнениях, насосах и т. п.

В последние десятилетия все чаще применяют радиаторные или сухие градирни, использующие в качестве охладителей воды секционные аппараты воздушного охлаждения (АВОВ). Основная причина появления таких устройств – возрастающий дефицит охлаждающей воды, повышение ее стоимости и требований к ее качеству. Вода, циркулирующая в замкнутом технологическом цикле, отбирает тепло от объекта в кожухотрубчатом холодильнике и охлаждается наружным воздухом в АВОВ; таким образом, создается замкнутый контур охлаждения.

Использование АВОВ позволяет устранить одни из главных недостатков капельных вентиляторных градирен – большие потери воды с уносом воздуха и на испарение. Второй существенный недостаток капельных градирен – подверженность металлоконструкций градирни коррозии, чему способствует большая влажность проходящего через градирню воздуха, а также наличие в этом воздухе соединений, образующих агрессивную среду, ускоряющую коррозию. Испарение воды приводит к повышению концентрации солей в ней, что выводит из строя трубопроводы коммуникаций и пучков теплообменной аппаратуры.

Применение АВОВ может в значительной степени решить эти проблемы, поскольку позволяет свести до минимума потери воды (только утечки через неплотности), а также использовать для охлаждения в холодильниках охлаждаемых устройств чистую, умягченную, не загрязняемую во времени воду, которая к тому же не испаряется и не образует накипи на охлаждаемых поверхно-

стях. Это приводит к значительной экономии капитальных и эксплуатационных затрат.

Снижение опасности отложения накипи позволяет повысить температурный потенциал охлаждаемой воды до 70–80°C (а в отдельных случаях и выше) вместо обычно принятых 35–40°C, что дает возможность утилизации теплоты, отведенной от охлаждаемых объектов.

К недостаткам сухих градирен следует отнести следующие:

- значительная металлоемкость аппарата;
- наличие существенной разности температур между водой, выходящей из АВОВ, и окружающим воздухом;
- больший по сравнению с обычными вентиляторными градирнями расход электроэнергии на привод вентиляторов.

Типовая конструкция АВОВ шатровой компоновки показана на рис. 3.6. При поверхности охлаждения 12800 м<sup>2</sup> градирня имеет минимальные габариты 11,3х8,4х8,0 м. Теплообменные четырехрядные секции собраны из стальных труб длиной 8,0 м и коэффициентом оребрения 14,6. В основании конструкции АВОВ размещается осевой вентилятор с диаметром колеса 7,0 м. Лопасти вентилятора поворотные, что позволяет регулировать расход воздуха через градирню в зависимости от температуры окружающей среды. Тепловая нагрузка составляет 3860 кВт.

Последовательность расчета АВОВ состоит в следующем. Определяется тепловая нагрузка аппарата, кВт.

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к воздуху определяется по формуле, Вт/(м<sup>2</sup>·°C):

$$\alpha_0 = (\lambda_0 \cdot Nu_0) / B, \quad (3.13)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $B$  – шаг ребер секции градирни, м;  $Nu_0$  – критерий Нуссельта, определенный по формуле:

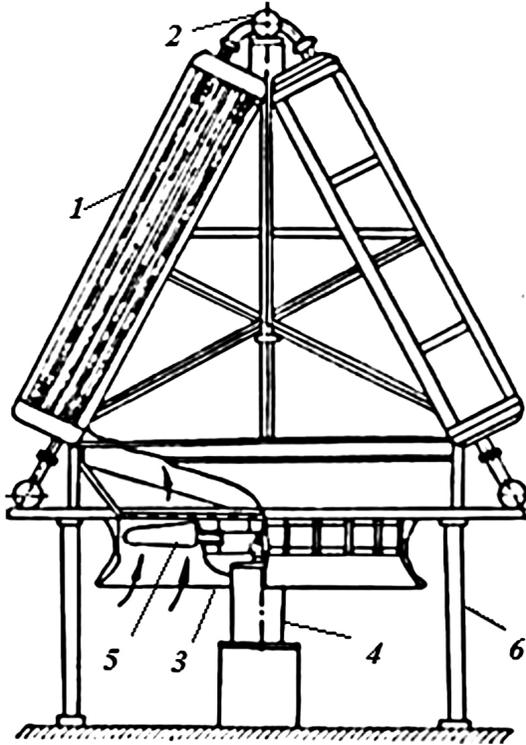
$$Nu_0 = 0,223 Re_0^{0,65} \cdot \left(\frac{d_n}{B}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_p}{B}\right)^{-0,14}, \quad (3.14)$$

здесь  $h_p$  – высота ребер, м;  $d_n$  – диаметр трубки, м,  $Re_0$  – критерий Рейнольдса, вычисленный по формуле:

$$Re_0 = (B \cdot \omega_0) / \nu_0, \quad (3.15)$$

где  $\nu_0$  – кинематическая вязкость воздуха,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $\omega_0$  – скорость воздуха в межтрубном пространстве,  $\text{м}/\text{с}$ :

$$\omega_0 = V_0 / 16F_{\text{ж.с.}}, \quad (3.16)$$



**Рис. 3.6. Аппарат воздушного охлаждения (сухая градирня)**

- 1 – теплообменная секция; 2 – подающий коллектор воды; 3 – вентилятор;  
4 – электропривод вентилятора; 5 – лопасти вентилятора; 6 – каркас

Здесь  $V_0$  – объемный расход воздуха через аппарат,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  
 $F_{\text{ж.с.}}$  – живое сечение одной секции АВОВ для воздуха:

$$F_{\text{ж.с.}} = 0,38 (7,441 \cdot 0,83) = 3,27 \text{ м}^2.$$

Используя формулы (3.13) – (3.16) для различных средних температур воздуха в АВОВ и объемных расходов воздуха через аппарат, получим соответствующие значения коэффициентов теплоотдачи.

С учетом поправочного коэффициента  $\delta = 0,75$  находится приведенный коэффициент теплоотдачи  $\alpha'_0$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°C):

$$\alpha'_0 = \delta \cdot \alpha_0. \quad (3.17)$$

Данные для различных температур воздуха и объемных расходов сведены в табл. 3.3.

Коэффициент теплоотдачи от воды к стенке, Вт/(м<sup>2</sup>·°C), определяют по формуле

$$\alpha_x = B \frac{(\rho_x \cdot \omega_x)^{0,8}}{d_{\text{вн}}^{0,2}}, \quad (3.18)$$

где  $\rho_x$  – плотность воды при средней температуре, кг/м<sup>3</sup>;  $\omega_x$  – скорость воды в трубах, м/с;  $d = 0,016$  м – диаметр трубок;  $B$  – критерий (табл. 3.4).

Таблица 3.3

### Расчет коэффициентов теплоотдачи к воздуху

Наименование величины	Обозначение	Единица измерения	Численные значения		
			–10	20	50
Средняя температура воздуха в АВОВ	$t_0$	°C	–10	20	50
Массовый расход воздуха через аппарат	$M_0$	кг/с		335	
Объемный расход воздуха через аппарат	$V_0$	м <sup>3</sup> /с	363	405	450
Критерий Рейнольдса	$Re_0$	–	1350	1800	2430
Критерий Нуссельта	$Nu_0$	–	7,98	9,43	11,65
Коэффициент теплоотдачи	$\alpha_0$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	80	81	84
Поправочный коэффициент	$\delta$	–		0,75	
Приведенный коэффициент теплоотдачи	$\alpha'_0$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	60	61	63

Коэффициенты для теплоотдачи от воды к стенке находятся для различных средних температур воды в трубах и различных скоростях воды. Данные сведены в табл. 3.4.

Таблица 3.4

### Расчет коэффициентов теплоотдачи от воды к стенке

Наименование величин	Обозначение	Единица измерения	Численные значения				
			0	10	20	30	40
Средняя температура воды в трубах	$\bar{t}_x$	°С	0	10	20	30	40
Критерий	$B$	–	4,91	5,67	6,45	7,21	7,98
Скорость воды в трубе	$C'_x$	м/с	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Коэффициент теплоотдачи	$\alpha'_x$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	1890	2180	2480	2770	3060
Скорость воды в трубах	$C''_x$	м/с	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Коэффициент теплоотдачи	$\alpha''_x$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	2990	3790	4320	4830	5333
Скорость воды в трубах	$C'''_x$	м/с	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
Коэффициент теплоотдачи	$\alpha'''_x$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	5700	6600	7500	8400	9300

Значения термических сопротивлений стальной стенки  $R_{ст} = 5,18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \cdot \text{°С/Вт}$ , загрязнений  $R_{заг} = 3,5 \text{ м}^2 \cdot \text{°С/Вт}$ .

При минимальных значениях коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_x^{\min} = 1570 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$ ;  $\alpha_0^{\min} = 48,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$  значение коэффициента теплопередачи  $K_{\min} = 30 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$ . При максимальных значениях коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_x^{\max} = 7500 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$  и  $\alpha_0^{\max} = 59 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$  значение коэффициента теплоотдачи  $K_{\max} = 50,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$ . Среднее расчетное значение коэффициента теплопередачи  $K_{ср} = 40 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$ .

Расчет эффективности АВОВ, проведенный для различных расходов воды, сведен в табл. 3.5. Из этой таблицы следует, что изменение расхода воды в три раза, например три подключенных к градирне компрессора вместо одного, на эффективности градирни сказывается незначительно ( $\varepsilon = 0,62-0,4$ ).

Пользуясь данными табл. 3.5 и формулой

$$\varepsilon = \frac{W_r(t'_r - t''_r)}{W_{\min}(t'_r - t''_r)}, \quad (3.19)$$

находят температуру охлаждающей воды на выходе из АВОВ в зависимости от количества охлаждающей воды, температуру воздуха  $t$  и температуру воды на входе  $t$ .

Таблица 3.5

### Расчет эффективности АВОВ на разных режимах

Наименование величины	Обозначение	Единица измерения	Численные значения		
Водяной эквивалент охлаждающего воздуха	$W_0$	кВт/°С	–	342	–
Коэффициент теплопередачи	$K$	Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	–	40	–
Массовый расход воды	$M_x$	кг/с	69,5	139	208
Водяной эквивалент	$W_x$	кВт/°С	291	582	873
Отношение водяных эквивалентов	$W_m/W_0$	–	1,73	1,47	1,47
Эффективность	$\varepsilon$	–	0,62	0,55	0,4

На рисунке 3.7 представлены эти зависимости для двух вариантов, соответствующих подключению одного и двух компрессоров К-250-61-1 к градирне. В первом варианте (один компрессор, сплошные линии) тепловая нагрузка составляет 1100 кВт,  $M_x = 250$  м<sup>3</sup>/ч. Во втором варианте (два компрессора, штриховые линии) тепловая нагрузка составляет 2200 кВт,  $M_x = 500$  м<sup>3</sup>/ч.

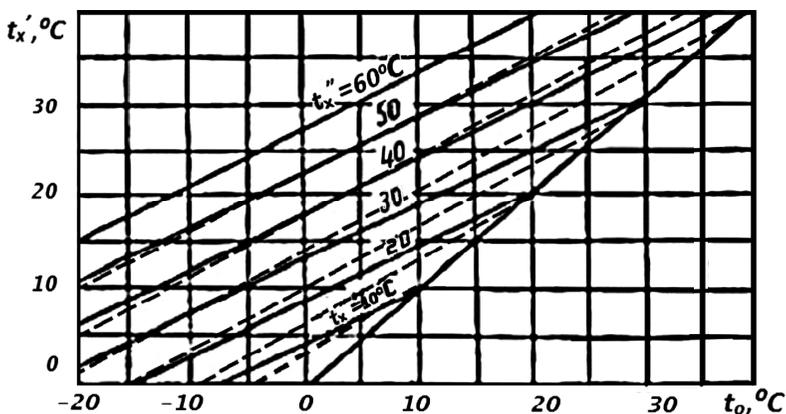


Рис. 3.7. Зависимость для определения температуры охлажденной воды в сухой градирне

### 3.3.2. Очистные сооружения систем технического водоснабжения

Использование воды природных источников и загрязненных сточных вод требует обязательной обработки воды перед подачей ее в технологические системы потребителей.

Основные процессы обработки воды для технического водоснабжения проходят в очистных сооружениях, в задачу которых входит:

- удаление из воды содержащихся в ней взвешенных веществ (осветление воды);
- устранение веществ, обуславливающих цветность воды (обесцвечивание воды);
- уничтожение содержащихся в воде бактерий (обеззараживание воды);
- удаление из воды катионов кальция и магния (умягчение воды).

Удаление взвешенных механических примесей природных и сточных вод чаще всего осуществляют или путем отстаивания воды в отстойниках, или пропуском воды через слой ранее выпавшего осадка в осветлителях, или пропуском воды через слой зернистого фильтрующего материала в фильтрах, или же путем комбинированного использования названных аппаратов и методов.

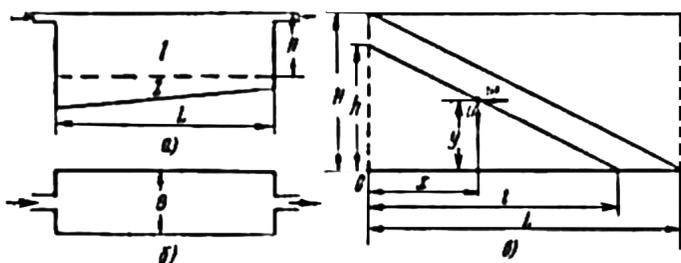


Рис. 3.8. Горизонтальный отстойник:

$a$  – продольный разрез;  $б$  – план;  $в$  – траектория выпадения взвеси

Горизонтальный отстойник (рис. 3.8,  $a$ ) представляет собой бассейн  $I$  прямоугольной формы в плане длиной  $L$ , шириной  $B$ , глубиной  $H$ . Вода, подлежащая осветлению, подводится с од-

ного торца бассейна, проходит вдоль зоны осаждения 1 отстойника и отводится у противоположного торца. Ниже глубины  $H$  в отстойнике расположена зона накопления 2, в которой собирается и уплотняется выпавший осадок, причем ее дно имеет уклон, обратный ходу воды, не менее 0,02. Если рассмотреть на рис. 3.8, взвешенную частицу, находящуюся в потоке воды в точке с координатами  $x$  и  $y$ , то уравнение ее траектории в дифференциальной форме будет:

$$-\frac{dx}{dy} = \frac{u}{w}, \quad (3.20)$$

где  $u$  – вертикальная скорость выпадения частицы, м/с;  $w$  – скорость ее горизонтального перемещения вместе с потоком воды, м/с. Обычно в горизонтальных отстойниках  $w = 5,0–10,0$  мм/с.

Разделив переменные, проинтегрировав и найдя постоянную интегрирования  $C = -hw$  (из граничного условия  $y = h$  при  $x = 0$ ), получим уравнение траектории частицы:

$$ux - (h-y)w = 0. \quad (3.21)$$

Самый длинный путь для выпадения на дно ( $y = 0$ ) отстойника потребует частице, которая па входе в него будет находиться на его поверхности, т. е. на высоте  $h = H$ . Таким образом, для задержания всех частиц, поступивших в отстойник, он должен иметь длину,  $m$ , равную

$$L = \frac{w}{u} H. \quad (3.22)$$

Скорость выпадения частицы в воде по формуле Стокса, м/с, определяется из выражения

$$u = \frac{g(\rho - \rho_0)}{18\mu} \cdot d^2, \quad (3.23)$$

где  $\rho$  и  $\rho_0$  – соответственно плотности частицы и воды, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  – вязкость воды, кг/(м·с);  $d$  – эквивалентный диаметр частицы, м;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Таким образом, в зависимости от плотности, формы и размеров взвешенных частиц, а также температуры воды в отстойнике меняется скорость выпадения частицы  $u$  и требующаяся длина отстойника  $L$  для заданной степени осветления воды.

Кроме того, при получении выражения (3.23) предполагалось, что скорость  $w$  постоянна по сечению отстойника. В реальных отстойниках эта скорость меняется по высоте и ширине отстойника  $L$  и меняются турбулентные пульсации. СП 31.13330.2012 рекомендует определять длину отстойника исходя из скорости выпадения взвеси с учетом следующих параметров:

- средняя высота зоны осаждения, м, принимаемая равной 3–3,5 м в зависимости от высотной схемы станции;
- расчетная скорость горизонтального движения воды в начале отстойника, принимаемая равной 6–8, 7–10 и 9–12 мм/с соответственно для вод маломутных, средней мутности и мутных.

Если ширина отстойника значительна, то он разделяется продольными перегородками на отсеки шириной не более 6 м. Объем зоны накопления отстойника должен быть рассчитан на прием осадка, выпадающего между его чистками, м<sup>3</sup>:

$$V_{\text{зн}} = \frac{Q_{\text{сут}}(N_{\text{ср}}^{\text{M}} - N_0^{\text{M}})n_{\text{вып}}}{1000\delta}, \quad (3.24)$$

где  $Q_{\text{сут}}$  – суточная пропускная способность отстойника, м<sup>3</sup>/сутки;  $N_{\text{ср}}^{\text{M}}$  и  $N_0^{\text{M}}$  – соответственно, средняя в период между выпусками осадков расчетная мутность поступающей воды и заданная мутность отстоенной воды, мг/л;  $n_{\text{вып}}$  – продолжительность периода между выпусками осадков, сутки;  $\delta$  – расчетная концентрация уплотненного осадка в зоне накопления, г/л.

При изменении  $N_{\text{ср}}^{\text{M}}$  от 100 до 2500 мг/л значение  $\delta$  изменяется от 8 до 40 г/л. При значительном содержании взвешенных частиц в осветляемой воде удаление осадка из отстойника должно быть механизировано, что требует установки скребковых транспортеров с насосом или системы дырчатых труб, и связано со значительным расходом воды на собственные нужды. Горизонтальные отстойники экономически оправдываются при необходимости осветлять более 10 м<sup>3</sup>/с воды. Обычно сооружают не менее двух параллельно работающих горизонтальных отстойников. В воду перед подачей в отстойник, как правило, добавляют коагулянт, способствующий укрупнению взвеси. Глубина зоны осаждения  $H = 2,5\text{--}3,5$  м.

Вертикальные отстойники (рис. 3.9) применяются при обработке не более  $1,0 \text{ м}^3/\text{с}$  воды и представляют собой цилиндрический корпус 1 с коническим днищем 8 и центральной цилиндрической трубой 2. Осветленная вода по трубе 3 подается в верхнюю часть центральной трубы 2 и, опускаясь по ней вниз, проходит через гаситель 6 в нижнюю часть корпуса отстойника. Далее вода движется со средней скоростью  $w = 0,5\text{--}0,6 \text{ мм/с}$  вверх по кольцевому сечению между корпусом и центральной трубой и отводится через сборный желоб 4 и отводную трубу 5. Взвешенные частицы во время восходящего движения воды стремятся опуститься со скоростью выпадения частиц  $u$  вниз.

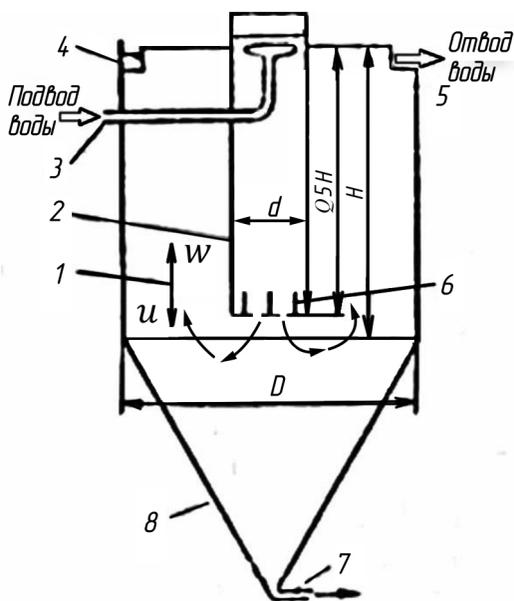


Рис. 3.9. Вертикальный отстойник

Все частицы, у которых  $u \geq w$ , будут задерживаться в отстойнике и постепенно оседать в его нижней части, угол конусности которой  $\alpha = 50\text{--}60^\circ$  обеспечивает сползание осадка к отводной трубе 7. По трубе 7 осадок периодически удаляется из отстойника без выключения его из работы. Высота цилиндрической части отстойника  $H = 4\text{--}5 \text{ м}$ .

Диаметр отстойника, м:

$$D = \sqrt{\frac{\beta \cdot 4 \cdot Q}{\pi \omega} + d^2}, \quad (3.25)$$

где  $Q$  – расчетное количество воды, проходящей через отстойник,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $\beta$  – коэффициент объемного использования отстойника, учитывающий наличие зон с локальными значениями скорости движения воды больше  $w$ ;  $d = \frac{4Q \cdot n}{0,9 \cdot H \cdot \pi}$  – диаметр центральной трубы, м;  $n = 900\text{--}1200$  – необходимое время пребывания в центральной трубе, с.

Обычно рекомендуется в вертикальных отстойниках иметь отношение  $D/H$  не более 1,5. Вертикальные отстойники, как правило, используют коагулированную воду. Радиальные отстойники (рис. 3.10) представляют собой круглый железобетонный резервуар  $I$  большого диаметра  $D$ , небольшой глубины  $H$  ( $D/H > 3,5$ ).

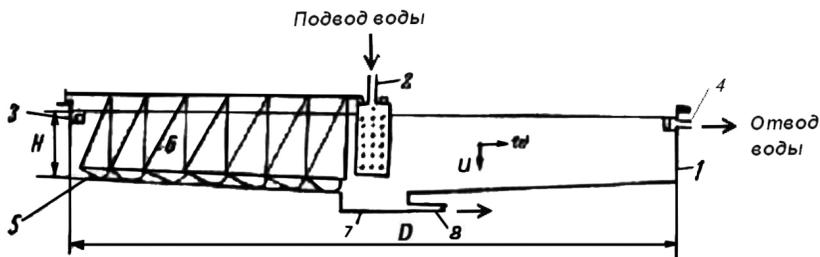


Рис. 3.10. Радиальный отстойник

При увеличении отношения  $D/H$  возрастают горизонтальные составляющие скорости движения воды, причем значение скорости по мере продвижения воды от центра к периферии снижается. Вода подается в центральную часть отстойника внутрь цилиндра 2 с глухим дном и дырчатой стенкой, погруженного в отстойник на глубину  $H$ . Через отверстия в стенках цилиндра поток воды равномерно распределяется по отстойнику и движется к его периферии, где поступает в круговой водосливной желоб 3, а из желоба отводится по трубам 4. Глубина отстойника на его периферии  $H = 1,5\text{--}2,5$  м. Дно отстойника выполняется с уклоном 0,04 по направлению к центру.

Глубина отстойника в центре  $H_{ц} = H + iR$ , где  $R$  – радиус радиального отстойника, м:

$$R = \sqrt{\frac{Q}{\pi k u_0}}. \quad (3.26)$$

Осадок выпадает на дно отстойника и специальными скребками 5, закрепленными на медленно вращающейся вокруг центра отстойника ферме 6, сгребается в приямок 7, откуда удаляется по грязевой трубе 8.

Радиальные отстойники применяются для осветления больших расходов как коагулированной, так и некоагулированной воды ( $Q > 10\text{--}12 \text{ м}^3/\text{с}$ ). Возможность механизированного удаления осадка без прекращения работы отстойников делает их использование особенно целесообразным при большой (более 2000 мг/л) мутности природных и сточных вод. Ряд взвесей обладает способностью быстро укрупняться при медленном перемешивании воды без добавления коагулянта. Опыт показывает, что 69,1% взвесей, содержащихся в воде, сбрасываемой от газоочистки сталеплавильного конвертера, выпадают в осадок через 15 минут отстаивания в неподвижной воде, а при медленном перемешивании уже через 1 минуту выпадает в осадок 81,3% взвешенных частиц.

Учет флокуляционных свойств взвесей позволяет значительно увеличить производительность аппаратов для осветления воды.

Безнапорный гидроциклон (рис. 3.11) представляет собой цилиндрический корпус 3 с коническим днищем 5 (угол конусности днища  $60^\circ$ ). Вода подводится тангенциально по одной или двум трубам 4 в нижнюю часть корпуса. Отвод воды производится в кольцевой желоб 6 в верхней части корпуса, а из него через отводную трубу 1. В верхней части корпуса, ниже переливной кромки, в кольцевой желоб, установлена коническая диафрагма 2 с диаметром отверстия, равным радиусу гидроциклона. Шлам отводится через шламовое отверстие внизу конуса. Тангенциальный подвод воды способствует ее вращательно-поступательному движению. Медленное вращение вначале совершается в узком пристенном слое, но по мере подъема воды ширина вращающегося потока расширяется, а вертикальная скорость движения снижается. Это обстоятельство, а также и то, что вращательное движение снижает турбулентность, благоприятно сказывается на качестве осветления.

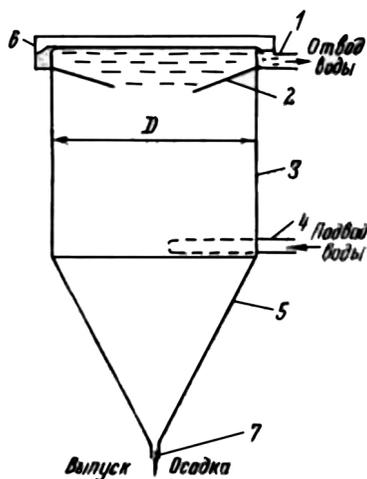


Рис. 3.11. Безнапорный гидроциклон

Эффективность работы гидроциклона увеличивается с увеличением его диаметра, а также при использовании коагулянтов. Высота цилиндрической части гидроциклона принимается равной его диаметру, поэтому во избежание увеличения строительной высоты диаметр гидроциклона не превышает 8 м. Диаметр гидроциклона определяется исходя из допустимой удельной нагрузки, устанавливаемой из опыта осветления данных типов сточных вод, и требующейся степени их осветления.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q \cdot 3600}{\pi q} + d^2}, \quad (3.27)$$

где  $q$  – допустимая удельная часовая нагрузка на единицу площади гидроциклона,  $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ .

Рисунок 3.12 показывает характер изменения удельной нагрузки. Для очистки значительных расходов сточных вод можно использовать радиальный отстойник с камерой хлопьеобразования циклонного типа. Камера хлопьеобразования цилиндрического типа диаметром до 10 м размещается в центре радиального отстойника. Коагулированная вода в нее подводится тангенциально в нижнюю часть, приобретает вращательно-поступательное движение и переливается через переливную кромку в верхний слой отстойной части. Эффективность работы таких комбинированных отстойников в два раза выше, чем у обычных.



Рис. 3.12. Зависимость концентрации взвеси в осветленной воде от нагрузки гидроциклона:  
1 — при коагуляции; 2 — без коагуляции

При повышенных требованиях технологии к качеству воды и наличию в исходной воде большого количества мелкодисперсной взвеси осветление в отстойниках может оказаться недостаточным и потребуются дополнительная стадия очистки. Один из таких дополнительных способов очистки позволяет использовать аппараты (осветлители), в которых осветляемая коагулированная вода проходит в отстойник через слой ранее выпавших осадков.

Осветлитель, одна из возможных конструкций которого приведена на рис. 3.13, представляет собой цилиндрический сосуд 1 с конусным дном 2. Вода с коагулянт по трубе 3 подается в лоток 4, служащий воздухоотделителем, а из него по вертикальной трубе 3 подается в дырчатые трубы 5. Через отверстия в этих трубах вода поступает в пространство, ограниченное снизу сплошным днищем 12, а сверху — дырчатым днищем 13. Днище 12 разделяет осветлитель на камеру осадкоуплотнения (ниже щита) и основную камеру (выше щита). Через отверстия в дырчатом щите осветленная вода проходит в основную камеру, в которой происходит выпадение взвешенных частиц. Частицы, выпадающие из воды, оседают на поверхности дырчатого днища, образуя слой осадка 6. Последующие порции осветленной воды фильтруются через этот слой и очень интенсивно очищаются в нем как от крупных, так и от мелких взвешенных частиц. Осветленная вода поднимается вверх и переливается в лоток 10, из которого отводится

через трубу 9. Для того чтобы осветлитель полностью не заполнялся осадком, в днище 12 заделывается система осадкоотводящих труб 7, высота которых определяет высоту фильтрующего слоя осадка 6. Осадкоуплотняющая камера через трубы 8 соединяется с желобом 10. Так как уровень воды в основной камере выше, чем в желобе 10, то под действием этой разности уровней возникает циркуляция воды из основной камеры через трубы 7 в осадкоуплотняющую камеру, а из нее через трубу 8 в желоб 10. При этом вода, сливающаяся в трубы 7, захватывает весь слой осадка выше их уровня в осадкоуплотняющую камеру, где он осаждается. По мере накопления осадка он отводится через трубу 11. Осветлители работают эффективно только при незначительных колебаниях расхода воды.

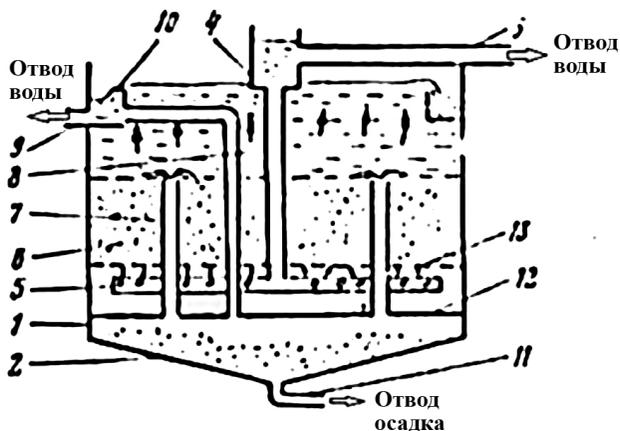


Рис. 3.13. Осветлитель с дырчатым днищем

Процессы, происходящие во взвешенном слое осадков, очень сложны, что затрудняет нахождение прямых численных соотношений между требуемым эффектом осветления и основными параметрами взвешенного слоя. Поэтому расчет осветлителей основан на использовании результатов технологического моделирования. СП 31.13330.2012 рекомендует принимать расчетные скорости восходящего движения коагулированной воды над слоем взвеси  $w_0$  и долю воды, уходящую в осадкоуплотняющую камеру  $K_0$ , по данным табл. 3.5.

**Значения скорости восходящего потока в зоне осветления  
и коэффициента распределения воды между зоной  
осветления и зоной отделения осадка**

Мутность воды, поступающей в осветлитель, мг/л	Скорость восходящего потока воды в зоне осветления, мм/с		Коэффициент распределения воды
	в зимний период	в летний период	
От 50 до 100	0,5–0,6	0,7–0,8	0,7–0,8
Св. 100 до 400	0,6–0,8	0,8–1	0,8–0,7
Св. 400 до 1000	0,8–1	1–1,1	0,7–0,65
Св. 1000 до 1500	1–1,2	1,1–1,2	0,64–0,6

Примечание. Нижние пределы указаны для хозяйственно-питьевых водопроводов.

Суммарная площадь осадкоотсасывающих труб,  $m^2$ , определяется как

$$F = \frac{k_0 \cdot Q}{1000 w_{от}}, \quad (3.28)$$

где  $w_{от}$  – скорость движения осадка с водой в осадкоотсасывающих трубах, мм/с (обычно  $w_{от} = 40–60$  мм/с).

Диаметр осветлителя равен:

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \left[ \frac{1-K_0}{w_0 \cdot 1000} + \frac{K_0 \cdot Q}{w_{от} \cdot 1000} \right]}. \quad (3.29)$$

Высота слоя взвешенного осадка принимается равной 2–2,5 м, а зоны осветления над слоем взвеси от 1,5 до 2,0 м. Важной стадией осветления воды является ее фильтрование. При фильтровании вода проходит через пористую среду, образованную слоем фильтрующего материала.

Существует большое разнообразие фильтров, различающихся видом фильтрующего материала, механизмом задержания взвешенных частиц, конструктивным оформлением и т.п. В общем случае фильтр представляет собой железобетонный или металлический резервуар, в нижней части которого расположено дренажное устройство (той или иной конструкции) для отвода

профильтрованной воды (фильтрата). На дренаж укладывается слой поддерживающего материала, а затем слой фильтрующего материала. Вода подается в карман, из него через желоб в пространство над фильтрующим материалом, создавая столб воды, затем просачиваясь через фильтрующий материал, очищается от взвешенных частиц. Пропускная способность фильтра определяется скоростью фильтрования  $w_{\phi}$ , т. е. скоростью вертикального движения воды над фильтрующим слоем, м/ч:

$$w_{\phi} = \frac{Q_{\phi}}{F_{\phi}}, \quad (3.30)$$

где  $Q_{\phi}$  – количество воды, проходящей через фильтр, м<sup>3</sup>/ч;  $F_{\phi}$  – площадь фильтра, м<sup>2</sup>.

Фильтры по виду фильтрующей среды делятся на зернистые (песок, антрацит, керамзит), сетчатые (сетки с разной крупностью ячеек), каркасные или намывные (диатомитовые), с плавающей загрузкой (гранулы вспененного пенополистирола). По скорости фильтрования различают медленные фильтры  $w_{\phi} \leq 0,3$  м/ч (открытые); скорые  $w_{\phi} = 2-15$  м/ч (открытые и напорные); сверхскорые  $w_{\phi} > 25$  м/ч (напорные).

По характеру механизма задержания взвеси различают:

1. Фильтрование через фильтрующую пленку, образованную частицами взвеси, оседающими на поверхности загрузки. Этот механизм характерен для медленных фильтров, в которых вначале задерживаются только частицы, имеющие размеры больше размеров пор фильтрующего материала. По мере задержания частиц размеры пор в слое осадка снижаются, и он задерживает все более мелкую взвесь. В этих фильтрах в процессе работы качество осветленной воды (фильтрата) непрерывно улучшается. Но одновременно растет гидравлическое сопротивление фильтрующей пленки и необходимая высота столба над фильтрующим слоем. Для восстановления начального гидравлического сопротивления через 1–2 месяца работы фильтрующая пленка совместно с верхним слоем фильтрующего материала толщиной 1–2 см снимается с поверхности фильтра, и он вновь начинает работу на создание новой фильтрующей пленки. Медленные фильтры не требуют коагуляции воды, но из-за низкой скорости имеют большие размеры и в настоящее время на промышленных предприятиях почти не используются.

2. Фильтрация без образования фильтрующей пленки. В этом случае задержание частиц, загрязняющих воду, происходит в толще слоя фильтрующего материала, где они извлекаются из воды и удерживаются на зернах фильтрующего материала за счет сил прилипания. Этот механизм характерен для скорых и сверхскорых фильтров. В процессе работы этих фильтров оседающие (прилипающие) частицы загрязнения сокращают размеры пор для прохождения воды. Скорость движения воды через оставшиеся поры, а, следовательно, и потери напора в фильтрующем слое увеличиваются. Потери напора могут возрастать до тех пор, пока через определенный промежуток времени  $n_n$ , они не превысят величину максимального (обычно 3 м) располагаемого напора перед фильтром, а затем фильтр должен очищаться.

Кроме того, при увеличении загрязнения частиц фильтрующего материала осадком из-за увеличения скорости движения воды, в порах начинается частичный вынос ранее осевших частиц взвеси, и качество фильтрата ухудшается. Через определенный промежуток времени работы фильтров  $n_3$  качество фильтрата становится ниже требуемых норм, и фильтр должен очищаться. Как значение  $n_n$  так и значение  $n_3$  зависят от качества воды, характеристики взвеси, характера фильтрующего материала, толщины фильтрующего слоя и скорости фильтрации. Значение  $n_n$  уменьшается при увеличении скорости фильтрации, уменьшении крупности фильтрующего материала, увеличении высоты фильтрующего слоя. Значение  $n_3$  уменьшается при увеличении скорости фильтрации, уменьшении высоты фильтрующего слоя, увеличении крупности фильтрующего материала. Крупность фильтрующего материала и толщину фильтрующего слоя подбирают таким образом, чтобы  $n_3/n_n = 1,2-1,5$ . Опыт работы скорых фильтров показывает, что для них необходимо вести очистку  $m = 1 - 2$  раза в сутки, а иногда и чаще. Очистка этих фильтров проводится путем отключения их от рабочей магистрали и подачи через дренажные трубы обратного потока очищенной воды со скоростью, в несколько раз превышающей скорость фильтрации. Этот обратный поток как бы вспучивает фильтрующий слой и за 5–7 минут отмывает каждую его крупинку от взвеси. Загрязненная промывочная вода отводится через желоб и карман, а также от-

крытую на время промывания сбросную линию. После промывки фильтр вновь начинает нормальную работу, но в течение времени  $n_4$  первый фильтрат еще загрязнен и не используется, а сбрасывается. Площадь одного фильтра,  $m^2$ , определяется по формуле:

$$F_{\phi} = F/M, \quad (3.31)$$

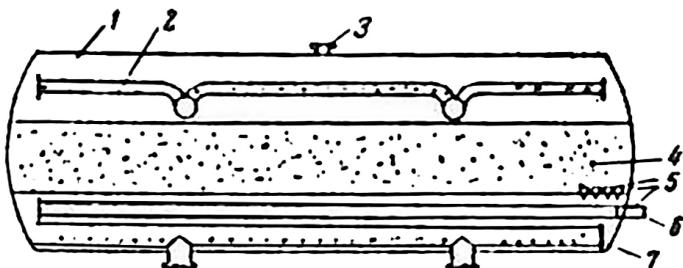
где  $M = 0,5\sqrt{F}$  – количество параллельно работающих фильтров, шт.;  $F$  – требующаяся полная площадь фильтров,  $m^2$ ;

$$F = \frac{Q_c}{w_{\phi} \cdot 24 - 3,6 \cdot q \cdot n_1 \cdot m - w_{\phi} \cdot m(n_2 + n_4)}, \quad (3.32)$$

где  $Q_c$  – суточная расчетная потребность в воде снабжаемого объекта,  $m^3/\text{сутки}$ ;  $q$  – расчетная интенсивность промывки фильтров,  $л/(с \cdot m^2)$ ;  $n_1, n_2, n_4$  – соответственно длительность одной промывки фильтра, длительность перерывов в работе фильтра, связанных с подготовкой и проведением операций по одной промывке, длительность сброса первого фильтра после очередной промывки (обычно  $n_1 = 0,09-0,11$  ч;  $n_2 = 0,33$  ч;  $n_4 = 0,17$  ч);  $m$  – количество промывок одного фильтра в сутки.

Расчетная скорость фильтрования  $w_{\phi}$  в зависимости от характера материала фильтрующего слоя и его высоты определяется в соответствии с рекомендациями СП 31.13330.2012.

В системах технического водоснабжения очень часто применяют осветление воды только в фильтрах. В этих случаях применяют грубозернистые фильтры с повышенными скоростями фильтрования (10–15 м/с). Загрузка таких фильтров состоит из песка или дробленого антрацита с крупностью зерен от 0,8 до 2,5 мм. Увеличение крупности зерен требует увеличения высоты фильтрующего слоя до 1,5–3,0 м. Эти фильтры требуют увеличения интенсивности промывки. Для сокращения количества промывной воды применяют одновременную продувку их воздухом в следующем порядке: взрыхление загрузки в течение одной минуты водой с интенсивностью  $q = 6-8$  л/(с·м<sup>2</sup>), затем подача в междонное пространство в продолжение 5 минут одновременно воды  $q = 3-4$  л/(с·м<sup>2</sup>) и воздуха  $q = 20-25$  л/(с·м<sup>2</sup>), отмывка фильтра в течение двух минут водой с  $q = 6-8$  л/(с·м<sup>2</sup>).

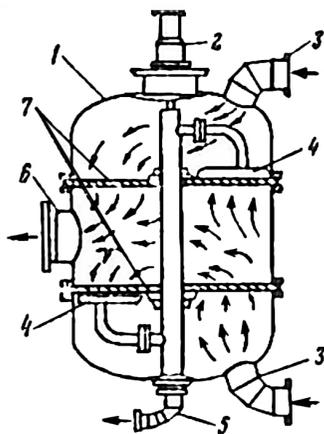


**Рис. 3.14. Напорный фильтр:**

1 – корпус; 2 – верхние дырчатые трубы для распределения фильтруемой и сбора промывной воды; 3 – штуцер для выпуска воздуха; 4 – фильтрующий материал; 5 – дренажные колпачки; 6 – распределительная система для воздуха; 7 – нижний дырчатый коллектор для сбора фильтрата

Осветление воды только в фильтрах позволяет создать систему производственного водоснабжения без насосной станции второго подъема. В этих случаях используются напорные фильтры (рис. 3.14), которые выполняются в виде стальных цилиндрических резервуаров, рассчитанных на заданное внутреннее давление, позволяющее подать воду после фильтров к потребителю. Внутри резервуаров размещаются элементы напорных фильтров, аналогичные элементам самотечных фильтров. Предельные потери напора в этих фильтрах не превышают 0,06–0,1 МПа. В системах оборотного водоснабжения для очистки сточных вод прокатного производства от окалины и масла применяются сверхскоростные фильтры ( $w_{\phi} = 50$  м/ч) с попеременной автоматической промывкой камер с помощью специального вращающегося устройства. После фильтра содержание взвеси снижается от 100 до 10 мг/л, а масла – от 40 до 5 мг/л. Для этой же цели применяются и фильтры с пенополистирольной загрузкой. Гранулы вспененного полистирола размерами 2–5 мм образуют плавающую загрузку высотой 2 м. Процесс фильтрования в этих фильтрах идет снизу вверх, а промывка – сверху вниз. Вода, подаваемая на фильтрование, не должна содержать более 150 мг/л взвесей и более 20–30 мг/л масла. После фильтра содержание взвесей не более 30 мг/л, а масла на 30% ниже, чем в исходной воде. Скорость фильтрования – до 60 м/ч. При очистке сточных вод находят применение сетчатые фильтры.

На рисунке 3.15 представлена конструкция напорного сетчатого фильтра с автоматическим промывным устройством. Фильтрующим элементом является металлическая сетка из проволоки диаметром 0,12–0,25 мм. Живое сечение отверстий в сетках зависит от структуры плетения и количества проволочек на один сантиметр. В фильтре сетки расположены горизонтально в два ряда и опираются на дырчатые перегородки. Грязная вода подводится сверху и снизу, так что процесс фильтрации происходит с двух сторон. Фильтрованная вода собирается в средней части между сетками и отводится оттуда. Общая площадь фильтраций 3,1 м<sup>2</sup>, скорость фильтрации 600–700 м/ч.



**Рис. 3.15. Сетчатый фильтр с автоматической промывкой:**

- 1 – корпус; 2 – мотор-редуктор; 3 – патрубок для подвода фильтруемой воды;  
 4 – промывочный короб; 5 – патрубок для отвода промывочной воды;  
 6 – патрубок для отвода фильтрата; 7 – сетки

Потери напора при непрерывной промывке сеток составляют 0,03–0,05 МПа. На крышке фильтра размещен приводной механизм с частотой вращения 2,2 об/мин. На валу механизма укреплен вертикальная труба, к которой прикреплены две промывочные камеры 4. Чистая вода из средней части проходит через часть сетки, перекрытой промывочной камерой, а затем в вертикальную трубу и отводится за пределы фильтра. Расход промывочной воды составляет 50–100 м<sup>3</sup>/ч. Фильтр надежно задерживает частицы крупней 30 мкм и позволяет надежно работать форсункам брызгальных бассейнов и градирен оборотных систем водоснабжения.

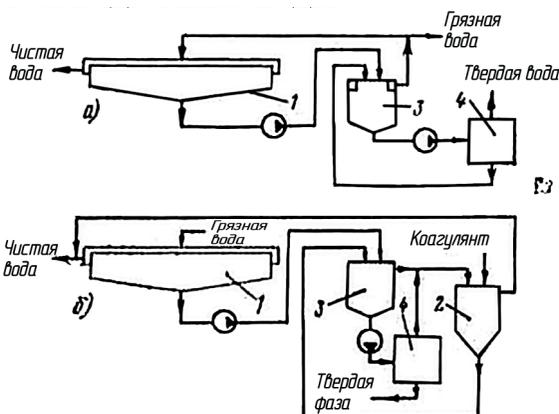
### 3.3.3. Схемы установок по очистке промышленных сточных вод

#### *Очистка и использование шламовых вод*

Эффективная работа сооружений для осветления воды в системах оборотного водоснабжения «грязного» цикла немислима без правильно организованного процесса удаления и переработки шлама. Наиболее часто используется схема рис. 3.16, а с механическим обезвоживанием шлама в вакуум-фильтрах или фильтр-прессах, в которых шламовая пульпа разделяется на твердую фазу (обезвоженный шлам) и жидкую (фильтрат) с содержанием взвеси до 2 г/л. Эти аппараты дают оптимальную производительность при концентрации поступающей в них шламовой пульпы от 250 до 500 г/л, тогда как концентрация уплотненного осадка, отбираемого из отстойника 1, не превышает 40–100 г/л. Поэтому шлам, отбираемый из отстойника, направляется в цилиндрические сгустители 3, расчет которых проводится на основе опыта работы аналогичных установок, а из них уже в вакуум-фильтры 4. Обезвоженный шлам после вакуум-фильтров направляется для технологического использования, фильтрат возвращается в сгуститель 3, а осветленная вода из сгустителя с содержанием взвеси 1,5–2,0 г/л подается на осветление в отстойник 1. Если механические примеси, содержащиеся в сточных водах, мелкодисперсны, то подача осветленной воды из сгустителя в отстойник 1 может существенно ухудшить качество очищенной воды. В этих случаях целесообразно сливные воды из сгустителя и фильтрат осветлять отдельно в специальном осветлителе 2 (рис. 3.16, б).

#### *Очистки и использование кислотосодержащих сточных вод*

В технологических процессах травления металла различными кислотами или их смесью образуются концентрированные сточные воды –отработанные травильные растворы (ОТР) и слабokonцентрированные промывные воды (ПВ). Состав этих стоков крайне разнообразен и зависит от марки травимого металла и от используемой кислоты. В настоящее время многие виды ОТР нейтрализуются известью и отправляются в шламохранилища, занимающие большую площадь и загрязняющие утечками поверхностные и подземные воды.



**Рис. 3.16.** Схема установки для очистки и использования шламовых вод: *а* – очистка синих вод без коагуляции; *б* – очистка фильтрата с коагуляцией

ПВ можно очищать, применяя сложную ионообменную технологию, и использовать повторно. Значительное преимущество имеет метод известковой нейтрализации ОТР и ПВ с последующими нагревом и аэрацией осадка ( $10\text{--}12 \frac{\text{м}^3 \text{воздуха}}{\text{м}^3 \text{осадка}}$ ), позволяющий получить кристаллический осадок – магнетит. Магнетит имеет влажность в 5–10 раз более низкую, чем обычный шлам известковой нейтрализации, и требует соответственно меньшей площади для хранения. Он может использоваться как коагулянт и как сырье в промышленности стройматериалов. Если количество ПВ относительно невелико, то целесообразно их обрабатывать совместно с ОТР (рис. 3.17, *а*).

ПВ и ОТР поступают в реактор 1, куда подается также известковое молоко (ИМ). Вся масса в реакторе подогревается паром, аэрируется воздухом, а затем подается в осветлитель 2. Уплотненный осадок (УО), состоящий из смеси магнетита и гипса, направляется в шламонаполнитель или на механическое обезвоживание и использование.

Осветленная вода (ОВ) используется повторно. Если количество ПВ велико, то ОТР перерабатывается на магнетит в реакторе 1 (рис. 3.17,б) и подается как коагулянт для ПВ в смеситель 3. Коагулированные ПВ затем направляются в осветлитель 2 и далее, как в предыдущем случае.



18–24 м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>ч. Время барботаж до 20 мин. ПАВ и другие примеси концентрируются на стенках пузырьков воздуха и выносятся на поверхность воды, образуя пену, которая удаляется механическими приспособлениями или сдувается сжатым воздухом. Концентрация пены должна снижаться, а вода, содержание ПАВ в которой снизилось на 75 – 92%, может повторно использоваться.

### ***3.3.4. Насосные станции систем водоснабжения***

В системе производственного водоснабжения промышленного предприятия насосные станции подразделяются на насосные станции первого подъема, насосные станции второго подъема, станции оборотного водоснабжения, повысительные, перекачивающие, шламовые и дренажные.

Насосные станции первого подъема располагаются обычно вне территории предприятия на берегу реки, водохранилища или другого водоема.

Естественный уровень воды в реках, озерах и водохранилищах подвержен значительным колебаниям. Насосные станции I подъема должны располагаться на таких местах, которые не затопляются при наивысшем уровне воды, но их насосы должны забирать воду из водоема и при наименьшем уровне. Совместить эти два условия чаще всего возможно только при выполнении станции заглубленного типа, когда ее основание находится ниже уровня воды, а стены должны выдерживать давление окружающего грунта и защищать помещения от проникновения воды из водоема и грунта.

Насосные станции I подъема выполняют цилиндрической формы, причем для снижения их стоимости особое внимание обращают на компактность размещения оборудования в плане и снижение диаметра цилиндра.

Число насосов на станции минимально. Расстояния между ними сокращены. Широко используются насосы вертикального типа, у которых приводной двигатель и арматура располагаются на втором этаже. Очень часто насосные станции I подъема и водоприемные камеры объединяются в одно сооружение.

Насосные станции второго подъема, как правило, объединяются со станциями оборотного водоснабжения. Такие объединенные станции носят название циркуляционных, обслуживают

одну или несколько систем оборотного водоснабжения и имеют в своем составе соответствующее количество групп насосов

Повысительные станции предназначены для повышения имеющегося в сети напора для отдельных объектов, цехов или агрегатов.

Перекачивающие станции служат для подъема использованной воды от отдельных низкорасположенных (заглубленных) аппаратов и цехов в общую систему отводящих трубопроводов.

Шламовые станции предназначены для перекачки в отстойники или шламонакопители различных отходов производства (шламов, хвостов горных пород, шлаков и др.).

Дренажные насосные станции и установки служат для откачки грунтовых или случайных вод из различных заглубленных мест. К каждой системе водоснабжения и ее насосным станциям предъявляют определенные требования в отношении надежности. Все они по уровню требований к надежности действия делятся на три категории.

К первой категории относятся системы водоснабжения и насосные станции предприятий металлургической, нефтеперерабатывающей, нефтехимической и химической промышленности и электростанций. На этих предприятиях не разрешаются перерывы в подаче воды, а снижение в подаче воды допускается не более чем на 30% и не более чем на 3 суток.

Ко второй категории относятся предприятия угольной, горнорудной, нефтедобывающей, машиностроительной и других видов промышленности, на которых допускается перерыв в подаче воды на время не более 5 часов, а также снижение подачи на 30% не более чем на месяц.

К третьей категории отнесены мелкие промышленные предприятия, допускающие перерыв в подаче воды до одних суток, а также снижение подачи воды не более чем на месяц на 30%.

Важным элементом, во многом определяющим надежность водоснабжения, являются циркуляционные насосные станции.

Они, как правило, располагаются в зданиях прямоугольной формы. Ширина пролета машинного зала насосной может составлять 6, 12, 18 м. К помещению насосной станции обычно примыкают резервуары теплой отработавшей воды и охлажденной воды от градирен. Резервуары заглублены ниже уровня земли

и вызывают необходимость заглубления пола машинного зала насосной станции. Величина заглубления определяется нижним уровнем воды в резервуаре, допустимой высотой всасывания насосов и температурой воды.

При температуре воды выше 30°C насосы лучше устанавливать так, чтобы они находились под заливом при нижнем уровне воды в резервуаре, а при температуре воды выше 60°C надо обеспечить перед насосом достаточный напор при нижнем уровне в резервуаре.

Насосы, у которых оси всасывающего и напорного патрубков перпендикулярны оси агрегата, располагаются вдоль машинного зала, а те, у которых ось всасывающего патрубка расположена параллельно оси насоса, – поперек машинного зала. Это позволяет исключить лишние повороты трубопроводов. Для уменьшения длины здания насосной станции можно располагать насосы двухрядно в шахматном порядке. Трубопроводы в машзале можно прокладывать в каналах, а при диаметрах их более 600 мм – непосредственно по полу. Прокладка трубопроводов по полу удешевляет стоимость насосных станций и снижает количество поворотов на трубах. Над трубопроводами следует сооружать переходные мостики.

В заглубленных машинных залах должны предусматриваться выпуски из помещения в ливневую канализацию или установка дренажного насоса для защиты их от затопления при разрыве трубопроводов или арматуры.

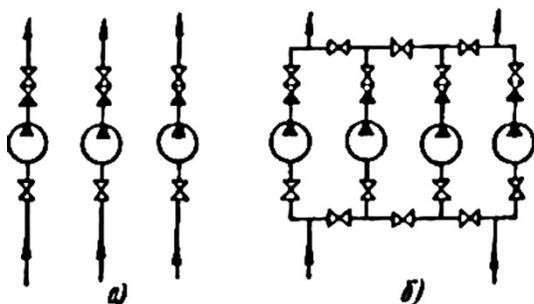
С целью обеспечения надежности подачи воды на насосных станциях применяется структурное, нагрузочное, функциональное или временное резервирование.

При структурном резервировании используется установка избыточного количества элементов насосов, арматуры, трубопроводов, кабельных вводов и т. п. Так, для насосной станции II категории надежности устанавливается по одному резервному насосу на каждую группу рабочих насосов.

Общее структурное резервирование (рис. 3.18, *a*) характерно для станций с малым числом насосов, когда каждый из них оборудуется самостоятельным всасывающим и напорным трубопроводам с арматурой.

Раздельное резервирование (рис. 3.18, б) применяется при более сложных схемах, когда число рабочих насосов более двух, а устройство более двух всасывающих или напорных трубопроводов нерационально.

Оборудование, обеспечивающее резервирование, может включаться в работу только при отказе основного агрегата (ненагруженный резерв), а может постоянно работать вместе с остальным (нагруженный резерв). Ненагруженный резерв - это обычно резервный насос, а нагруженный резерв характерен для запорно-регулирующей арматуры.



**Рис. 3.18.** Схема структурного резервирования на насосной станции:  
*а* – общее структурное резервирование, *б* – раздельное резервирование

Нагрузочный метод резервирования предусматривает использование способности работающих насосов при отключении части из них увеличивать производительность и несколько компенсировать снижение общей подачи.

Функциональное резервирование предусматривает создание условий на станции, обеспечивающих взаимозаменяемость оборудования различного назначения. Например, при подборе насосов каждой группы учитывается возможность дублирования ими друг друга, возможность последовательной работы при аварийном отключении одного из водоводов и т. п. При функциональном резервировании обычно используется раздельный, ненагруженный резерв.

Временной метод резервирования предусматривает использование резерва по продолжительности работы станции, когда в системе и у потребителей имеются регулирующие емкости, а на станции установлены насосы с подачей выше среднесуточной.

Повышение бесперебойности работы насосных станций резервированием, выбор метода резервирования и т. п. связано с оценкой эффективности резервирования при помощи вероятностных показателей, характеризующих работу станции (поток отказов оборудования, интенсивность ремонтов и т. п.).

Для возможности математической оценки вариантов резервирования и выявления их оптимумов, в первую очередь, необходимо создавать базы данных по отказам различных элементов систем водоснабжения и циркуляционных станций.

В современных системах оборотного водоснабжения «грязных» циклов важное место занимают вопросы перекачки загрязненных сточных вод, шламов и т. п.

Для перекачки загрязненных вод, содержащих волокнистые или взвешенные вещества без абразивных частиц, применяют горизонтальные или вертикальные фекальные насосы марок НФ, Ф, НФВ и др. Для перекачки загрязненных вод, содержащих взвеси с абразивными свойствами, применяют горизонтальные песковые насосы НП, землесосы НЗ, Р, Гр, ГРГ и др.

Следует помнить, что ко всем указанным типам насосов в процессе их работы должна подводиться чистая вода для охлаждения и смазки подшипников и гидроуплотнения сальников. Очень часто предусматривается также возможность обратной промывки шламопроводов, внутренних полостей задвижек осветленной водой.

### **Контрольные вопросы**

1. Сравните способы охлаждения нагретой технической воды.
2. Приведите примеры мероприятий по уменьшению расхода технической воды на охлаждение объектов.
3. Назовите основные преимущества сухих градирен.
4. Какие очистные сооружения систем технического водоснабжения могут использоваться на промышленных предприятиях?
5. Как определяется расчетная потребность конкретного предприятия в технической воде?

# Глава 4. СИСТЕМЫ ХЛАДОСНАБЖЕНИЯ. ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ ОЖИЖЕНИЯ ГАЗОВ

## 4.1. Классификация систем хладоснабжения с парокompрессионными установками

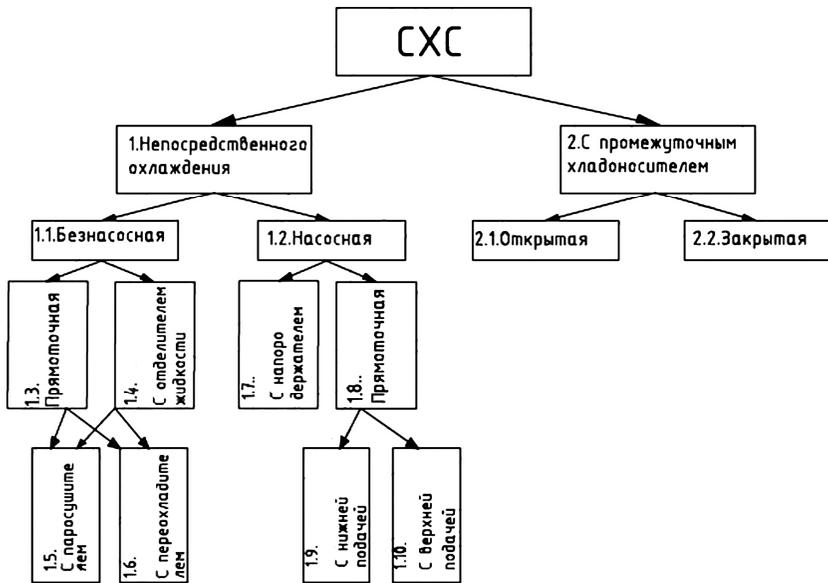


Рис. 4.1. Классификация систем хладоснабжения

### 1. СХС непосредственного охлаждения.

Хладоагент 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 хладагента после дросселя в специальный сосуд (охладитель жидкости), а из него в охлаждающие элементы, что позволяет улучшить их заполнение жидким хладагентом.

1.5. СХС с паросушителем - характеризуется наличием отделителя жидкости, который устанавливается перед всасом 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.

Как видно из классификации (рис. 4.1) все схемы СХС с пароконденсационными трансформаторами теплоты подразделяются на две группы:

СХС с непосредственным охлаждением;

СХС с промежуточным хладоносителем.

### Системы непосредственного охлаждения

На рисунке 4.2, представлена схема проточной безнасосной СХС.

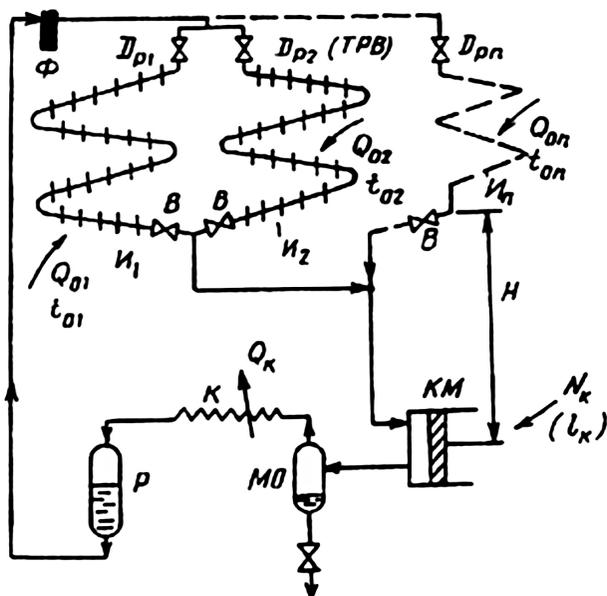


Рис. 4.2. Схема СХС непосредственного испарения хладагента (безнасосная, проточная):

- КМ – компрессор; К – конденсатор; МО – маслоотделитель;  
И1, И2, ... Иn – испарители воздушные (один или несколько), Р – ресивер;  
Н – высота для слива масла; В – вентиль;  
Др1, Др2 (ТРВ) – дроссели (терморегулирующий вентиль); Ф – фильтр

В проточных системах жидкий холодильный агент подается под действием разности давлений конденсации и кипения. Жидкий хладагент по трубопроводу из конденсатора поступает к терморегулирующим вентилям, где дросселируется и направляется в охлаждающие приборы (испарители). Чувствительный патрон терморегулирующих вентилялей укрепляется на всасывающем трубопроводе, 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 потребитель холода.

Преимущества:

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

Недостатки:

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

В системах охлаждения с отделителем жидкости используется напор  $H$ , создаваемый столбом жидкости (рис.4.3).

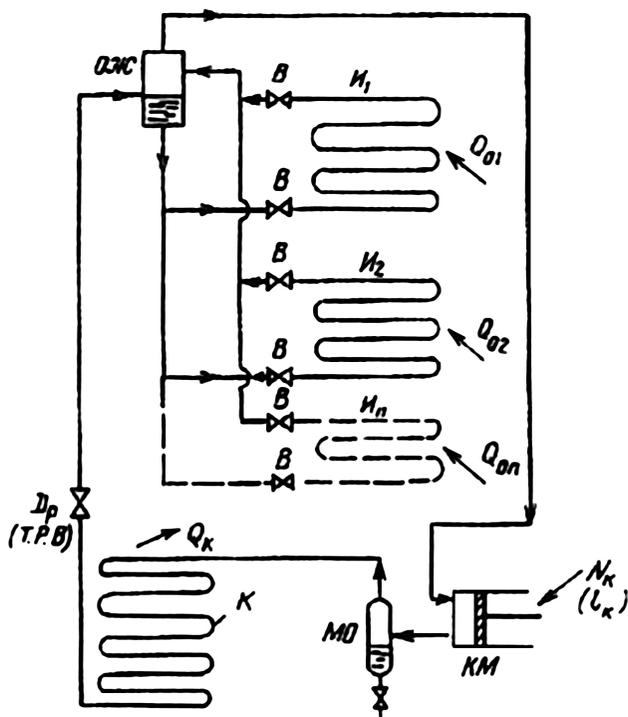


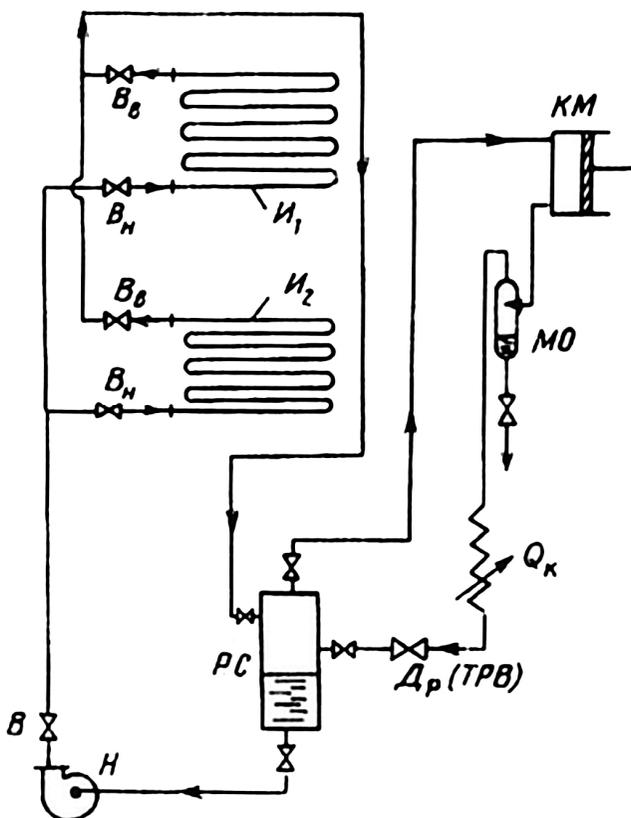
Рис. 4.3. Схема СХС с отделителем жидкости:

КМ – компрессор; К – конденсатор; МО – маслоотделитель;

И1, И2, ..., Иn – испарители; Р – ресивер; В – вентиль;

Др – дроссель (регулирующий вентиль); ОЖ – отделитель жидкости

Холодильный агент по трубопроводу поступает к регулирующему вентилю и далее направляется в отделитель жидкости. Сухой насыщенный пар отсасывается компрессором через трубопровод, а жидкий холодильный агент направляется самотеком в приборы охлаждения (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. 4.4. Насосная прямоточная СХС с нижней подачей хладагента:**  
 КМ – компрессор; МО – маслоотделитель; И1, И2, ... Иn – испарители воздушные (один или несколько); РС – ресивер-сепаратор; Н – насос;  
 Др (ТРВ) – дроссельный вентиль; Вн, Вв – вентили нижний и верхний соответственно

На рисунке 4.4 представлена схема насосной прямоточной СХС с нижней подачей холодильного агента в испорители вертикальным циркуляционным ресивером. Жидкий холодильный агент из конденсатора или ресивера по трубопроводу подается в циркуляционный ресивер через регулирующийся вентиль. Образовавшийся при дросселировании пар отделяется в ресивере и через трубопровод отсасывается компрессором. Жидкий холодильный агент скапливается в нижней части ресивера и направляется к насосу, который подает жидкий холодильный агент в приборы охлаждения.

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

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

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 дистанционными указателями уровня.

По сравнению с безнасосными, в насосно-циркуляционных системах более простое распределение жидкости между потребителями холода, меньшая загрязненность поверхностей теплообмена маслом, меньшая вместимость системы по холодильному агенту, большая безопасность работы и т.п.

Преимущественно применяются на крупных холодильных установках.

#### *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 холодильными насосами.

Такие системы охлаждения часто называют рассольными, т.к. в качестве хладоносителя чаще всего применяют рассол – водный раствор 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. 4.5) получили наибольшее распространение. Заполнение хладоносителем обеспечивается установкой в самой верхней части системы расширительного бака достаточной вместимости. Жидкий хладоагент подается в испаритель, образовавшийся пар отсасывается компрессором. Насос подает хладоноситель в испаритель, где он охлаждается, и затем в приборы охлаждения; подача регулируется задвижками. Избыточный хладоноситель выпускается в сливной бак. Для удаления воздуха из контура хладоносителя служат вентили.

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*

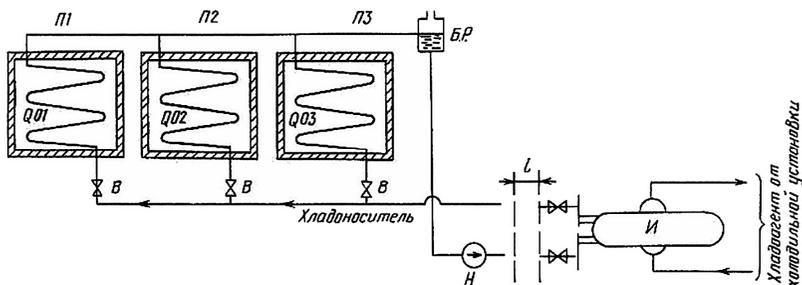
Схема открытой системы охлаждения приведена на рис. 4.6.

Охлаждающие секции помещены в открытый бак испарителя. Отсюда хладоноситель забирается с помощью насоса и подается в нижнюю часть приборов охлаждения. Сливу хладоносителя в испаритель по нагревательному трубопроводу препятствует обратный клапан. Воздух из системы удаляется с помощью вен-

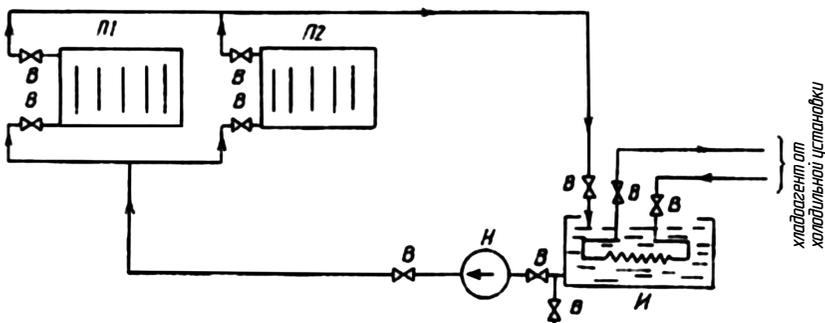
тилей. При ремонте нагнетательной линии или приборов охлаждения, хладоноситель из них выпускается через задвижку в испаритель. При необходимости освобождения бака испарителя, хладоноситель через задвижку удаляется в сливной бак.

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

Схема системы хладоснабжения с промежуточным хладоносителем представлена на рис. 4.7.



**Рис. 4.5.** Схема СХС с промежуточным хладоносителем закрытого типа: П1, П2, П3 – потребители (холодильные камеры); Бр – бак расширительный; Н – насос рассольный; И – испаритель; В – вентиль



**Рис. 4.6.** Схема СХС с промежуточным хладоносителем открытого типа: П1, П2 – потребители холода (рассольные батареи); Н – насос; В – вентиль; И – испаритель

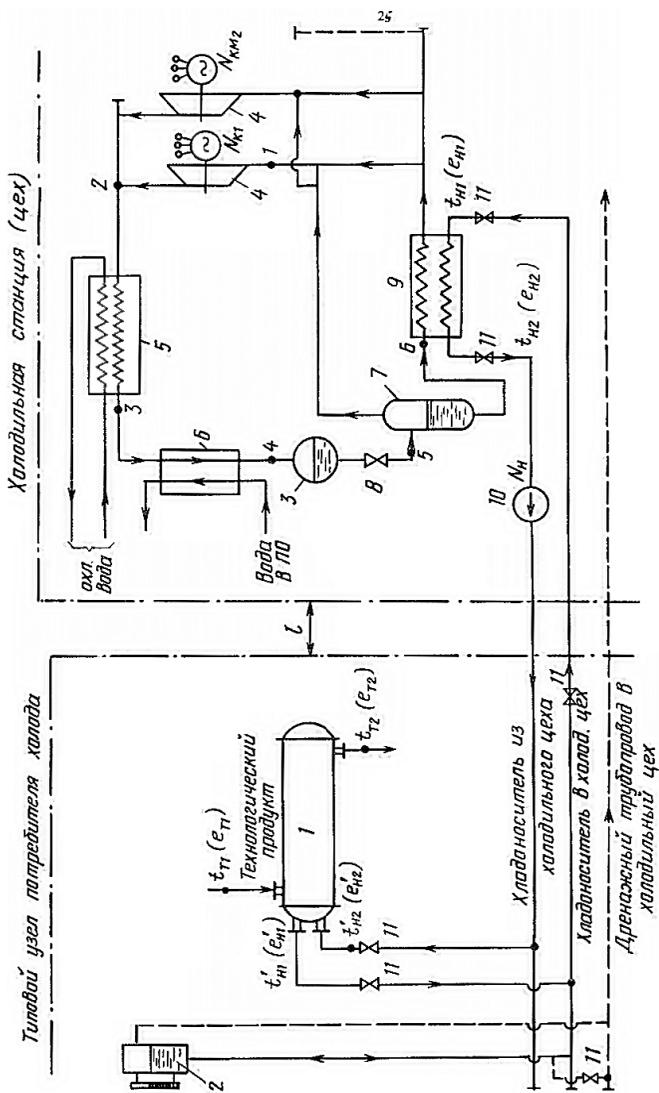


Рис. 4.7. Схема СХС с промежуточным хладоносителем (от холодильной станции):

1 – технологический аппарат; 2 – бак расширительный; 3 – ресивер; 4 – турбокомпрессор; 5 – конденсатор; 6 – переохладитель; 7 – отделитель жидкости; 8 – дроссель (ТРВ); 9 – испаритель; 10 – насос; 11 – вентили (задвижки);

— — — — — основные трубопроводы — — — — — дренажные трубопроводы

Ниже приводится обобщенная формула для оценки, с помощью эксергетического КПД, эффективности системы хладоснабжения различных типов с числом « $n$ » потребителей холода разных холодопроизводительностей  $Q_{01}, Q_{02}, \dots, Q_{0n}$  с температурными уровнями  $T_{01}, T_{02}, \dots, T_{0n}$  и количеством хладагента (хладоносителя  $G_1, G_2, \dots, G_n$ ):

$$\eta_e^{\text{СХС}} = \frac{\sum_{i=1}^n E_{Q_{\text{потри}}}}{N_K + N_{\text{тр}}}, \quad (4.1)$$

где  $\sum_{i=1}^n E_{Q_{\text{потри}}} = G_1 * e_{q_{01}} + G_2 * e_{q_{02}} + G_n * e_{q_{0n}}$ ;  $N_K$  – мощность, потребляемая холодильным компрессором, кВт;  $N_{\text{тр}}$  – мощность насоса хладагента в системах непосредственного охлаждения или мощность насоса хладоносителя в системах с промежуточным хладоносителем.

$$e_{q_{01}=q_{01}\tau_1}; e_{q_{02}=q_{02}\tau_2}; \dots e_{q_{0n}=q_{0n}\tau_n}, \quad (4.2)$$

$$\tau_1 = \frac{T_{01}-T_{0c}}{T_{01}}; \tau_2 = \frac{T_{02}-T_{0c}}{T_{02}} \dots \tau_n = \frac{T_{0n}-T_{0c}}{T_{0n}}. \quad (4.3)$$

Удельные холодопроизводительности  $q_0$ , коэффициенты трансформации  $\tau$  и температурные уровни  $T_{01}, T_{02}, \dots, T_{0n}$  соответственно.

*Комбинированные системы тепло- и хладоснабжения.  
Принцип совместного производства теплоты и холода*

Принцип совместного производства и потребления различных видов энергии известен и широко используется в промышленных установках и аппаратах. Это дает ряд технических и экономических преимуществ по сравнению с отдельным производством, но в то же время ставит ряд новых проблем.

Одним из примеров такого совместного производства являются комбинированные установки (КУ), одновременно вырабатывающие теплоту и холод различных температурных уровней.

В основе схемы комбинированной установки лежит парокompрессионный обратный цикл, в котором сочетается принцип работы холодильной машины и теплового насоса (рис. 4.8).

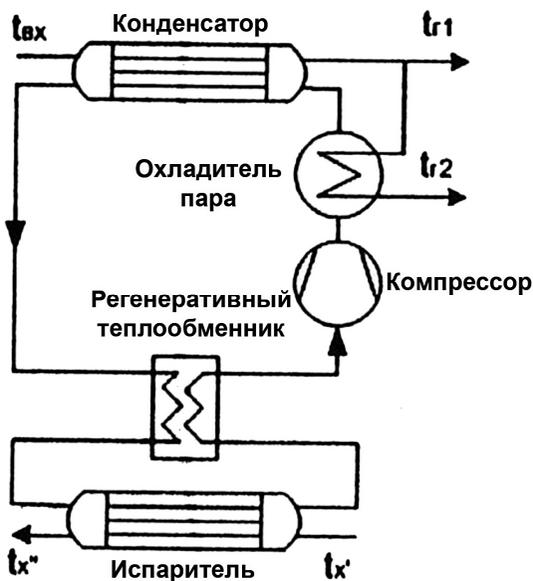


Рис. 4.8. Принципиальная схема комбинированной установки

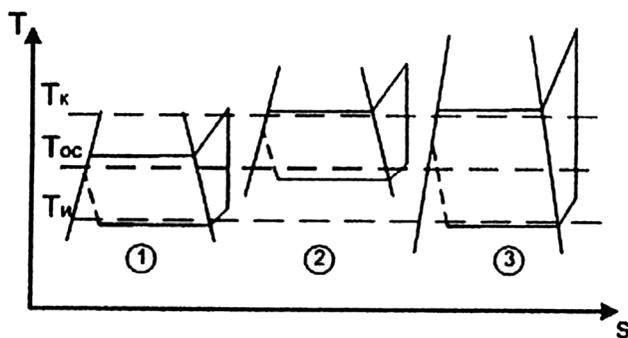


Рис. 4.9. Процессы парокompрессионных циклов в T-s диаграмме:

1 – холодильная машина; 2 – тепловой насос; 3 – комбинированная установка;

$T_k$  – температура конденсации;  $T_w$  – температура испарения;

$T_{oc}$  – температура окружающей среды

В отличие от обычного цикла парокompрессионной холодильной установки, в КУ теплота отбирается в конденсаторе при существенно более высокой температуре, чем температура окружающей среды. Охлаждающая вода поэтому может достигать на

выходе из конденсатора температур, достаточных для обеспечения различных нужд теплоснабжения, вплоть до горячего водоснабжения.

В отдельных случаях может оказаться эффективным отдельное использование перегретого пара за компрессором. Для этого необходимо после компрессора установить перед конденсатором дополнительный теплообменный аппарат – охладитель пара (ОП), охлаждающий рабочее тело. Однако та часть теплоты, которая может отбираться в охладителе пара, в большинстве случаев мала по сравнению с теплотой конденсации. Только для высоких температур рабочего тела на выходе из компрессора и низких температур испарения эта величина теплоты перегретого пара соразмерна с величиной теплоты, отбираемой в конденсаторе.

## **4.2. Особенности систем ожижения газов.**

### **Техническая реализация ожижения газов**

#### *Циклы ожижения воздуха*

Ожижение и замораживание газов занимает существенное место в современной низкотемпературной технике. Ожижение газов входит как неотъемлемая часть в большинство процессов низкотемпературного промышленного разделения различных газовых смесей: воздуха для получения кислорода, азота и инертных газов, природного газа для извлечения гелия, коксового газа для получения водорода.

Большое количество газов ожижается для их транспортировки, так как перевозка и хранение промышленных газов в ожиженном виде в большинстве случаев более выгодна, чем в виде газа. Сжиженные газы находят широкое применение в качестве хладагентов как в промышленности, так и для научно-исследовательских работ.

Процессы ожижения газов относятся к числу весьма энергоемких. Так мощность установки производительностью 1 т/ч сухого льда (СО<sub>2</sub>) составляет 125–150 кВт, жидкого кислорода 1200–1500 кВт, жидкого водорода 60–80 тыс. кВт. Коэффициент полезного действия таких процессов составляет 15–20%, а в ряде случаев менее 10%.

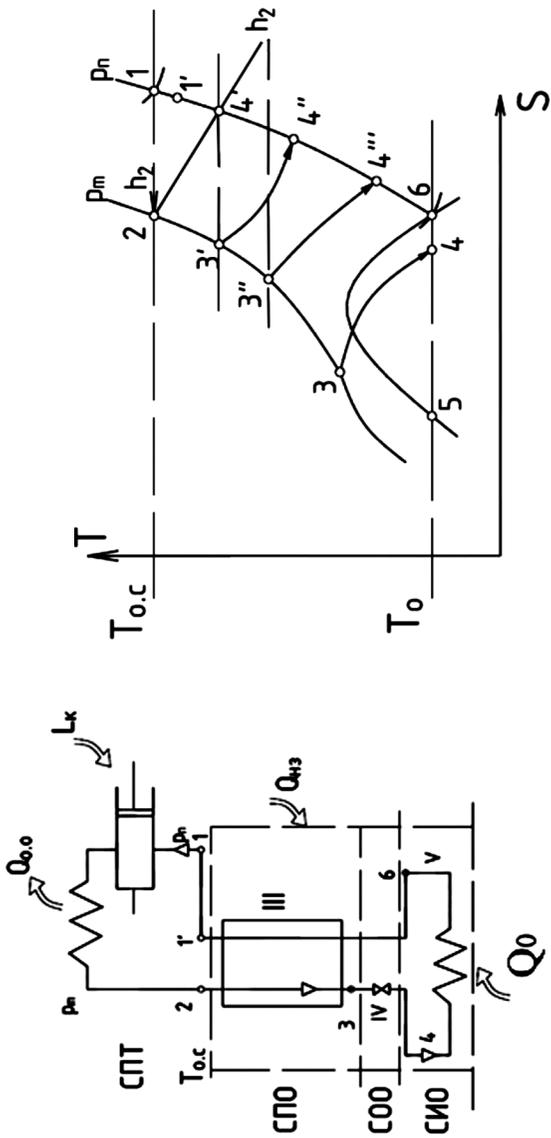
Совершенствование процессов и установок ожижения газов имеет существенное промышленное значение. Решающие шаги в изучении, обосновании и практической реализации процессов ожижения воздуха и других газов были сделаны в конце 19 столетия благодаря работам В.Сименса (1857 г.) и особенно К.Линде. Используя регенеративный теплообмен, К.Линде построил в 1885 г. первый промышленный ожижитель воздуха, в котором внутреннее охлаждение осуществляется дросселированием.

Дальнейшие шаги по усовершенствованию цикла Линде были сделаны известными учеными с использованием основополагающих работ К. Линде. Далее рассмотрим различные способы и схемы практических реализаций этих установок.

*Схема цикла Линде и изображение его на  $T, s$  и  $e, h$ -диаграммах*

Схема цикла Линде и его изображение на  $T, s$ -диаграмме показаны на рис. 4.10. Газ при температуре, близкой к  $T_{oc.}$ , и низком давлении  $p_n$  поступает в компрессор I, где его давление повышается до  $p_m \gg p_n$ , и охлаждается в холодильнике II до первоначальной температуры. При этом в окружающую среду отводится тепло  $Q_{oc.}$ . На  $T, s$  – диаграмме процесс 1–2 сжатия и охлаждения газа показан условно как изотермический. Далее через регенеративный теплообменник III газ подается к дроссельному вентилю IV.

В первый момент пуска сжатый газ дросселируется в вентиле IV до  $p_n$  и его температура снижается до  $T''_4$  (поскольку  $\alpha_h > 0$ ). Охлажденный газ через испаритель V (тепло к которому еще не подводится) поступает в регенеративный теплообменник, в котором нагревается, охлаждая следующую порцию газа до температуры  $T'_3$ , близкой к  $T''_4$ . Газ с этой температурой также используют для охлаждения сжатого газа перед дросселем до  $T''_3$ ; тогда после дросселирования достигается еще более низкая температура  $T''_4$  и т.д. Через некоторое время газ охладится настолько, что дросселирование будет заканчиваться в области влажного пара при  $T_0$ , после чего подключается нагрузка  $Q_0$ . В конце пускового периода установится равновесие и количество тепла  $Q_0$ , подводимое в процессе 4–6, будет соответствовать холодопроизводительности рефрижератора.



а)

б)

Рис. 4.10. Схема цикла Линде:

а) – рефрижераторный режим: СПТ – ступень подготовки рабочего тела, СПО – ступень предварительного охлаждения, СОО – ступень окончательного охлаждения, СИО – ступень испарительного охлаждения;

б) – изображение R (рефрижератора) на T, s – диаграмме

Изображение цикла Линде на  $e, h$ -диаграмме показано на рис. 4.11. Обозначения точек здесь те же, что и на  $T, s$ -диаграмме рис 4.10. Изотерма 1–2 соответствует сжатию рабочего тела в компрессоре, отрезок изобары 2–3 – охлаждению потока  $m$  в теплообменнике с  $T_{o.c.}$  до  $T_3$ , при этом удельная эксергия повышается, т.е. составляющая ее  $e_T$  растет (формула  $e = l = e_T + e_p$ ). В процессе 3–4 (дресселирование) эксергия снижается с  $e_3$  до  $e_4$ ; при этом падает составляющая эксергия  $e_p$ , но растет  $e_T$ , так как температура понижается ( $T_4 < T_3$ ). Это превращение  $e_p \rightarrow e_T$  сопровождается потерей эксергии  $d_{др} = e_3 - e_4$  (полнота этого превращения оценивается КПД дросселирования  $\eta_e = \Delta e_T / \Delta e_p$ , представляющим собой отношение приращения составляющей  $e_T$  к снижению составляющей  $e_p$ ).

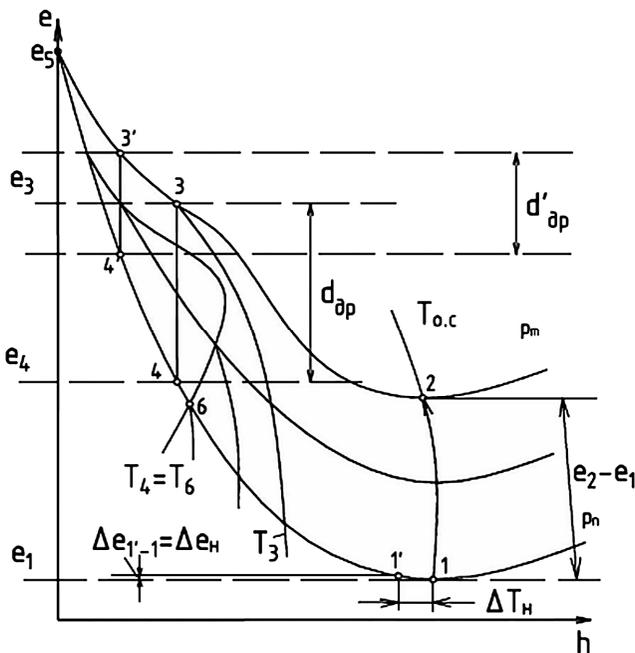


Рис. 4.11. Цикл R Линде на  $e, h$ -диаграмме

Нетрудно видеть, что при более низкой температуре рабочего тела на выходе потока  $m$  из теплообменника, например  $T_3 < T_3$ , эта потеря  $d_{др}' = e_3' - e_4'$  была бы намного меньше. Про-

цесс 4–6 соответствует подводу тепла  $q_0$  в испарителе. Наконец, снижение эксергии при изобарном нагреве потока  $n$  (процесс 6–1') соответствует его нагреву в теплообменнике. Следует обратить внимание, что эксергия в точке 1' очень незначительно отличается от эксергии в точке 1.

Это объясняется тем, что ценность холода, теряемого вследствие недорекуперации, очень низка, поскольку значение  $\tau_e$  в этой области очень мало. Поэтому значение  $\Delta e_n$ , как правило, ничтожно (менее 0,1% подведенной эксергии  $E$ ) и обычно не учитывается в эксергетическом балансе.

Схема установки по циклу Линде на рис. 4.10 соответствует варианту его использования в рефрижераторном режиме, когда получаемая жидкость из установки не выводится, а используется для реализации холодопроизводительности  $q_0$  на уровне температуры  $T_0 = T_4 = T_6$ .

В установке (рис. 4.12), предназначенной для получения жидкости в количестве, определяемом долей  $y$ , целью и эффектом является именно жидкость в состоянии, определяемом точкой 5 на диаграмме  $e, h$ .

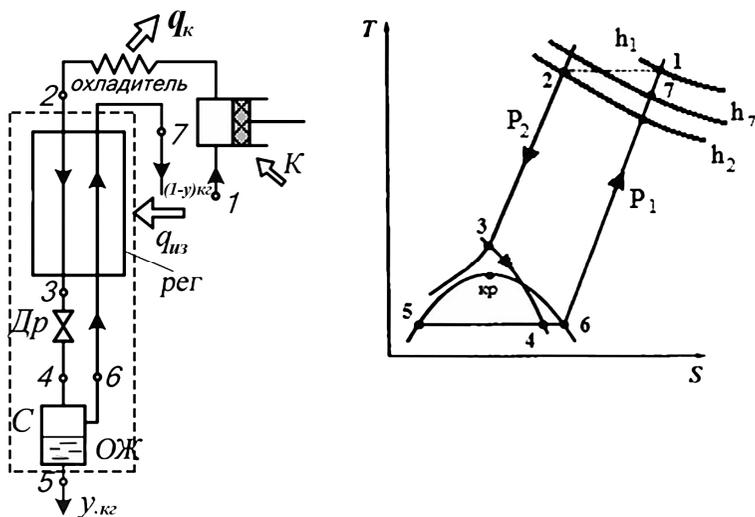


Рис. 4.12. Схема ожижительной установки, работающей по ожижительному циклу Линде:

K – компрессор, рег – регенератор, Др – дроссель, ОЖ – отделитель жидкости

Последовательность процессов в ожижительной установке аналогична изображениям на диаграммах рис. 4.11 и 4.12.

Определим количество  $y$ , кг ожиженного газа, которое можно получить из 1 кг ожижаемого газа в процессе Линде. Составим энергетический баланс контура, границы которого показаны штриховой линией на рис. 4.12.

В контур поступает 1 кг сжатого газа с энтальпией  $h_2$ , а выходит  $(1 - y)$  кг расширенного газа с энтальпией  $h_7$  и  $y$  кг ожиженного газа с энтальпией  $h_5$ . В контур поступает тепло окружающей среды через тепловую изоляцию аппаратов  $q_{u3}$  на 1 кг сжатого газа.

В результате баланса:

$$h_2 + q_{u3} = y \cdot h_5 + (1 - y)h_7. \quad (4.4)$$

Получим формулу для определения доли жидкости:

$$y = \frac{(h_7 - h_2) - q_{u3}}{h_7 - h_5}. \quad (4.5)$$

Величина  $h_7$  всегда меньше  $h_1$  – энтальпии расширенного газа при температуре  $T_2$ , так как на практике нельзя достигнуть того, чтобы отходящий газ нагрелся до температуры  $T_7 = T_2$ . Фактическая температура выходящего газа ниже, чем температура входящего на 3–5 град., что приводит к потере холода и снижению величины  $y$ . Она называется потерей от недорекуперации, и равна на 1 кг расширенного газа:

$$(h_1 - h_7) = \Delta h_n. \quad (4.6)$$

Эта потеря определяет увеличение температуры сжатого газа, выходящего из регенератора (точка 3) по сравнению с той, которая соответствует температуре  $T_3$  при  $\Delta T = T_2 - T_1 = 0$

Перенесение начальной точки дросселирования по изобаре в сторону более высоких температур приводит к тому, что точка 3 (рис. 4.13) перемещается вправо и доля жидкости  $y$ , определяемая (4–6), уменьшается.

Заменяв величину  $h_7$  на равную ей величину

$h_1 - (h_1 - h_7) = h_1 - \Delta h_n$ , получим:

$$y = \frac{h_1 - (h_1 - h_7) - h_2 - q_{u3}}{(h_1 - h_2) - (h_1 - h_7)} = \frac{(h_1 - h_2) - \Delta h_n - q_{u3}}{(h_1 - h_5) - \Delta h_n}. \quad (4.7)$$

Разность энтальпий газа при данном перепаде давлений и одной и той же температуре называется изотермическим дроссель-эффектом и обозначается  $\Delta h_T$ . Эта величина характеризует дроссель-эффект в тепловых единицах и измеряется по тем же закономерностям, что и  $\alpha_h$  – дифференциальным дроссель-эффектом, выраженным в градусах.

Таким образом, изотермический дроссель-эффект  $\Delta h_T$  измеряется количеством теплоты, которое надо в процессе дросселирования отвести от рабочего тела или подвести к нему для того, чтобы температура в конце процесса оставалось равной начальной температуре. В уравнении разность  $h_1 - h_2$  равна  $\Delta h_T$  при температуре на теплом конце теплообменника  $T_2 = T_1$ .

Из формулы следует, что величина  $\Delta h_T$  является главной составляющей, определяющей долю жидкости  $y$  и величину эксергетического КПД установки. Величины  $\Delta h_n$  и  $q_{uz}$ , напротив снижают величину эффекта.

Величина  $h_1 - h_5$  представляет собой разность энтальпий газа при одном и том же начальном давлении при температуре газа на входе в теплообменник и температуре после ожижения и обозначается как  $\Delta h_{ож}$  и равна  $q_{ож}$ .

После замены обозначений получим:

$$y = \frac{\Delta h_T - \Delta h_n - q_{uz}}{\Delta h_{ож} - \Delta h_n}. \quad (4.8)$$

При  $q_{uz} = 0$

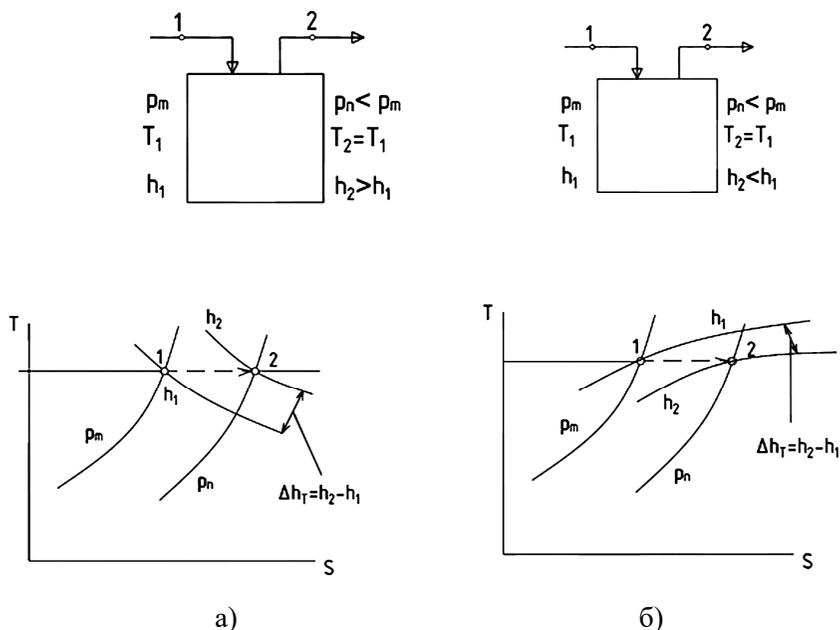
$$y = \frac{\Delta h_T - \Delta h_n}{\Delta h_{ож} - \Delta h_n}. \quad (4.9)$$

Таким образом, количество ожиженного газа тем больше, чем больше изотермический дроссель-эффект  $\Delta h_T$  при температуре входа сжатого газа в теплообменник.

Если  $\Delta h_T \leq 0$ , то  $y < 0$  и ожижение по способу Линде при данных температурных условиях на теплом конце теплообменника неосуществимо. Для газов, у которых  $\Delta h_T > 0$  при  $T_{oc}$  величина  $\Delta h_T$ , а следовательно, и  $y$  растут с увеличением давления сжатого газа вплоть до инверсионной кривой. Рассмотрим это более подробно.

На рисунке 4.13 схематически показана термодинамическая система, в которой происходит расширение реального газа от

давления  $p_m$  до давления  $p_n$ ; процесс построен таким образом, чтобы температура входящего и выходящего потоков газа были одинаковы ( $T_2 = T_1$ ). Процесс нанесен условно на  $T,s$ -диаграмму штриховой линией 1–2, поскольку промежуточные состояния не фиксированы.



**Рис. 4.13. Энергетический баланс системы дросселирования реального газа:**  
 а) – положительный дроссель-эффект,  $\Delta h_T > 0$ ;  
 б) – отрицательный дроссель-эффект,  $\Delta h_T < 0$

Если  $h_2 > h_1$  (рис. 4.13, а), то изотермический дроссель-эффект положителен и  $\Delta h_T > 0$ ; если  $h_2 < h_1$ , то  $\Delta h_T < 0$  (рис. 4.13, б).

В первом случае удельное количество энергии, которое выносит из системы поток рабочего тела, больше чем то, которое он вносит, так как  $h_2 > h_1$ . Для того, чтобы процесс мог проходить стационарно, необходимо постоянно подводить тепло в систему, отбирая его у какого-либо источника. Это количество тепла  $q$ , определяющее холодопроизводительность процесса, как следует из энергетического баланса, равно  $h_2 - h_1 = \Delta h_T$  – изотермическому дроссель-эффекту.

Во втором случае, напротив, количество вносимой потоком рабочего тела энергии больше, чем выносимой,  $h_2 - h_1$ , а  $\Delta h_T < 0$ . Поэтому процесс не может использоваться, как холодильный. Более того, для поддержания стационарного режима необходимо отводить из системы тепло  $q$ . Таким образом, изотермический дроссель-эффект  $\Delta h_T$  измеряется количеством тепла, которое надо в процессе дросселирования отвести от рабочего тела или подвести к нему, чтобы температура в конце процесса оставалась равна начальной. Равенство  $q = \Delta h_T = h_2 - h_1$  остается справедливым независимо от того, на каком уровне происходит в системе дросселирование. Количество тепла  $q$  всегда определяется только разностью энтальпий в точках 1 и 2, равной  $\Delta h_T$ , и не зависит от внутренних параметров процесса.

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

$$\Delta h_T - \Delta h_H - q_{\text{из}} = q_0, \quad (4.10 \text{ а})$$

а для  $G$  единиц циркулирующего рабочего тела:

$$G\Delta h_T - G\Delta h_H - Q_{\text{из}} = Q_0, \quad (4.10 \text{ б})$$

где  $\Delta h_H$  – недорекуперация,  $Q_{\text{из}}$  – потери холода через изоляцию,  $Q_0$  – полезная холодопроизводительность.

Из уравнения (4.10 а) следует, что чем больше  $\Delta h_T$ , тем выше удельная холодопроизводительность. Поэтому давление  $p_m$  начала дросселирования в процессе Линде не должно превышать  $p_{\text{инв}}$  при  $T_{\text{ос}}$ .

Эксергетический КПД:

$$\eta_e = \frac{e_{q_0}}{e_2 - e_1}, \quad (4.11)$$

где  $e_{q_0} = q_0 \tau_{e,0}$  – эксергетическая холодопроизводительность при неизменной  $T_0$ ;  $e_2 - e_1$  – разность эксергий рабочего тела при давлениях  $p_m$  и  $p_n$  и температуре  $T_{\text{ос}}$ .

Величина  $e_2 - e_1$  представляет собой изотермическую работу сжатия 1 кг криоагента с  $p_n$  до  $p_m$ . В реальных условиях с учетом изотермического КПД компрессора  $\eta_{\text{из.к}}$  и  $\eta_{\text{эм.к}}$  она составит:

$$l_k = \frac{e_2 - e_1}{\eta_{\text{из.к}} \eta_{\text{эм.к}}}. \quad (4.12)$$

Отсюда КПД всей установки-рефрижератора:

$$\eta_e = \frac{e_{q_0}}{(e_2 - e_1) \cdot \frac{1}{\eta_{\text{из.к}} \eta_{\text{эм.к}}}}. \quad (4.13)$$

Заменим  $e_{q_0}$  в формуле (4.13) на  $q_0 \tau_e$ , которая может быть выражена посредством (4.10 а) так:

$$e_{q_0} = q_0 \cdot \tau_e = (\Delta h_T - \Delta h_e - q_{\text{из}}) \cdot \tau_e. \quad (4.14)$$

Очевидно, что увеличение  $\Delta h_T$ , как и уменьшение величин, связанных с теплопритоком через изоляцию  $q_{\text{из}}$  и  $e_{q_{\text{из}}}$ , приводит к росту КПД  $\eta_e$ , поэтому при анализе можно исключить эти величины, чтобы удобнее было рассматривать принципиально важные факторы.

Тогда для идеализированной системы, где  $q_{\text{из}} = 0$ ,  $e_{q_{\text{из}}} = 0$ , а  $\eta_{\text{из.к}} = \eta_{\text{эм.к}} = 1$

$$\eta = \frac{(\Delta h_T - \Delta h_H) \cdot \tau_e}{e_2 - e_1}. \quad (4.15)$$

Из (4.15) следует, что для увеличения  $\eta$  нужно стремиться к большему значению  $(\Delta h_T - \Delta h_H) \tau_e$  и снижению потерь  $\Delta e_H + \Sigma d_i$  (соответственно, потери эксергии от недорекуперации и потери эксергии от необратимости внутренних процессов в криоблоке).

Значение  $\Delta h_T - \Delta h_H$  будет тем больше, чем выше  $\Delta h_T$  и  $\tau_e$  и ниже  $\Delta h_H$ . Увеличение  $\Delta h_T$  может быть достигнуто либо посредством выбора рабочего тела (криоагента) с бóльшим изотермическим дроссель-эффектом при данной  $T_{\text{о.с.}}$ , либо при заданном рабочем теле повышением давления  $p_m$ .

На рисунке 4.14 показана зависимость важнейших показателей схемы Линде:  $l_{\text{из.к}}$ ,  $\Delta h_T$  и  $\eta_e$  от давления  $p_m$

$$l_{\text{из.к}}, \Delta h_T \text{ и } \eta_e.$$

Повышение давления  $p_m$  термодинамически целесообразно до определенного предела, лежащего ниже  $p_{\text{инв}}$ . Это объясняется тем, что с повышением  $p_m$  дроссель-эффект, определяющий значение числителя формулы (4.15), растет сначала медленно, затем быстрее; с приближением к  $p_{\text{инв}}$  этот рост снова замедляется (рис. 4.14).

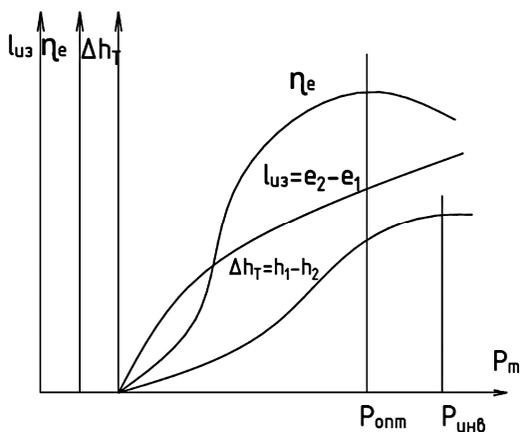


Рис. 4.14. Характер зависимости величин  $\Delta h_T$ ,  $l_{u3}$ ,  $\eta_e$  от  $p_m$

Работа сжатия  $e_2 - e_1$ , напротив, растет по логарифмической кривой, сначала быстро, потом медленно. Поэтому максимум  $\eta_e$  сдвинут по отношению к максимуму  $\Delta h_T$  влево, в направлении меньших значений  $p_m$ . Указанные значения служат ориентиром при выборе рабочего тела и значения  $p_m$ .

Выполняя расчеты схемы Линде при повышении давления  $p_m$  прямого потока для воздуха в диапазоне давлений  $p_m = (1 \div 10 \text{ МПа})$  получаем значения величины  $y$  на уровне  $(3 \div 5)\% \rightarrow (6 \div 8)\%$  и, как было указано выше, после давления  $(p_m)_{\text{нпв}}$  показатель  $y$  уменьшается. Объяснением этого факта служит положение точки 3 на  $T, s$ -диаграмме.

Действительно, при увеличении температуры  $T_3$  точка 3 сдвигается вверх по изобаре  $p_m$ , а величина отрезка 4–6, определяющего долю жидкости, уменьшается. Напротив, смещение точки  $T_3'$  вниз и уменьшение температуры приводит к росту доли жидкости. Для получения аналитической связи составим баланс регенератора установки Линде:

$$h_2 + q_{\text{из}} + (1 - y) \cdot h_6 = h_3 + (1 - y) \cdot h_7, \quad (4.16)$$

$$(h_2 - h_3) + q_{\text{из}} = (1 - y) \cdot (h_7 - h_6), \quad (4.17)$$

$$h_3 = h_2 + q_{\text{из}} - (1 - y) \cdot (h_7 - h_6). \quad (4.18)$$

Найденное по  $h_3$  значение температуры  $T_3$  подтверждает сделанные выше заключения о связи  $T_3$  с величиной  $y$ .

Рассмотрим более объективные причины низких значений температуры  $T_3$  и, как следствие, доли жидкости  $y$ , изобразив графики изменения температур по длине регенератора.

Причина расхождения кривых изменения температур определяется из баланса теплообменника (рис. 4.15):

$$C_{pm} \cdot G_m \cdot \Delta T_{2-3} = C_{pn} \cdot G_n \cdot \Delta T_{6-7}. \quad (4.19)$$

Из баланса следует, что  $\Delta T_{6-7}$  всегда больше, чем  $\Delta T_{2-3}$ , т.к. теплоемкость прямого потока больше обратного  $C_p > C_{pn}$  и расход прямого потока больше обратного  $1 > (1 - y)$ . Чтобы повысить эффективность процесса цикла Линде, потребовалось вводить дополнительные изменения в схеме, используя либо внешний отвод тепла от дополнительного источника холода, либо расширение в детандере.

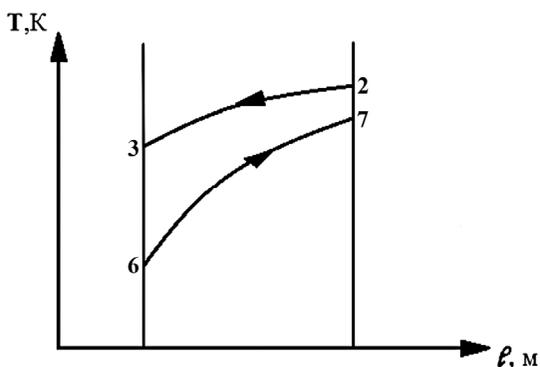


Рис. 4.15. График изменения температур по длине регенератора

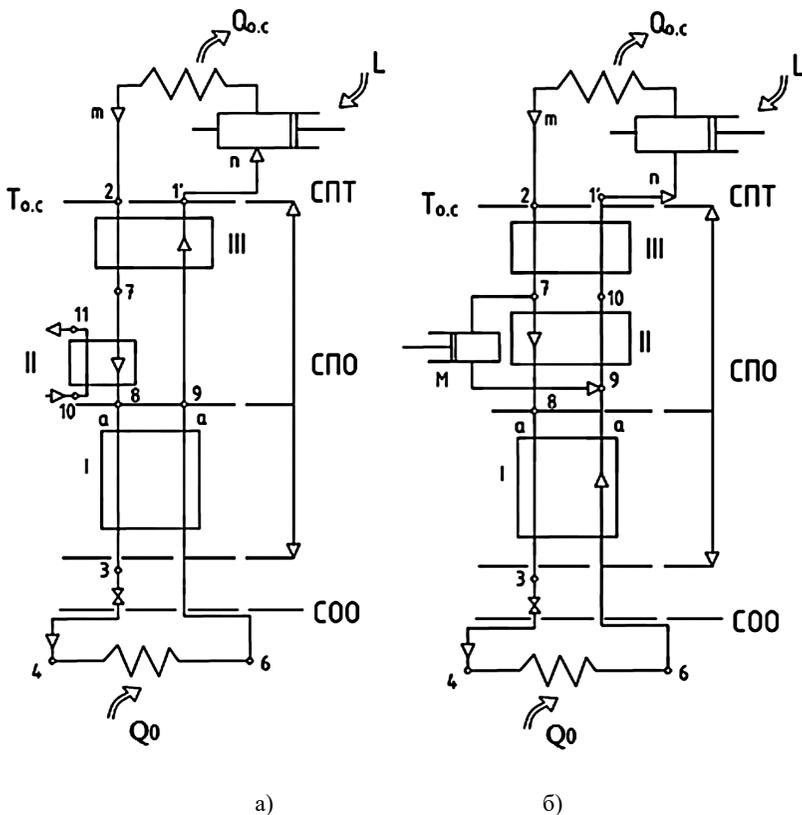
### 4.3. Пути повышения эффективности циклов, доли ожиженного воздуха $y$ и эксергетического КПД $\eta_e$

#### *Циклы с внешним отводом тепла*

Из энергетического баланса (4.10а) следует, что цикл Линде работает только с  $\Delta h_T > 0$  при  $T_{o.c}$  (поскольку при  $\Delta h_T < 0$  значение  $Q_0 < 0$ ). Это условие ограничивает его непосредственное применение только такими температурами  $T_0$  криостатирования, при которых можно использовать криоагенты с положительным дроссель-эффектом при  $T_{o.c}$  (т.е. практически не ниже 70–50 К).

Для более низких температур  $T_0$  необходимы другие криоагенты, такие как неон, водород и гелий, у которых, одна-

ко, температуры инверсии значительно ниже  $T_{o.c.}$ . Чтобы использовать цикл Линде в этих условиях, необходимо перенести начальный температурный уровень его работы в область, где  $\Delta h_T$  рабочего криоагента будет положительной, т.е. ниже  $T_{инв.}$ . Для этого нужно над неохлаждаемой частью СПО «надстроить» другую, дополнительно охлаждаемую (т.е. охлаждаемую не только обратным потоком  $n$ ). Такая система в двух вариантах показана на рис. 4.16.



**Рис. 4.16. Схемы R-системы со ступенью Линде и охлаждаемой СПО:**  
 а) – внешнее охлаждение СПО; б) – внутреннее охлаждение СПО с детандером;  
 I, II, III – теплообменники

Первый вариант (рис. 4.16, а), предложенный ещё Линде, основан на внешнем охлаждении прямого потока в дополнительном теплообменнике II посредством какого-либо криоагента или

хладоагента, полученного в дополнительной установке (холодильной или криогенной в зависимости от температурного уровня). Часть системы, находящаяся ниже сечения а-а ( $T_a < T_{инв}$ ), представляет собой такой же криоблок рефрижератора Линде с разницей только в том, что сечение а-а не совпадает с  $T_{о.с}$ , а расположено на более низком температурном уровне.

Энергетический баланс части криоблока ниже сечения а-а (ступени Линде) будет таким же как и  $h_2 + q_0 + q_{из} = h_1'$ , с той только разницей, что вместо  $h_2$  и  $h_1'$  в него будут входить  $h_8$  и  $h_9$ . Для ступени Линде остаются в силе и все последующие уравнения полученные из

$$h_2 + q_0 + q_{из} = h_1', \quad (4.20)$$

с учетом изменения температурного уровня  $T_{о.с}$  на  $T_8$ . Уравнение энергетического баланса будет иметь вид:

$$G \cdot \Delta h_T + Q_{доп} - G \cdot \Delta h_H - Q_{из} = Q_0. \quad (4.21)$$

Оно отличается от (4.10,б) только величиной  $Q_{доп} = q_{доп} \cdot G_{доп} = \Delta h_{11-10} \cdot G_{доп}$ , показывающей значение дополнительного охлаждения-количества тепла, отводимого от криоблока в теплообменнике II.

Доля жидкости  $y$  для цикла Линде с внешним охлаждением  $q_x$  определяется из уравнения:

$$y = \frac{\Delta h_T + q_x - \Delta h_H - q_{из}}{\Delta h_{ож} - \Delta h_H}. \quad (4.22)$$

Удельный расход энергии на 1 кг охлажденного воздуха с учетом величины  $q_x$ .

$$N_y = \frac{1}{y} \cdot \left( \frac{RT \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}}{\eta_{из} \cdot \eta_M} + \frac{q_x}{\varepsilon} \right), \quad (4.23)$$

где  $\varepsilon$  – холодильный коэффициент холодильной установки.

Изображение процесса с введением дополнительного внешнего охлаждения показано на рис. 4.17 в координатах  $T, q$ . Температура  $T_3'$  определяется по величине энтальпии  $h_3'$ , найденной из баланса:

$$h_3' - (1 - y) \cdot (h_7 - h_8) - q_x. \quad (4.24)$$



ждения не было (отсутствовал бы теплообменник II и относящееся к нему оборудование – внешний рефрижератор или детандер), то температура прямого потока в точке 3 была бы выше ( $T_{3'} > T_3$ ), что соответственно привело бы к уменьшению эффективности установки. Дополнительное охлаждение ( $Q_{\text{доп}}$  в первом случае и  $G \cdot M \cdot \Delta h_{\text{д}}$  во втором) ограничено значением  $\Delta T_{8-9}$ . Чем больше охлаждение, тем меньше  $\Delta T_{8-9}$ . Если  $\Delta T_{8-9} \rightarrow 0$ , то неизбежно (так как поверхность  $F$  теплообменника конечна) увеличится  $\Delta T_{m-n}$  в сечениях теплообменника, расположенных выше, вплоть до  $\Delta T_{2-1} = \Delta T_{\text{Н}}$ . При этом дополнительный холод будет потерян вследствие увеличения потерь от недорекуперации и значение  $Q_0$  в уравнениях (4.21) и (4.25) начнет уменьшаться. Поэтому в каждом случае имеется некоторое оптимальное значение  $Q_{\text{доп}}$  или  $M \Delta h_{\text{д}}$ , при котором  $Q_0$  максимальна. Оно определяется по минимальному значению  $\Delta T_{8-9}$ .

Доля жидкости для процессов по циклу Клода составит:

$$y = \frac{\Delta h_{\text{T}} + M \Delta h_{\text{д}} - \Delta h_{\text{н}} - q_{\text{из}}}{\Delta h_{\text{ож}} - \Delta h_{\text{н}}} \quad (4.26)$$

Удельный расход энергии на 1 кг охлажденного воздуха с учетом детандера:

$$N_y = \frac{1}{y} \cdot \left( \frac{R \cdot T \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}}{\eta_{\text{из}} \cdot \eta_{\text{эмк}}} - M \cdot \Delta h_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{эмд}} \right), \quad (4.27)$$

где  $\eta_{\text{эмк}}$  и  $\eta_{\text{эмд}}$  – электромеханические КПД компрессора и детандера.

Изображение процесса в теплообменнике с введением охлаждения в детандере показано на рис. 4.18 в координатах  $T, q$ .

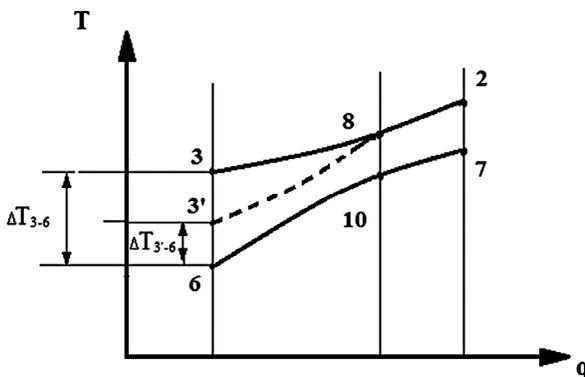
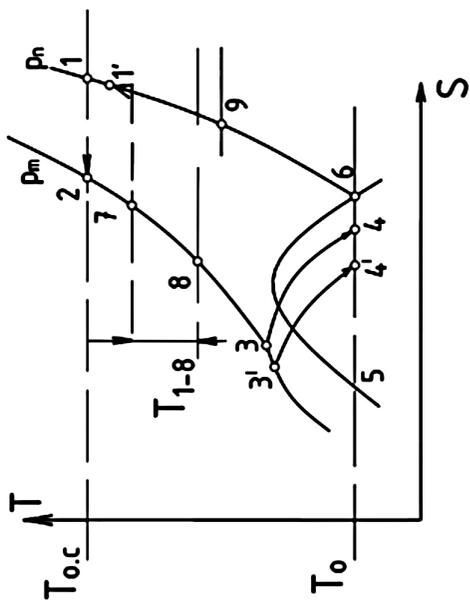
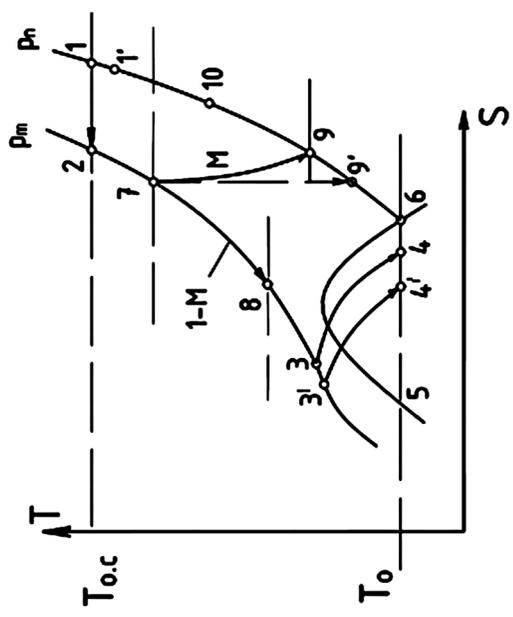


Рис. 4.18. Изображение процесса в теплообменнике с введением охлаждения в детандере



а)



б)

Рис. 4.19. Изображение на T,s-диаграммах циклов Линде (а) и Клода (б)

На рисунке 4.19 показаны процессы в рефрижераторах Линде и Клода (обозначения точек соответствуют схемам на рис. 4.16) на  $T,s$ -диаграмме.

Сжатие в компрессоре показано условно в виде изотермы 1–2. В рефрижераторе Линде отрезок изобары  $p_m$  между точками 7 и 8 показывает процесс дополнительного охлаждения. При его отсутствии точка 3 переместилась бы в положение 3', а точка 4 – в 4' с соответствующим уменьшением холодопроизводительности с  $q_0 = h_6 - h_4$  до  $q_0' = h_6 - h_4' < h_6 - h_4$ . Аналогичная ситуация возникла бы и в процессе Клода при отсутствии охлаждения в детандере (процесс 7–8, в идеальном случае 7–9) доли  $M$  прямого потока (естественно, что при отсутствии дополнительного охлаждения установки могли бы работать только с такими рабочими телами, у которых  $\Delta h_T > 0$  при  $T_{oc}$ ).

Количество ступеней дополнительного охлаждения (как внешнего, так и внутреннего) может достигать двух-, трех- и более. Формула (4.25) в этом более общем случае будет иметь вид:

$$G \cdot \Delta h_T + \Sigma G_i \cdot M_i \cdot \Delta h_{oi} + \Sigma Q_{доп} - G \cdot \Delta h_H - Q_{из} = Q_0.$$

В одной установке могут использоваться и внутреннее, и внешнее охлаждение одновременно.

### Процесс Гейландта

Процесс Гейландта показан на рис. 4.20. Как видно из схемы, сжатый до  $\approx 200$  бар воздух после охладителя, в отличие от процесса Клода, сразу разделяется на две примерно равные части. Одна из них ( $1 - M$ ) поступает на детандер, другая на теплообменник. В процессе Гейландта оптимальная разность температур  $\Delta_{2-7}$  обычно составляет около  $10^\circ\text{C}$ . В остальном процесс Гейландта не имеет никаких качественных отличий от процесса Клода.

Основное преимущество перед схемой Клода – установка детандера с впуском воздуха при температуре  $T_{oc}$  ( $T_2 = T_8$ ), что значительно упрощает его конструкцию и увеличивает КПД.

Схема установки по циклу Капицы и изображение его в  $T,s$ -диаграмме показаны на рис. 4.21.

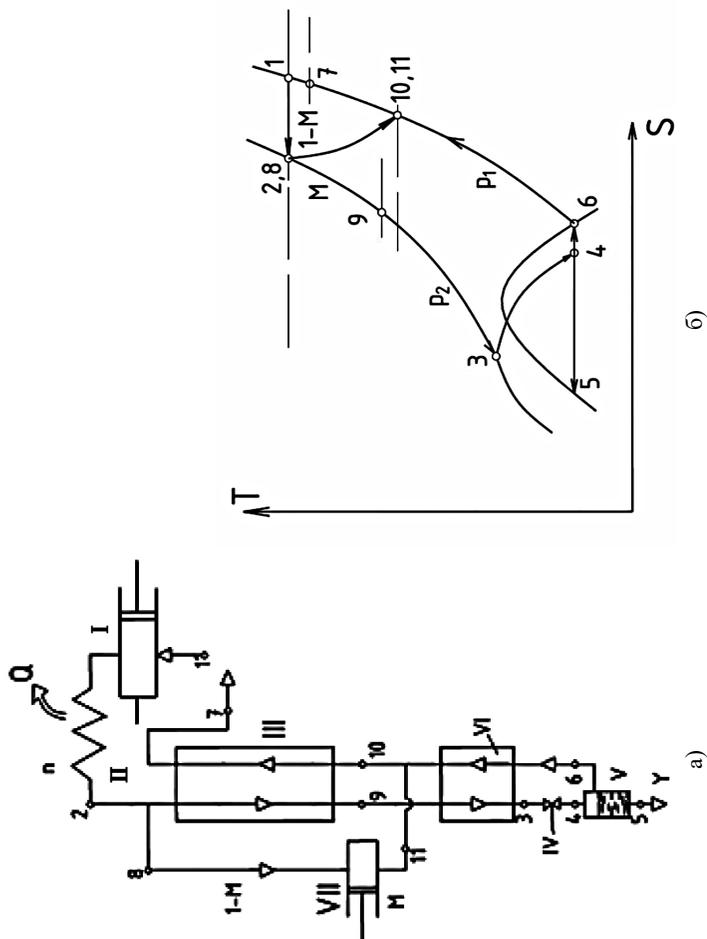


Рис. 4.20. Схема процесса Гейландта и изображение его в  $T,s$ -диаграмме:

а – схема процесса; б – изображение на  $T,s$ -диаграмме; I – компрессор;

II – охладитель; III – верхний теплообменник; IV – дроссель; V – отделитель жидкости; VI – нижний теплообменник; VII – детандер



Газ сжимается в турбокомпрессоре до давления 5–7 бар и после охлаждения в состоянии, соответствующем точке 2, поступает в теплообменник III (регенератор). После охлаждения газом обратного потока до температуры  $T_b$  газ разделяется на две части. Первая  $(1 - M)$ , в количестве около 90% от всего газа, подается на расширение в турбодетандер.

Другая часть  $M$  газа через теплообменник-ожижитель VI, где она конденсируется, поступает на дросселирование (точка 3). Полученная после дросселирования жидкость в количестве  $y$ , кг отводится из отделителя, а оставшийся газ в состоянии сухого насыщенного пара вместе с газом, поступившим из турбодетандера, направляется в теплообменники VI и III и после нагревания до температуры  $T_7$  выводится в атмосферу.

Сопоставление процессов Клода, Гейландта и Капицы показывает, что все они являются модификациями одного и того же процесса ожижения газа с детандером. Процесс Гейландта характеризуется наиболее высоким давлением сжатия газа (воздуха) и наиболее высокой температурой входа части газа в детандер. Оптимальная доля газа, направляемого в детандер  $(1 - M)$  составляет около 0,5. Процесс Капицы напротив, характеризуется наиболее низким давлением сжатия и наиболее низкой температурой перед детандером. Доля газа, отводимого в детандер, составляет 0,90–0,92. Процесс Клода занимает промежуточное положение.

При определении расхода энергии на ожижение во всех процессах с детандером следует учитывать работу, возвращаемую детандером. Возвращаемая детандером работа, отнесенная к 1 кг полученной жидкости, может быть вычислена по формуле:

$$N_{\text{дет}} = \frac{\Delta h_{\text{д}} \cdot (1 - M) \cdot \eta_{\text{эм}}}{y}, \text{ кДж/кг.} \quad (4.28)$$

В таблице 4.1 приведены примерные энергетические показатели процессов Линде, Клода, Гейландта и Капицы при ожижении воздуха. При расчетах приняты следующие исходные данные: начальное давление 1 бар; средняя разность температур  $\Delta T$  в теплообменниках III и VI равно 10 °С; потери через изоляцию  $q_{\text{из}} = 8,5$  кДж/кг; изотермический КПД компрессора  $\eta_{\text{из}} = 0,6$ ; адиабатный КПД детандера  $\eta_{\text{ад}} = 0,7$ .

**Показатели процессов ожижения воздуха  
(на 1 кг ожиженного воздуха)**

Наименование процесса	Рабочее давление $p_2$ , бар	Доля ожиженного воздуха $u$ , %	Доля воздуха на детандер $M$ , %	Температура перед детандером $T_0$ , К	Удельные затраты работы, кВт*ч/кг	Эксергетический КПД $\eta_e$ , %
<b>Высокое давление</b>						
Линде	150–200	3–5 6–7	–	–	–	6 7–8
Гейландт	200	26	0,58	273–263	0,76	26–25
Клод-Гейландт	160	22	0,62	253–248	0,8	26–24
<b>Среднее давление</b>						
Клод	60	18	0,74	213–208	0,83	24–23
Клод	20	11	0,82	153–148	1,0	20–16
<b>Низкое давление</b>						
Капица	6	6	0,9	113–111	1,4–1,45	14–13

#### 4.4. Пример расчёта цикла Линде

Процесс в  $T, S$  диаграмме, схема установки Линде, процесс в  $e-h$  диаграмме соответственно представлены на рис. 4.22–4.24. Значения основных параметров сведены в табл. 4.2.

#### Начальные данные:

$$P_2 = 20 \text{ МПа};$$

$$\Delta t_{\text{н}} = 4 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$q_{\text{из}} = 2 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_{\text{из}} = 0,57;$$

$$\eta_{\text{эм}} = 0,92.$$

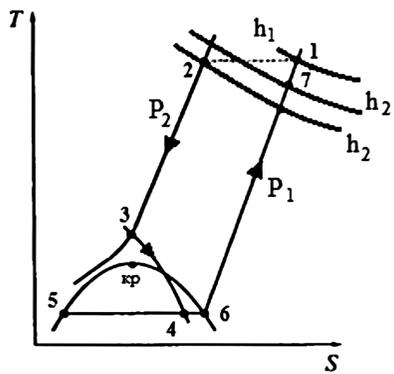


Рис. 4.22. Процесс в T,S диаграмме

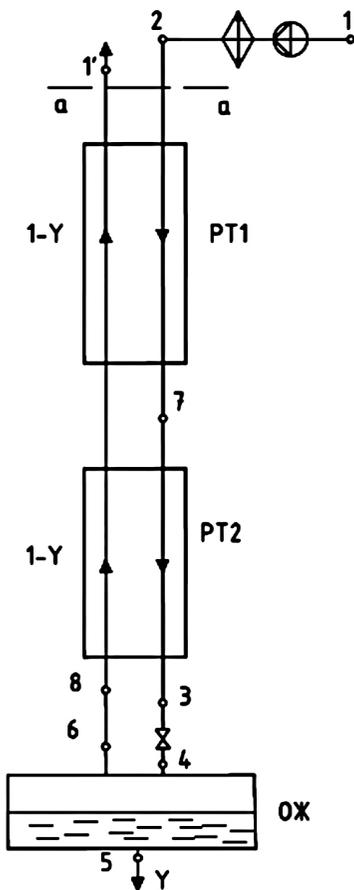


Рис. 4.23. Схема установки Линде



Таблица 4.2

Сводная таблица

№	p, МПа	T, К	h, ккал/кг	S, кДж/(кг·К)	Расход	e, кДж/кг	h, кДж/кг
1	0,1	293	122	6,84	1	0	510
2	20	293	111	5,1	1	442	465,09
3	20	173	61	4,32	1	500	255,98
4	0,1	82	61	5,44	1	200	255,98
5	0,1	81	2,86	2,72	0,076	750	12
6	0,1	82	69	5,52	0,968	167	287
7	0,1	289	120,5	6,8	0,968	0,12	504,8

1. Величина изотермического дроссель-эффекта:

$$\Delta h_T = h_1 - h_2 = 510 - 465,09 = 44,91 \text{ кДж/кг.}$$

2. Потери холода с недорекуперацией:

$$\Delta h_H = h_1 - h_7 = 510 - 504,8 = 5,2 \text{ кДж/кг.}$$

3. Разность энтальпий в начальном и ожиженном состоянии:

$$\Delta h_{\text{ож}} = h_1 - h_5 = 510 - 12 = 498 \text{ кДж/кг.}$$

4. Доля ожиженного воздуха:

$$y = \frac{\Delta h_T - q_{\text{из}} - \Delta h_H}{\Delta h_{\text{ож}} - \Delta h_H} = \frac{44,91 - 2 - 5,2}{498 - 5,2} = 0,076.$$

И по величине энтальпии  $h_3$  находится температура перед дросселем

$$T_3 = 173 \text{ К.}$$

5. Из теплового баланса теплообменника находим энтальпию в точке 3:

$$(h_2 - h_3) \cdot 1 + q_{\text{из}} = (1 - y) \cdot (h_7 - h_6)$$

$$h_3 = h_2 - q_{\text{из}} - (1 - y) \cdot (h_7 - h_6) = 465,09 - 2 - (1 - 0,076) \cdot (504,8 - 287)$$

$$h_3 = 255,98 \text{ кДж/кг.}$$

6. Удельный расход электроэнергии на получение 1 кг охлажденного воздуха:

$$l = \frac{R \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{y \cdot \eta_{\text{из}} \cdot \eta_{\text{эм}}} = \frac{287,14 \cdot 293 \cdot \ln\left(\frac{20}{0,1}\right)}{0,076 \cdot 0,57 \cdot 0,92} = 11184,66 \text{ кДж/кг}$$

7. Эксергетический КПД установки:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{e_5}{l} = \frac{750}{11184,66} = 0,067 = 6,7\% .$$

### Контрольные вопросы

1. Изложите преимущества схем хладоснабжения с промежуточным теплоносителем.

2. Чем ограничены возможности повышения доли жидкости и КПД схемы Линде способом повышения давления?

3. Какие способы используют в схеме Линде для реализации процесса с промежуточным отводом тепла?

4. Сравните условия работы поршневого детандера в схемах Клода и Гейландта.

5. В чем состоит преимущество цикла и схемы П. Капицы, несмотря на более низкий КПД?

# **Глава 5. СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЙ ПРОДУКТАМИ РАЗДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА (ПРВ). ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ ПРВ. СПЕЦИФИКА ПОТРЕБЛЕНИЯ ПРВ**

Этот раздел является одним из интереснейших разделов дисциплины. Физические основы процессов разделения и других способов получения составляющих воздуха были рассмотрены в курсе «Основы трансформации тепла и процессов охлаждения». В данной дисциплине студенты изучают систему производства и применения ПРВ. Учитывая сложность процессов и схем, некоторые наиболее сложные разделы приходится кратко повторять.

## **5.1. Особенности систем обеспечения предприятий ПРВ (в сравнении с другими носителями)**

- система «генератор – коммуникация – потребитель» – ярко выражена. Характерны также типичное равномерное (по времени) производство продуктов, неравномерное (циклическое, детерминированное) и стохастическое потребление;
- температурный уровень процессов ниже 120 К, что согласно классификации низкотемпературных процессов, соответствует области криогенной техники.

Это, в свою очередь, определяет ряд особенностей элементов конструкций и специфику эксплуатации.

К ним, в первую очередь, относятся:

- применение материалов надежно работающих при  $T < 120$  К в условиях их повышенной хрупкости и вязкости. С этой целью используются сплавы цветных металлов, на основе меди, цинка, алюминия. Широкое применение разнообразных композитных материалов для уплотнений и трущихся деталей машин;
- повышенные требования к изоляции сосудов, трубопроводов и других деталей машин и теплообменников, в частности использование вакуумной и вакуумно-порошковой изоляции;

- транспортировка ПРВ осуществляется в газообразном и сжиженном состоянии, что предъявляет жесткие требования к снижению потерь при транспортировке, изоляции сосудов, надежности в плане пожаробезопасности;
- продолжительность пуска и останова установок составляет 2–3 часа, что связано с переходом от высоких температур от  $T_{\text{окр.среды}} = 300 \text{ К}$ , до температур получения основных продуктов  $T_{\text{кисл}} = 90 \text{ К}$  и  $T_{\text{азот}} = 78 \text{ К}$ ;
- широкий диапазон КПД установок: от 11–12% для установок низкого давления до 20–25% для установок высокого давления;
- повышенные требования к взрывобезопасности установок, особенно при работе с кислородом;
- сложность установок (в сравнении с предыдущими энергоносителями), что определяет повышенные требования к обслуживаемому персоналу;
- большое разнообразие продуктов на выходе из установок. Если не считать такие продукты как гелий, неон, криптон, используемые в специальных криогенных системах, что не является предметом изучения данной специальности, то даже использование в промышленности кислорода, азота и аргона, с учетом агрегатного состояния (газ, жидкость) и разной концентрации (см.ниже), приводит к наличию минимум семи продуктов;
- неравномерность потребления ПРВ приводит к наличию разнообразных аккумулирующих устройств: ресиверов, реципиентов, баллонов для газообразных продуктов и сосудов для жидких продуктов.

## 5.2. Состав атмосферного воздуха

Атмосферный воздух является сырьем для получения ПРВ. Состав его непостоянен, содержание компонентов зависит от географической широты, высоты над поверхностью Земли; существенно неодинакова загрязненность воздушного бассейна, содержание примесей  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$  и других может меняться в течение суток, например, под влиянием метеорологических условий.

Усредненный состав сухого атмосферного воздуха у поверхности Земли приведен в табл. 5.1, и содержание влаги, соответственно, в табл. 5.2.

Таблица 5.1

**Усредненный состав сухого атмосферного воздуха  
у поверхности Земли**

Компонент	Доля компонента в воздухе, %		Температура кипения, К
	объемная	массовая	
Азот N <sub>2</sub>	78,09	75,52	77,36
Кислород O <sub>2</sub>	20,95	23,15	90,19
Аргон Ar	0,93	1,28	87,29
Двуокись углерода CO <sub>2</sub>	0,03	0,05	194,6
Неон Ne	0,18·10 <sup>-2</sup>	1,25·10 <sup>-3</sup>	27,11
Гелий He	5,24·10 <sup>-4</sup>	0,72·10 <sup>-4</sup>	4,22
Ацетилен и другие высококипящие углево- дороды	2,03·10 <sup>-4</sup>	1,28·10 <sup>-4</sup>	—
Метан CH <sub>4</sub>	1,5·10 <sup>-4</sup>	0,08·10 <sup>-4</sup>	111,7
Криптон Kr	1,14·10 <sup>-4</sup>	3,3·10 <sup>-4</sup>	119,8
Водород H <sub>2</sub>	0,5·10 <sup>-4</sup>	0,035·10 <sup>-4</sup>	20,39
Закись азота N <sub>2</sub> O	0,5·10 <sup>-4</sup>	0,8·10 <sup>-4</sup>	184,6
Ксенон Xe	0,08·10 <sup>-4</sup>	0,036·10 <sup>-4</sup>	165,05
Озон O <sub>3</sub>	0,1·10 <sup>-5</sup>	0,015·10 <sup>-4</sup>	161,25
Радон Rn	6·10 <sup>-18</sup>	4,5·10 <sup>-17</sup>	211,35

\* В идеальном газовом состоянии значения объемных и молярных долей равны.

Таблица 5.2.

**Содержание влаги в атмосферном воздухе в зависимости от температуры**

Температура воздуха		Влаго- содержание, г/кг									
С	К		С	К		С	К		С	К	
30	303	25,4	0	273	3,73	-30	243	0,229	-60	213	0,00695
25	298	19,07	-5	268	1,7	-35	238	0,133	-65	208	0,00286
20	293	14,17	-10	263	1,59	-40	233	0,077	-70	203	0,00163
15	288	10,35	-15	258	1,01	-45	228	0,043	-75	198	0,00073
10	283	7,48	-20	253	0,63	-50	223	0,024	-80	193	0,00032
5	278	5,31	-25	248	0,39	-55	218	0,013	-90	183	0,000082

Основными продуктами разделения воздуха в современных ВРУ являются следующие промышленные газы:

– кислород технический К, 99,2...99,7% (1-й сорт – 99,7%, 2-й – 99,5%, 3-й – 99,2%) и технологический Кт, 92...98% (в среднем 95%);

– азот особой чистоты (не менее 99,996%), высшего сорта (99,994%), 1-го сорта (99,6%), 2-го – (99%);

– аргон высшего сорта (99,993%), первого сорта (99,987%); сырой (86...90%), содержащий до 4% O<sub>2</sub> и до 10% N<sub>2</sub>; технический (86...88%) с примесью 12–14% азота.

Основные продукты разделения воздуха получают в газообразном состоянии при небольшом давлении (0,105–0,12 МПа), в сжатом газообразном состоянии при давлении 0,2–20 МПа (и даже до 40 МПа) и в жидком состоянии при давлении 0,105–0,5 МПа. В жидких продуктах, как правило, объемная доля основного компонента превышает 99,5%.

Давление и степень чистоты задают по соответствующему (на этот продукт) ГОСТу. В некоторых случаях чистота продуктов может быть при проектировании ВРУ увеличена, исходя из условий оптимизации технологического процесса.

### 5.3. Маркировка и краткая классификация установок

Маркировка установки зависит от ее предназначения, т.е. какой продукт является главным. В этой связи различают кислородные и азотные установки.

Первая буква относится к основному продукту, например, КтК-35 – это кислородная установка, производящая технологический (Кт) кислород в количестве 24000 м<sup>3</sup>/ч и технический (К) в количестве 11000 м<sup>3</sup>/ч, в сумме 35000 – цифра 35.

Для азотных установок первая буква А: так, установка А-8, 8000 м<sup>3</sup>/ч азота, или АКт-30 – 30000 м<sup>3</sup>/ч азота.

При наличии в продуктах аргона добавляется буква Ар; например, КААр-15 производит 15500 м<sup>3</sup>/ч технического кислорода, 16000 м<sup>3</sup>/ч азота и 300 м<sup>3</sup>/ч аргона.

Установки классифицируют по производительности и давлению сжатого воздуха. По этому признаку установки различают

большой производительности низкого давления, средней производительности среднего давления, малой производительности высокого давления.

ВРУ низкого давления обеспечивают получение более 90% всех продуктов разделения воздуха, потребляемых всеми отраслями промышленности. Для работы таких ВРУ необходимы были громоздкие поршневые компрессоры, детандеры и системы химической очистки воздуха от двуокиси углерода, что ограничивало производительность установок. Возможность создания ВРУ низкого давления была впервые доказана академиком П.Л. Капицей в 1939 г. на основе применения эффективного реактивного турбодетандера с адиабатным КПД около 80%. В 1941–1944 гг. коллективом специалистов под его руководством были построены и испытаны первые в мировой практике ВРУ низкого давления ТК-200 и ТК-2000. В настоящее время принципы создания установок низкого давления, разработанные в нашей стране, используют все крупнейшие фирмы при проектировании мощных ВРУ.

Установки технологического кислорода (кислорода пониженной чистоты) широко применяют в цветной и черной металлургии. Достаточно сказать, что одна из крупнейших в мире ВРУ Кт-70, построенная в конце 70-х годов и предназначенная для получения именно технологического (95% O<sub>2</sub>) кислорода, имеет производительность 70000 м<sup>3</sup>/ч. В связи со структурной перестройкой металлургической отрасли удельный вес ВРУ этого типа уменьшается, однако в обозримом будущем открываются перспективы для применения установок технологического кислорода в экологически чистых производствах (при переработке твердых бытовых и промышленных отходов, отбеливании целлюлозы и т.д.). Особенность ВРУ технологического кислорода – наличие значительного резерва холодопроизводительности при высокой степени извлечения кислорода, поэтому их эффективность может быть существенно повышена получением части продуктов в жидком виде.

ВРУ технического кислорода находят широкое применение в металлургической промышленности, обеспечивая кислородом и аргоном сталеплавильное производство, а азотом – сталепрокатное. Установки этого типа в последнее десятилетие наиболее активно совершенствовались. Современные ВРУ этого типа –

это установки комплексного извлечения особо чистых продуктов: кислорода, азота, аргона, при необходимости – концентрированных смесей криптона и ксенона, неона и гелия. Оптимальным для крупных ВРУ технического кислорода является получение части продуктов в жидком виде. Для ВРУ низкого давления типа АКАр разработаны типоразмерные ряды.

Существенный прогресс достигнут в проектировании азотных установок типа Ар, производящих чистый газообразный азот под давлением 0,6–0,8 МПа для предприятий химической и нефтехимической промышленности. Основные усилия разработчиков этих установок направлены на повышение степени извлечения азота, его степени чистоты и давления.

Кислород был одним из первых продуктов разделения воздуха, поэтому рассмотрим кратко способы его получения. Характеристики ВРУ приводятся в Приложении.

#### **5.4. Способы получения кислорода**

В XXI веке, когда были разработаны первые промышленные методы получения кислорода, его производили в сравнительно небольших количествах. Поэтому кислород обходился довольно дорого и находил ограниченное применение. За последние годы технология и аппарата производства кислорода были настолько усовершенствованы, что сейчас можно вырабатывать чистый кислород в очень больших количествах и широко использовать его в промышленности.

Кислород можно получать:

- 1) химическими способами;
- 2) электролизом воды;
- 3) разделением воздуха методом глубокого охлаждения.

##### *Химические способы*

Первоначально применялись только способы, основанные на свойствах некоторых веществ (например, бертолетовой соли, перекиси бария и др.) в определенных условиях выделять  $O_2$ . При нагревании 1 кг бертолетовой соли  $KClO_3$  выделяется  $270 \text{ дм}^3$  кислорода.

Оксид бария BaO при нагревании до 540 °С (или до 650 °С под давлением) поглощает кислород из атмосферного воздуха, образуя перекись бария BaO<sub>2</sub>. При дальнейшем нагревании до 870 °С (или до 650 °С при пониженном давлении) перекись бария разлагается, переходя снова в оксид бария, и выделяет поглощенный кислород по реакции:



Используя оксид бария, можно получать из воздуха около 70 дм<sup>3</sup> кислорода на 1 кг BaO. Этот способ, предложенный в 1880 г., явился первым промышленным методом получения кислорода.

В настоящее время химические способы получения кислорода не имеют промышленного значения, так как они малопроизводительны. Их иногда применяют для получения небольших количеств кислорода в лабораторной практике и других случаях.

#### *Электролиз воды*

При пропускании постоянного электрического тока через воду H<sub>2</sub>O, в которую для повышения электропроводности добавлена гидроокись натрия NaOH (едкий натр), вода разлагается на кислород и водород. Кислород собирается у положительного полюса, водород – у отрицательного. На 1 м<sup>3</sup> кислорода получается 2 м<sup>3</sup> водорода. Аппараты для получения кислорода и водорода электролизом называются электролизерами. Процесс электролиза требует много электроэнергии – на 1 м<sup>3</sup> кислорода и 2 м<sup>3</sup> водорода затрачивается 12–15 кВт·ч (43,2·10<sup>6</sup>–54,0·10<sup>6</sup> Дж). Поэтому данный процесс экономически целесообразен только при очень низкой стоимости электроэнергии (например, энергии гидростанций) и главным образом используется для получения чистого водорода, а кислород является побочным продуктом.

#### *Разделение воздуха методом глубокого охлаждения*

Атмосферный воздух представляет смесь азота, кислорода, аргона и редких газов, не связанных между собой химически. Приблизительно воздух можно рассматривать как смесь только азота и кислорода, поскольку аргона и редких газов в нем содержится менее 1%; в этом случае округленно принимают, что воздух содержит 79% азота и 21% кислорода по объему. Разделение воздуха является достаточно сложной технической задачей, особенно

если он находится в газообразном состоянии. Этот процесс облегчается, если предварительно перевести воздух в жидкое состояние сжатием, расширением или охлаждением, а затем осуществить его разделение на составные части, используя разность температур кипения азота и кислорода. Под атмосферным давлением жидкий азот кипит при 195,8 °С, жидкий кислород при 182,97 °С. Если жидкий воздух постепенно испарять, то сначала будет испаряться преимущественно азот, обладающий более низкой температурой кипения; по мере улетучивания азота жидкость будет обогащаться кислородом. Повторяя процесс испарения и конденсации многократно, можно достичь желаемой степени разделения воздуха на азот и кислород требуемых концентраций. Такой процесс многократного испарения и конденсации жидкости и ее паров для разделения их на составные части называется ректификацией. Поскольку данный способ основан на охлаждении воздуха до очень низких температур, он называется способом глубокого охлаждения. Получение кислорода из воздуха глубоким охлаждением – наиболее экономично, вследствие чего этот метод нашел широкое применение в промышленности. Глубоким охлаждением и ректификацией воздуха можно получать практически любые количества дешевого кислорода или азота. Расход энергии на производство 1 м<sup>3</sup> кислорода составляет от 0,4 до 1,6 квт·ч (1,44·10<sup>6</sup>–5,76·10<sup>6</sup> Дж) в зависимости от производительности и технологической схемы установки.

#### *С использованием полупроницаемых мембран*

Основан на разнице парциальных давлений кислорода и азота (не нашел широкого применения).

Далее рассмотрим краткое описание технологий *применения основных продуктов разделения воздуха*. Самой мощной отраслью их потребления является металлургия.

#### *Доменное производство*

Обогащение доменного дутья кислородом приводит к повышению теплового напряжения в горне печи и одновременно снижению температуры колошника. Благодаря этому повышается степень полезного использования тепла газов в шахте печи, улучшается тепловой баланс плавки, и исключаются потери таких элементов, как кремний, марганец с отходящим колошниковым газом.

При выплавке ферросилиция и ферромарганца при сравнительно небольшом обогащении дутья (до 15–28% O<sub>2</sub>) производительность печи увеличивается на 15–20%, а удельный расход кокса снижается на 12–15%.

Наиболее эффективные условия применения кислорода в доменном производстве создаются при использовании природного газа, что позволяет достичь некоторого прироста выплавки чугуна и снизить удельный расход кокса. Metallургами разработан прогрессивный способ совместного применения в доменной плавке природного газа и кислорода, увеличение концентрации кислорода в дутье до 30% повышает производительность доменных печей на 20–25% и снижает расход кокса на 25–40%.

### *Кислородно-конвертерное производство стали*

Кислород совершил техническую революцию в процессах производства стали, в особенности в конвертерном. В течение долгих лет основным способом выплавки стали является мартеновский, и мощности сталеплавильного производства расширились, главным образом в результате ввода в строй мартеновских печей.

Преимущества конвертерного способа производства перед мартеновским известны давно, однако он не находил широкого распространения, поскольку в качестве дутья применяли воздух. Такое дутье приводит к повышенному содержанию азота в стали, что резко ухудшает качество конвертерной стали по сравнению с мартеновской. Кроме того, при конвертерном производстве можно было перерабатывать чугун с низким содержанием фосфора и серы. Применение кислорода позволило не только ликвидировать недостатки «старых» процессов, но, по сути, заново возродить этот весьма прогрессивный способ выплавки стали.

Главное преимущество конвертерного способа – это большая скорость плавки, а скорость плавки – одна из коренных проблем металлургии. Поэтому кислородный конвертер позволяет резко увеличить выплавку стали при меньших капитальных и эксплуатационных затратах. В конвертерном производстве применяют кислород давлением до 15 – 16 атм. Расход кислорода на выплавку конвертерной стали составляет 55 – 60 м<sup>3</sup>/т.

### *Мартеновское производство*

Несмотря на очевидное преимущество конвертерного производства перед мартеновским, заменить в короткий срок мартеновские печи конвертерами невозможно, и мартеновский способ еще продолжительное время будет занимать ведущее место в производстве стали.

Применение кислорода в мартеновском процессе является одним из старейших и наиболее освоенных способов интенсификации металлургических процессов.

Необходимо осуществить такую интенсификацию мартеновского производства, которая позволила бы значительно ускорить выплавку стали в мартеновских печах. По себестоимости мартеновская сталь может сравниться с конвертерной только в случае резкого повышения производительности мартеновских печей (в 2–2,5 раза) уже в ближайшие годы. Эта задача технически разрешима на основе эффективного использования кислорода.

Наибольший эффект достигается при комбинированном использовании нескольких способов ввода кислорода. Так, все более широко применяют природный газ и увеличивают количество кислорода (по опыту завода Запорожсталь) на металлургических заводах, что позволяет обеспечить проведение скоростных плавов на многих крупных мартеновских печах.

Опыт скоростных плавов показал, что часовая производительность печи средней емкости при комбинированном применении кислорода с повышенным обогащением воздуха до 28–30%  $O_2$  и соответственной подготовке и организации производства может быть увеличена более чем в два раза, а расход топлива сокращен примерно вдвое по сравнению с обычной работой печи при подаче кислорода в факел и обогащении воздуха до 25%  $O_2$ .

В мартеновском производстве в настоящее время используют кислород, содержащий 95–98%  $O_2$ . Удельный расход кислорода на выплавку мартеновской стали при подаче в факел составляет 35 м<sup>3</sup>/т; при подаче в ванну 99,5%-ного кислорода 10–15 м<sup>3</sup>/т. Давление кислорода, подаваемого в мартеновские печи, колеблется в пределах 1,5–3,5 Мн/м<sup>2</sup> (15–35 атм).

### *Электросталеплавильное производство*

Кислород в электросталеплавильном производстве используют почти на всех заводах, имеющих электросталеплавильные цехи. С применением кислорода выплавляют преобладающую часть электростали. Особенно эффективно применение кислорода в производстве нержавеющей и других высоколегированных сталей.

При продувке расплавленной ванны кислородом достигаются более высокие температуры, значительно ускоряется процесс окисления углерода и достигается требуемое содержание углерода в нержавеющей стали.

В производстве нержавеющей стали, при использовании в шихте до 70% отходов нержавеющей стали, выплавляется высоколегированная сталь с пониженным содержанием углерода (0,007–0,03%). Продолжительность расплавления шихты, при подаче струи кислорода, сокращается на 25–30%, и расход электроэнергии уменьшается на 30%. Кислород находит также все большее применение при выплавке конструкционных и инструментальных сталей. Для электросталеплавильного производства требуется 99,5%-ный кислород, давлением до 1,5 Мн/м<sup>2</sup> (15 атм). Подаваемый в электропечи кислород должен быть сухим. Удельный расход кислорода на выплавку электростали составляет 15–20 м<sup>3</sup>/т.

### *Выплавка цветных металлов*

Кислород находит все большее применение и в процессах выплавки цветных металлов: никеля, меди, свинца и др.

Наиболее перспективным направлением признано использование кислорода в процессах шахтной, взвешенной и конвертерной плавки цветных металлов, а также шлаковозгонки агломерирующего обжига в кипящем слое.

Для шахтной плавки цветных металлов требуется подавать в расплав обогащенный воздух, содержащий 30–50% O<sub>2</sub>, давление 104–170 кН/м<sup>2</sup>

(1,04–1,7 атм); для конвертирования с подводом дутья нужен кислород, содержащий 95 % O<sub>2</sub>, давлением 200–600 кН/м<sup>2</sup> (2–6 атм). Для обеспечения заводов цветной металлургии кислородом необходимы блоки разделения производительностью от 5 до 15 тыс. м<sup>3</sup>/ч O<sub>2</sub>.

### *Сварка и резка металлов, огневая зачистка слитков*

Газы, сгорающие в кислороде широко применяют для сварки и резки металлов во многих отраслях промышленности, строительстве и сельском хозяйстве.

В металлургии, помимо сварки, кислород находит применение в прокатном производстве при резке и огневой зачистке проката.

Резка сталей и огневая зачистка слитков основаны на том, что металл, нагретый до высокой температуры в месте разреза, сгорает в струе кислорода. Таким способом можно резать сталь толщиной 1500 мм и более. В последние годы для огневой зачистки и резки металла кислородом применяют специальные машины, встраиваемые в конвейер проката.

Для огневой зачистки проката, сварки и резки металла требуется от 100 до 2000 м<sup>3</sup>/ч сухого 99,8%-го кислорода.

В последнее время в металлургии расширяется применение азота. В доменном процессе азот, содержащий не менее 99% N<sub>2</sub>, давлением 400–500 кН/м<sup>2</sup> (4–5 атм) используют для продувки межконусных пространств; в сталеплавильном производстве применяют 99,98%-ный азот давлением 200 кН/м<sup>2</sup> (2 атм) для создания защитных атмосфер. В связи с этим на крупных воздухоразделительных установках, проектируемых для черной металлургии, предусматривается возможность получения больших количеств азота. Получение чистого азота на крупных установках позволяет использовать его как в металлургических, так и в химических процессах.

*Химическая промышленность* является крупнейшим потребителем азота и кислорода, получаемых в воздухоразделительных установках. Азот и кислород служат исходными веществами для синтеза множества важнейших продуктов химической промышленности. Кислород в той или иной степени участвует в получении таких химических продуктов, как аммиак, азотная кислота, метиловый спирт (метанол), ацетилен, серная кислота, муравьиная кислота, формальдегид и др. Удельный расход 95–98%-го кислорода на получение аммиака составляет 500 м<sup>3</sup>/т, метанола 600 м<sup>3</sup>/т, ацетилена 3600 м<sup>3</sup>/т; для низкотемпературного окисления высших углеводородов попутных газов требуется 500 м<sup>3</sup>/т азота; на получение серной кислоты расходуется 240 м<sup>3</sup>/т.

Азот, получаемый в воздухоразделительных установках, является важнейшей составной частью всех видов азотных удобрений и многих химических продуктов. Удельный расход сухого 99,998%-го азота для производства аммиака составляет 200 м<sup>3</sup>/т, метанола 280 м<sup>3</sup>/т, полиэтилена 430 м<sup>3</sup>/т, этилена и пропилена 40 м<sup>3</sup>/т, полиформальдегида 150 м<sup>3</sup>/т.

На кислородных станциях химических предприятий для обеспечения потребности основных производств в кислороде и азоте необходимы мощности установок от 5 до 20 тыс. м<sup>3</sup>/ч О<sub>2</sub>.

### *Микробиология*

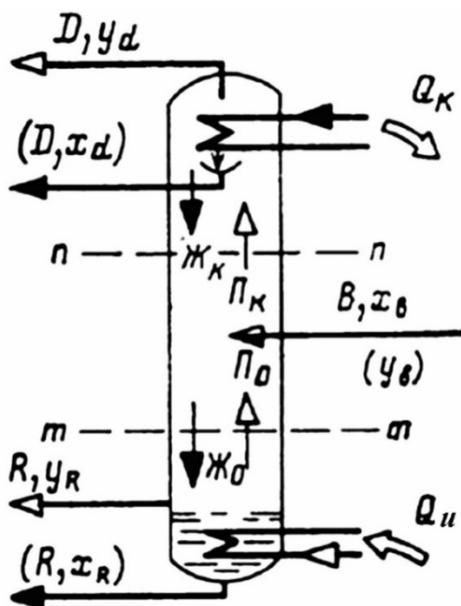
Разработана технология производства белково-витаминных кормов с применением кислорода, которая сводится к выращиванию дрожжевых микроорганизмов на жидких парафинах нефти. Кислород интенсифицирует процесс выращивания дрожжевых микроорганизмов, повышает производительность технологического оборудования и снижает удельные расходы электроэнергии на аэрацию. Удельный расход кислорода составляет 2000 м<sup>3</sup>/т белково-витаминных веществ.

## **5.5. Основы низкотемпературной ректификации**

Среди технических методов конденсационно-испарительного (КИ) низкотемпературного разделения господствующее место занимает ректификация. Чтобы проанализировать ее особенности применительно к низким температурам и роль трансформации тепла в этом процессе, необходимо рассмотреть некоторые условия его проведения и энергетический баланс.

Схема ректификационной колонны показана на рис. 5.1. Разделяемая смесь в количестве  $V$  поступает в среднюю часть колонны в виде сухого насыщенного или влажного пара, или в виде жидкости.

В испарителе, расположенном в нижней части колонны, к жидкой смеси подводится тепло  $Q_{и}$  при  $T_{и}$ . В результате часть жидкости, стекающей сверху, испаряется, а образовавшийся пар  $\Pi$  поднимается по колонне. В установленном наверху конденсаторе отводится тепло  $Q_{к}$  при  $T_{к} < T_{и}$ , в результате чего часть поднимающегося из колонны пара конденсируется, и жидкость стекает обратно в колонну.



**Рис. 5.1.** Схема ректификационной колонны:

$y_d$  – концентрация легкокипящего компонента (азота) в паре,  
 $x_d$  – концентрация легкокипящего компонента в жидкости,  $B$  – воздух,  
 $D$  – легкокипящий компонент (азот),  $R$  – труднокипящий компонент  
(кислород),  $y_r$  – концентрация кислорода в паре,  
 $x_r$  – концентрация кислорода в жидкости

Таким образом, в колонне образуются непрерывно движущиеся в противоположных направлениях потоки пара  $\Pi$  и жидкости  $\mathcal{J}$ . Так как в испарителе переходит в пар больше легкокипящего компонента, находящаяся в нем жидкость обогащается труднокипящим компонентом и ее температура  $T_{и}$  повышается. В конденсаторе, напротив, в жидкость, стекающую в колонну, переходит больше труднокипящего компонента, а несконденсированный пар обогащается легкокипящим компонентом, и температура конденсации понижается. Верхняя часть колонны оказывается холоднее, а нижняя – теплее. В результате на каждом уровне колонны температура идущего снизу пара  $\Pi$  несколько выше температуры движущейся навстречу жидкости  $\mathcal{J}$  и, следовательно, пар содержит большее количество труднокипящего компонента, чем то, которое соответствует состоянию равновесия с жидко-

стью. Таким образом, за счет подвода тепла в испарителе и отвода в конденсаторе, по всей высоте колонны создается разность температур  $\Delta T = T_{\text{п}} - T_{\text{ж}}$  и разность концентраций, под действием которых возникает тепломассообмен между паром и жидкостью.

Продукты разделения – легкокипящий  $D$  и труднокипящий  $R$ , как показано на рис.5.1, могут выводиться из колонны как в парообразном ( $D, yD, R, yR$ ), так и в жидком виде ( $D, xD, R, xR$ ). Через  $x, y, \xi$  обозначена концентрация легкокипящего продукта в смеси,  $x$  – концентрация в жидкости,  $y$  – в паре,  $\xi$  – в любой фазе. При этом соответственно меняются тепловые нагрузки конденсатора  $Q_{\text{к}}$  и испарителя  $Q_{\text{и}}$ .

Энергетический баланс колонны имеет вид:

$$B \cdot h + Q_{\text{и}} + Q_{\text{из}} = R \cdot h_r + D \cdot h_d + Q_{\text{к}} \quad (5.1)$$

или

$$Q_{\text{и}} - Q_{\text{к}} = R \cdot h_r + D \cdot h_d - Q_{\text{из}}, \quad (5.2)$$

где  $Q_{\text{из}}$  – внешний теплоприток через изоляцию.

При заданных условиях получения продуктов разделения, подачи разделяемой смеси и потерях от неадиабатности колонны  $Q_{\text{из}}$  значения правой части уравнения (5.2) постоянны. Следовательно, количества тепла  $Q_{\text{и}}$  и  $Q_{\text{к}}$  могут быть самыми различными при условии, чтобы их разность удовлетворяла уравнению (5.2). Из этого уравнения также видно, что чем больше  $Q_{\text{и}}$ , тем больше должна быть и  $Q_{\text{к}}$ . Рост этих величин приводит к соответствующему увеличению нагрузки трансформатора тепла, обеспечивающего работу колонны. Все процессы тепломассопередачи в колонне (на тарелках или насадке, в испарителе или конденсаторе) проходят при некоторых конечных разностях температур и концентраций, что вызывает соответствующие потери от необратимости. Чем большие количества тепла передаются в колонне, тем больше эти потери. По этим причинам при проведении процесса ректификации всегда стремятся к тому, чтобы значения  $Q_{\text{и}}$  и  $Q_{\text{к}}$  на единицу получаемого продукта были меньше. Чтобы определять минимальные количества  $Q_{\text{и}}$  и  $Q_{\text{к}}$  и, следовательно, минимальный расход энергии, необходимо рассмотреть соотношение между потоками пара и жидкости в сечениях колонны, их связь с числом идеальных тарелок и методы расчета этих величин.

Формально в уравнении (5.2) разность  $Q_{\text{и}} - Q_{\text{к}}$  может характеризовать процесс ректификации при температурных условиях, как при  $T < T_{\text{ос}}$ , так и при  $T > T_{\text{ос}}$ .

Особенность низкотемпературной ректификации состоит в том, что, во-первых, теплота испарения  $Q_{\text{и}}$  не может быть подведена извне (паром или водой), как это делается в ректификации при  $T > T_{\text{ос}}$ . Поэтому теплота  $Q_{\text{и}}$  подводится от внутренних потоков при  $T < T_{\text{ос}}$ .

Во-вторых, теплота конденсации  $Q_{\text{к}}$  не может быть отведена при  $T \sim T_{\text{ос}}$ , как в случае ректификации при  $T > T_{\text{ос}}$ , а также используются потоки с  $T < T_{\text{ос}}$ .

В-третьих, всегда есть подвод тепла  $Q_{\text{из}}$  и испарение жидкости, поэтому её нужно регулярно подводить в колонну.

В-четвертых, существенно различаются диапазоны температур  $\Delta T_{\text{рект}}$  ( $\Delta T_{\text{рект}}$  при  $T < T_{\text{ос}} \ll \Delta T_{\text{рект}}$  при  $T > T_{\text{ос}}$ ). Для кислородной установки  $\Delta T \sim 90 - 78 = 12$  К, для ректификации при  $T > T_{\text{ос}}$ :  $\Delta T \sim 373 - 293 = 80$  К.

Это приводит к тому, что потери от необратимости в данных сравниваемых диапазонах температур существенно различны. На уровне 90К потери эксергии примерно в 3,3 раза больше, чем на уровне 373 К.

Малая разность температур в колонне приводит к уменьшению разности температур на тарелках и, соответственно, число их значительно больше, чем в случае ректификации при  $T > T_{\text{ос}}$ .

На рисунке 5.2 показан процесс взаимодействия пара и жидкости на одной из ректификационных тарелок на диаграмме концентрация- температура ( $\xi - T$ ).

Ордината диаграммы расположена так, чтобы возрастание температуры шло книзу в соответствии с распределением температур в колонне.

Состояние пара II, поступающего на тарелку снизу характеризуется составом, соответствующим точке  $a$ , а состояние жидкости, поступающей на тарелку сверху, точкой  $b$  (сливается жидкость). Разность температур пара и жидкости при поступлении на тарелку  $\Delta T = \Delta T_{\text{п}} - \Delta T_{\text{ж}}$ . При контакте (тепло и массообмен) их температуры выравниваются. В пределе, как пар так и жидкость, принимают среднюю температуру  $T_{\text{м}}$ .

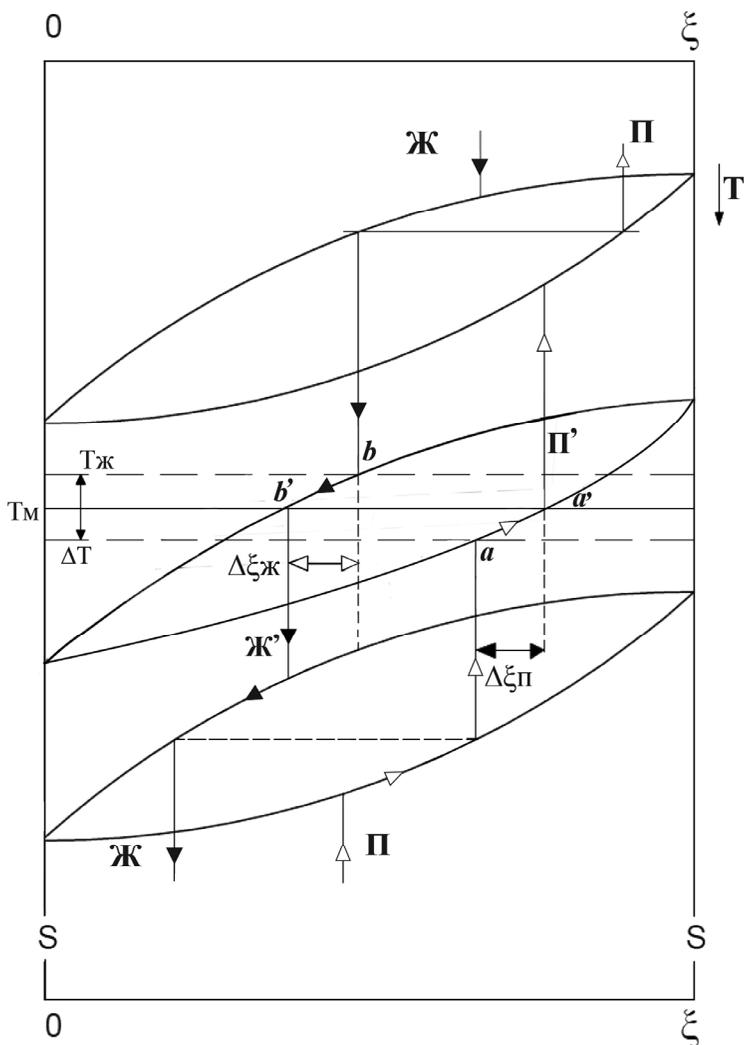


Рис. 5.2. Взаимодействие пара и жидкости на одной из ректификационных тарелок

В результате получается пар, обогащенный легкокипящим веществом (точка  $a'$ ) и равновесная ему жидкость, обогащенная труднокипящим веществом (точка  $b'$ ). Массообмен происходит как за счет перемешивания жидкости и пара, так и диффузионного процесса.  $b' - a'$  соответствует временному равновесию.



В установках небольшой производительности теплообменник-регенератор обычно представляет собой трубчатый теплообменник и, как показано на рис. 5.3, имеет максимум четыре потока: прямой поток сжатого воздуха 2–3'–3, обратный поток кислорода из нижней части колонны 6'–9, обратный поток азота А из верхней части колонны 6–8, и поток процесса ожижения воздуха ОП (в данном случае по схеме дроссельного цикла Линде), протекающего в дросселе ДР1 и отделителе жидкости ОЖ 3'–7, образующего обратный поток ОП.

Сжатый воздух после теплообменника-регенератора (точка 3') поступает на дросселирование через змеевик, расположенный в испарителе ректификационной колонны. В змеевике сжатый воздух дополнительно охлаждается и ожижается, т.к. температура его кипения выше температуры в испарителе, где давление над жидкостью лишь немного превышает атмосферное (на величину сопротивления теплообменника потоком, выходящим из колонны). 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. Тепло испарения  $Q_{и}$  передается жидкости в нижней части колонны от воздуха, который за счет этого ожижается. Испаритель, следовательно, играет роль конденсатора для флегмы.

При сравнении колонны однократной ректификации с колонной, показанной на рис. 5.1, видно, что первая представляет собой ее нижнюю часть (отгонную), расположенную под уровнем питания. Верхняя (концентрационная) часть, необходимая для получения технически чистого легкокипящего вещества (в данном случае азота), отсутствует. Поэтому из колонны в точке 6 отводится не чистый азот, а пар, равновесный жидкому воздуху в точке 4. Так как полное равновесие не достигается, то практически пар, отходящий из колонны, содержит около 10–12% кислорода. Пары загрязненного азота отводят через теплообменник, противотоком по отношению к поступающему воздуху, аналогично тому, как отводят пар из отделителя жидкости при ожижении воздуха. В испарителе колонны собирается труднокипящее вещество (в дан-

ном случае кислород), которое может быть отведено либо в жидком (точка 5'), либо в газообразном виде (точка 6'). В первом случае колонна играет также роль и отделителя жидкости, и количество отводимого кислорода будет определяться уравнением (5.1), как и количество жидкого воздуха.

В колонне однократной ректификации можно получить до 2/3 кислорода от количества, содержащегося в воздухе, т.к. около 1/3 его теряется с азотом. Если кислород отводят в газообразном виде, пропуская его как и азот через теплообменник, то жидкость из системы не выводится и, следовательно, в колонну необходимо подавать только такое ее количество, которое компенсировало бы потери от испарения в результате теплопритока из окружающей среды через изоляцию и в результате разности температур в точках 2, 9 и 8. Поэтому при получении газообразного кислорода не требуется такой затраты энергии, как при получении жидкости, что позволяет снизить рабочее давление сжатого воздуха. Следовательно, при получении газообразного кислорода процесс ожижения играет вспомогательную роль, обеспечивая необходимую разность температур испарителя и конденсатора и компенсируя потери жидкости от разности температур на теплом конце теплообменника и притока тепла через изоляцию; чем меньше эти потери, тем меньше затраты энергии на их компенсацию. Только в пусковой период необходима выработка жидкости в большем количестве, чтобы заполнить ею испаритель и тарелки колонны.

Энергетический баланс процесса разделения воздуха на газообразные кислород и азот аналогичен балансу процесса ожижения воздуха, рассмотренному в гл. 4. Воспользуемся формулой расчета количества получаемой жидкости  $y$  в процессе с детандером:

$$y = \frac{\Delta h_T + M \cdot \Delta h_d - \Delta h_n - q_{из}}{q_{ож} - \Delta h_n}, \quad (5.3)$$

где  $q_{ож}$  – разность энтальпий газообразного кислорода при параметрах входящего воздуха до компрессора и отводимого жидкого кислорода;  $\Delta h_n$  относится к отходящему из теплообменника азоту. При получении газообразных кислорода и азота жидкость из аппарата не выводится и, следовательно,  $y = 0$ . Тогда:

$$\Delta h_T + M \cdot \Delta h_d = \Delta h_n + q_{из}. \quad (5.4)$$

Расчет ведется на 1 кг сжатого воздуха.

Изотермический дроссель-эффект  $\Delta h_T$  при разделении воздуха несколько изменяется, т.к. из теплообменника выходит не воздух – смесь кислорода и азота, а кислород и азот отдельно. Однако эта разница в значении  $\Delta h_T$  настолько невелика (поскольку энтальпия при разделении идеальной смеси не меняется), что ею пренебрегают.

Потери от недорекупации  $\Delta h_n$  при разделении воздуха на газообразные кислород и азот равны сумме двух величин:  $\Delta h_{n,A}$  азота и  $\Delta h_{n,K}$  кислорода.

Каждое из слагаемых равно произведению массовой доли выходящего газа  $g$  на его теплоемкость и на разность температур на теплом конце теплообменника между выходящим газом и входящим воздухом:

$$\Delta h_{n,K} = g_K \Delta T_K c_{p,K}; \Delta h_{n,A} = g_A \Delta T_A c_{p,A},$$

где  $\Delta T_K = T_2 - T_9$ ;  $\Delta T_A = T_2 - T_8$ ;  $c_{p,K}$  и  $c_{p,A}$  – соответственно, теплоемкости кислорода и азота;  $g_K$  и  $g_A$  – массовые доли кислорода и азота в воздухе.

С учетом вышесказанного энергетический баланс воздуходелительного аппарата на 1 кг воздуха может быть записан так:

$$\Delta h_T + M \cdot \Delta h_d = g_K \cdot \Delta T_K c_{p,K} + g_A \cdot \Delta T_A \cdot c_{p,A} + q_{из}. \quad (5.5)$$

Для установок без детандера  $M = 0$  и второй член левой части обращается в нуль. Зная потери от недорекупации и через изоляцию, можно определить необходимое рабочее давление и количество воздуха  $M$ , которое надо отвести на детандер.

## 5.6. Двукратная ректификация

Как было показано выше, в простейшей колонне однократной ректификации невозможно получить «чистые» продукты разделения, т.е. азот и кислород с концентрацией выше 99%.

Разделение воздуха методом двукратной ректификации был предложен К. Линде в 1907 г. с разработкой колонны соответствующей конструкции, и была реализована возможность получения чистого кислорода и азота.

Отличие двукратной от однократной ректификации заключается в том, что при обогреве испарителя колонны поступающий воздух не только охлаждается, но и частично разделяется. Это разделение позволяет получить достаточно чистый жидкий азот. Для этого необходимо дополнить колонну частью, расположенной выше ввода разделяемой смеси. Схема колонны двукратной ректификации воздуха показана на рис. 5.4.

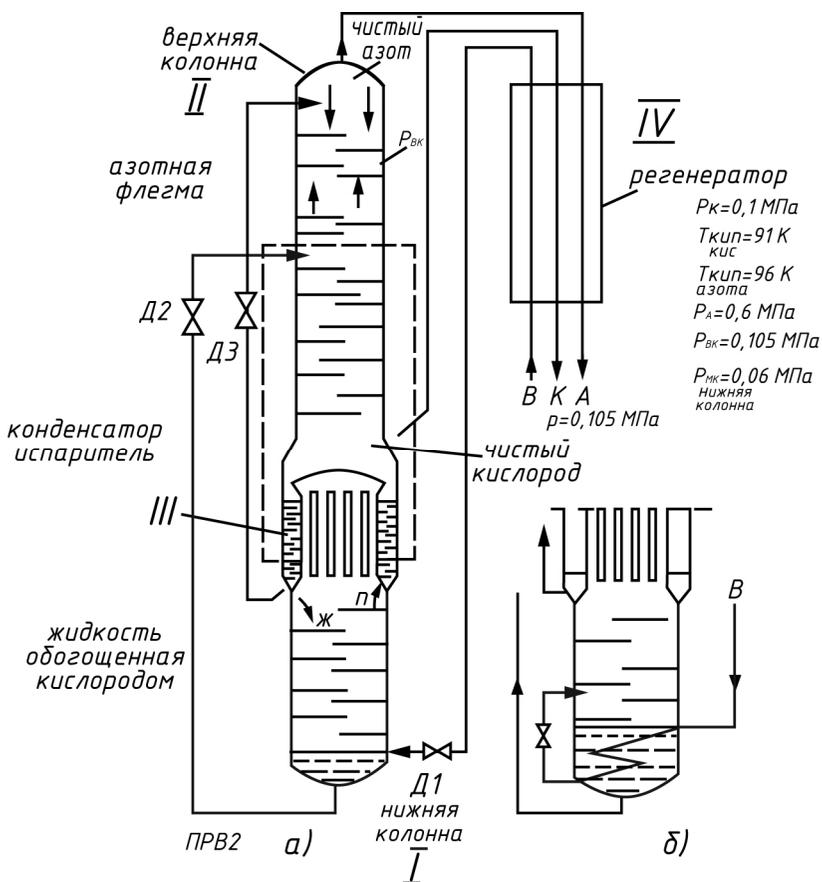


Рис. 5.4. Схема колонны двукратной ректификации воздуха

Колонна состоит из трех частей: нижней колонны I, верхней колонны II и конденсатора-испарителя III, соединяющего верхнюю часть нижней и нижнюю часть верхней колонн.

Конденсатор-испаритель III устроен так, что в межтрубном пространстве кипит жидкий кислород, и его пары поднимаются вверх для образования протока по тарелкам верхней колонны. В трубках конденсатора-испарителя конденсируется пар, обогащенный азотом, и часть его стекает вниз в нижнюю колонну, а другая часть скапливается в так называемых “карманах”, откуда направляется в верхнюю часть верхней колонны через дроссель ДЗ в виде азотной флегмы.

Воздух, охлажденный в теплообменнике после дросселирования в вентиле Д1, поступает в нижнюю колонну. При дросселировании воздух частично ожигается. Образовавшаяся жидкость, обогащенная кислородом до 35–36%, собирается в сборнике нижней колонны, откуда через дроссель Д 2 поступает как исходная смесь для разделения в среднюю часть верхней колонны.

Для организации теплообмена необходимо, чтобы поднимающийся пар из нижней колонны имел температуру на 3–4 градуса выше, чем кипящий кислород в верхней колонне. Давление в верхней колонне составляет примерно 1,3–1,5 бар и определяется гидравлическим сопротивлением теплообменника-регенератора IV (рис. 5.4).

В регенераторе IV воздух охлаждается выходящими из верхней части колонны азотом А и из нижней части верхней колонны кислородом К. Температура кипения кислорода при давлении 1,3–1,5 бар составляет 93–94 К. Поэтому температура конденсации паров азота в нижней колонне составляет около 96–97 К, что соответствует давлению в колонне 5,5–6 бар. Это давление фактически определяет давление сжатия воздуха в турбокомпрессоре установки.

В связи с этим потоки из нижней колонны (кислорода и азотной флегмы) подаются в верхнюю колону через дроссели Д2 и ДЗ. Таким образом, в результате двукратной ректификации воздуха из конденсатора-испарителя колонны отводится продукционный кислород, а из верхней части – азот, как конечный продукт.

## **5.7. Воздухоразделительная установка низкого давления**

Рассмотренные ранее на примере простейших схем принципы работы воздухоразделительных установок однократной и более сложной двукратной ректификации позволяют изучить

более приближенную к реальным схемам установку низкого давления большой производительности по кислороду (от 3000 до 30000 м<sup>3</sup>/ч кислорода).

Целесообразность и острая потребность в больших количествах кислорода, необходимого для металлургической промышленности, позволило в 1939 г. академику П.А. Капице предложить цикл ожижения кислорода, и на базе него – ВРУ низкого (5–6 атм) давления большой производительности, противопоставляя их в данных конкретных условиях 1938–1941 гг. установкам среднего и высокого давления.

Несмотря на более низкий КПД ожижительного цикла (на уровне 13–14%) в сравнении с ~ 20–25% циклов среднего и высокого давлений, в целом, использование в цикле турбокомпрессора и высокоэффективного реактивного турбодетандера с КПД ~ 82%, а также регенераторов с насадкой, в отличие от змеевиковых теплообменников, сделало эти установки более выгодными.

Высокая экономичность таких установок позволила уже в предвоенные и первые годы войны получать большие количества кислорода и интенсифицировать технологические процессы в металлургии и других отраслях промышленности.

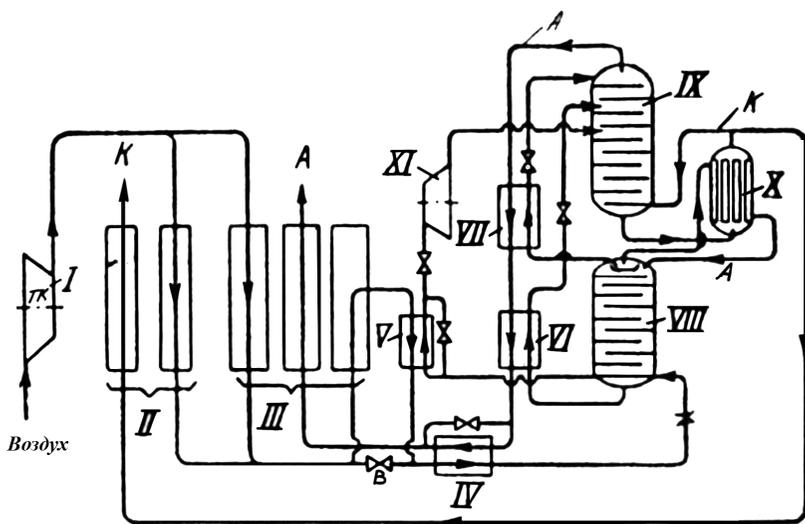
Принципиальная схема такой установки (не привязанная к конкретным количествам перерабатываемого воздуха и получаемого кислорода и азота) показана на рис. 5.5.

Самым главным отличием схемы ВРУ низкого давления, наряду с упомянутым турбодетандером и насадочными регенераторами, является разделение единой ректификационной колонны на отдельные верхнюю и нижнюю колонны и отдельный выносной конденсатор-испаритель. Это вызвано внушительными размерами этих колонн (высота около 8–10 м, диаметр аппаратов 2,5–3 м). Высота регенераторов также составляет 6–8 м, диаметр 2–2,5 м.

Рассмотрим последовательность прохождения потоков в установке. Сжатый в турбокомпрессоре I воздух, очищенный и охлажденный до уровня температур  $T_{oc}$  в устройствах азотоводяного охлаждения (не показанных на схеме), направляется в регенераторы (кислородные II около 20% и азотные III около 80%), где охлаждается обратными потоками кислорода К и азота А на предварительно охлажденной насадке в предыдущем цикле переключения клапанов регенераторов.

Особенность работы регенераторов будет подробно рассмотрена ниже.

Охлажденный в регенераторах воздух через теплообменник IV охлаждается потоком азота, дросселируется и в сжиженном состоянии направляется в нижнюю колонну VIII, где происходит его предварительное разделение. Из верхней части колонны VIII воздух, значительно обогащенный азотом, направляется в конденсатор-испаритель (КИ) X, где конденсируется и возвращается в нижнюю колонну, частично сливается вниз по тарелкам противотоком с поднимающимся паром из нижней части колонны VIII. Часть сконденсированного азота, называемого азотной флегмой, из накопителя жидкости направляется через теплообменник VII, через дроссель в верхнюю колонну. Наличие дросселя необходимо, т.к. давление в нижней колонне выше, чем в верхней (см. описание процесса двукратной ректификации).



**Рис. 5.5. Принципиальная схема ВРУ низкого давления:**

- I – турбокомпрессор; II – кислородные регенераторы; III – азотные регенераторы; IV – азотно-воздушный теплообменник; V – детандерный теплообменник; VI – охладитель жидкости из нижней колонны; VII – охладитель жидкого азота; VIII – нижняя колонна; IX – верхняя колонна; X – конденсатор-испаритель; XI – турбодетандер; B – регулирующий вентиль

Из нижней части колонны VIII в колонну IX направляется, так называемая, кубовая жидкость через теплообменник VI, охлаждается обратным потоком азота и также через дроссель направляется в верхнюю колонну IX.

В верхнюю колонну IX поступают:

- поток азотной флегмы в самую верхнюю часть колонны из теплообменника VII;

- поток кубовой жидкости из теплообменника VI;

- воздух из детандера IX, обогащенный кислородом;

- пары кислорода из конденсатора-испарителя X.

Из колонны IX выходят:

- азот из верхней части колонны проходит последовательно теплообменники VII, VI и IV, и обратным потоком через азотные регенераторы (в виде продукта или отбросного азота) выходит из установки;

- кислород из нижней колонны IX подается в конденсатор-испаритель X, испаряется; большая часть в виде продукта через кислородные регенераторы направляется через вспомогательные устройства потребителю. Меньшая часть кислорода возвращается в колонну IX.

Особую специфику схемы представляет, так называемый, несбалансированный поток (называемый также петлевым). На настоящей схеме он забирается из прямого потока, регулируемый по количеству вентилем В, направляется в азотный регенератор, дополнительно охлаждая нижнюю часть насадки, нагревается и через теплообменник V, так называемый детандерный, охлажденный потоком кубовой жидкости до первоначальной температуры, возвращается после вентиля В в прямой поток воздуха.

Роль турбодетандера XI – «вывести» из схемы «несбалансированное тепло» от петлевого потока, нагретого после охлаждения насадки и переданного потоку воздуха из нижней части колонны VIII.

В результате совершения работы воздух охлаждается до необходимой температуры по месту подачи его после детандера в колонну IX. Полученная в детандере работа в виде полезного эффекта отводится потребителям энергии, полученной в детандере,

генератору или компрессору, если техническая возможность это позволяет сделать, либо отводится тормозом и в виде тепла в окружающую среду.

Рассмотрим далее идею и целесообразность петлевого или несбалансированного потока, применяемого столь часто в азотных регенераторах установок разделения воздуха низкого давления большой производительности.

Идея необходимости несбалансированного или петлевого потока, несомненно, возникла у Линде и его последователей, но реализована была гораздо позже, в частности, в первых отечественных кислородных установках (БР-1 (Кт-12), КтК-12-1, КтК-35 и др.) и стала одним из действенных средств повышения показателей, а также улучшения работы кислородных установок.

Если рассмотреть графики изменения температур в координатах  $T$ ,  $Q$  в регенераторе, в применении к ожижительному циклу Линде и далее, распространяя на регенераторы ВРУ (рис. 5.3), то, как было показано в гл. 4, недостаток теплообменника состоит в том, что в балансе прямого (2–3) и обратного (6–7) потоков (рис. 5.4):

$$C_p \cdot G_{2-3} \cdot \Delta T_{2-3} = C_p \cdot G_{6-7} \cdot \Delta T_{6-7} \quad (5.6)$$

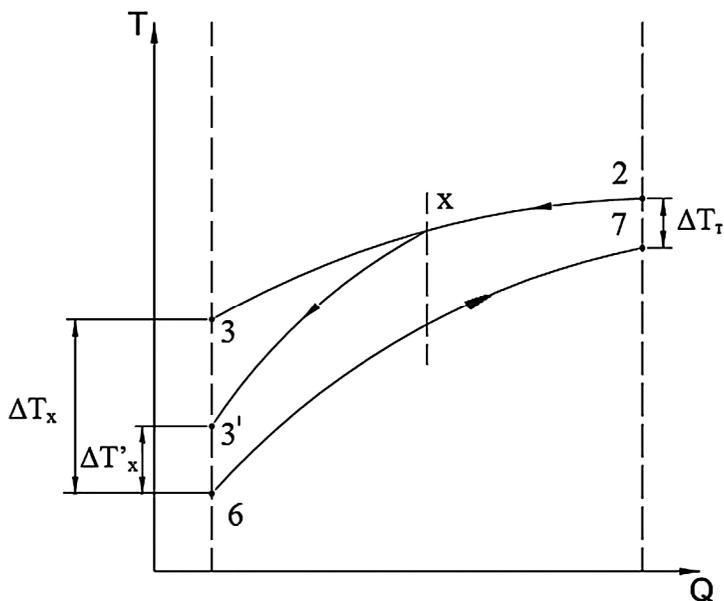
и  $C_p \cdot G_{6-7}$  всегда меньше  $C_p \cdot G_{2-3}$ . Следовательно  $\Delta T_{2-3}$  всегда меньше  $\Delta T_{6-7}$ , что и показано на исходном графике (рис. 5.5) процесс 2-х-3, т.е.  $\Delta T_x$  на холодном конце теплообменника больше  $\Delta T_T$  на теплом конце, что приводит к увеличению температуры  $T_3$  перед дросселем, уменьшению доли жидкости и ухудшению других показателей установки.

Линде в своих работах по ожижительным установкам уменьшил «дефицит холода» введением дополнительного охлаждения от холодильной установки или с помощью детандера (см. гл. 4).

Фактически та же идея и с петлевым потоком (см рис. 5.6): дефицит холода от обратного потока азота устраняется «заимствованием холода» от воздуха прямого потока на выходе из регенератора установкой вентиля В в линии прямого потока (рис. 5.7) и направлением части прямого потока (12–15%) в регенератор для дополнительного охлаждения насадки и поступающего воздуха прямого потока. Этим достигается «сближение» температур прямого и обратного потоков на холодном конце регенератора.

Протекание процесса с петлевым потоком обозначено линией 2-х-3', а разность  $\Delta T_{x'}$  становится меньше  $\Delta T_x$ , характерной для работы без петлевого потока. Практически разность  $\Delta T_{x'}$  может поддерживаться в пределах 5–6 градусов. Чем ниже в данном сечении температура прямого потока, тем больше высадится  $\text{CO}_2$  на насадке, лучше идет возгонка примесей и удаление их обратным потоком. Поэтому такая малая разность температур позволяет обеспечить не только достаточную степень очистки воздуха от  $\text{CO}_2$ , но и очистку насадки регенераторов обратным потоком.

На рисунке 5.6. изображен график изменения температур в регистраторах.



**Рис. 5.6. Графики изменения температур в регенераторе 2-х-3 и 2-х-3' – с петлевым потоком**

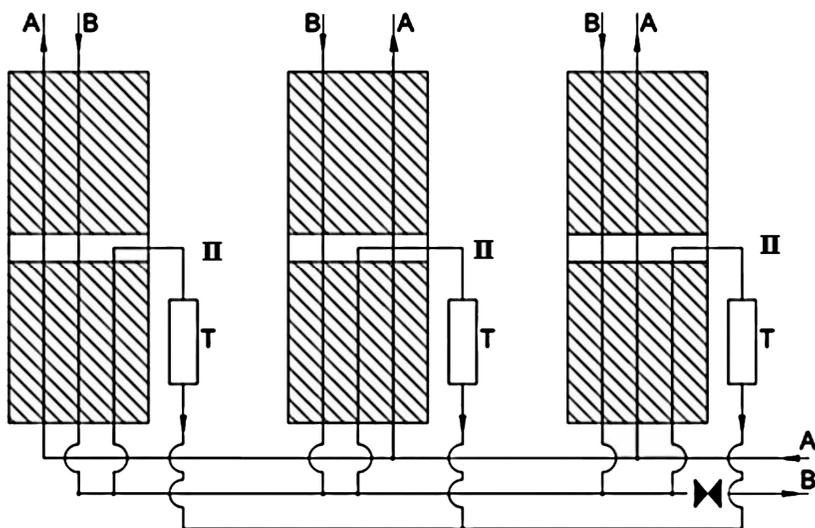
Последовательность прохождения потоков в регенераторах при тройном дутье (этот термин также используется при объяснении процесса) показана на рис. 5.7. Через каждый из трех азотных регенераторов проходят поочередно газы прямого, обратного и несбалансированного потоков, причем воздух

несбалансированного потока всегда пропускается через регенератор после обратного потока, когда насадка уже очищена от твердой двуокиси углерода.

Это сделано для того, чтобы устранить загрязнения углекислым газом несбалансированного потока, поступающего в нижнюю колонну. Цикл переключения регенераторов состоит (при тройном дутье) из трех периодов, равных по продолжительности  $1/3$  цикла каждый. Обычно цикл переключения равен 6 минутам.

Возвращаясь к схеме (рис. 5.5), покажем схематично дальнейший ход процесса «устранения дисбаланса». Взятый «взаймы» воздух прямого потока забирается из середины регенераторов (рис. 5.7) при температуре 90–110 °С. Для достижения такой же температуры, как при отводе до вентиля В, тепловой поток надо охладить. Это достигается в теплообменнике V воздухом, забираемым из кубовой части нижней колонны.

Нагретый воздух направляется в детандер, где расширяется с получением необходимого холода, и теплота выводится из установки тормозным устройством детандера в виде генератора, компрессора или собственно тормоза.



**Рис. 5.7. Три фазы прохождения потоков:**  
прямого (воздух), обратного (азот) и петлевого (Π) при тройном дутье;  
Т – теплообменник охлаждения петлевого потока

## 5.8. Турбодетандеры воздухоразделительных установок

Турбодетандеры относятся к классу расширительных машин, в которых осуществляется процесс расширения рабочего тела с отводом работы. В большинстве случаев температура рабочего тела понижается.

В определении процесса расширения заложены одновременно общность и различие, связанные с оценкой эффекта, результата процесса. Это объясняется различным назначением машин расширения.

В силовых машинах главным эффектом является получение механической энергии, трансформируемой далее в электрическую или механическую энергию потребителя, а понижение температуры рабочего тела в таких машинах является сопутствующим эффектом. В одних машинах она может быть составляющей суммарного: отведенная работа плюс тепло (в газовых и паровых турбинах); в других – служит лишь показателем оценки качества процесса.

В машинах другого типа, детандерах, особенно в низкотемпературных воздухоразделительных установках, основной эффект – понижение энтальпии и температуры.

Эффект получения работы является обязательным условием понижения температуры, но не всегда может быть полезно использован по техническим причинам: либо из-за трудностей его реализации (в частности, из-за высоких скоростей вращения) или из-за малой величины эффекта.

Классификация турбодетандеров по области применения несколько условна. Если детандеры низкотемпературных установок, в основном воздухоразделительных – это воздушные машины, однозначно занимающие свое место в классификации как машины для охлаждения воздуха, то газовые детандеры, использующие избыточное давление газа, имеют целевое назначение в получении работы и мощности, т.е. по сути своей являются силовыми машинами.

В то же время по конструкции они значительно отличаются от силовых паровых и газовых турбин, выполняемых многоступенчатыми, а иногда и состоящими из двух или трех корпусов.

Газовые детандеры выполняются, как правило, одно- или двух-ступенчатыми.

С учетом сказанного и устоявшейся в технике терминологии классифицируют турбодетандеры на воздушные и газовые.

*Технические системы и установки, использующие турбодетандеры:*

–воздухоразделительные установки в основном низкого давления (большой производительности) и среднего давления и производительности (циклы Капицы);

–в газовых (в основном воздушных) холодильных установках;

–в газовой отрасли при использовании избыточного давления природного газа как непосредственно у потребителя (взамен процесса дросселирования), так и на ГРС и ГРП. В этих установках возможно использование двух эффектов: полученной мощности и перепада энтальпий.

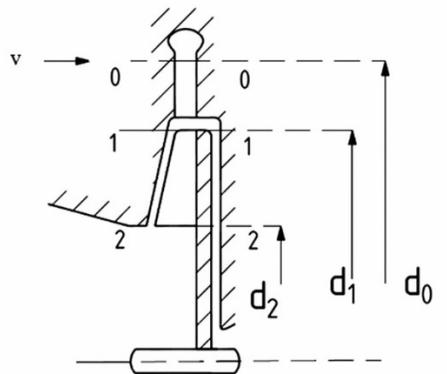
Разрезы ступени радиального детандера с характерными номерами сечений представлены на рис. 5.8.

В настоящем параграфе будут рассмотрены вопросы газодинамического расчета воздушного радиального турбодетандера для ВРУ, а также приведены некоторые типовые конструкции детандера и его основных элементов: рабочего колеса и соплового аппарата.

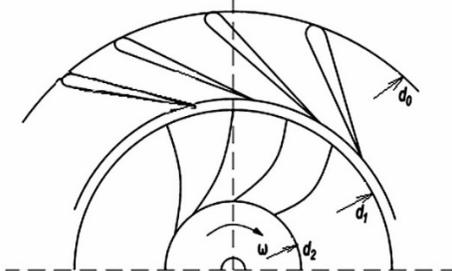
На рисунке 5.9 в разрезе показана конструкция воздушного реактивного турбодетандера ТДР-19/6 для воздухоразделительной установки низкого давления. В корпусе 1, смонтированном на раме 6, расположены основные элементы турбодетандера: радиальное рабочее колесо 2, сопловой аппарат 3, подшипники 7 и 8, а также высокооборотная шестерня редуктора 9, соединяющая детандер с валом электрогенератора.

На рисунке 5.10 показан фрагмент конструкции воздушного турбодетандера низкого давления типового ряда РТ-19/6. Регулирование расхода воздуха осуществляется изменением площади проходного сечения соплового аппарата 1 поворотом лопаток. Рабочее колесо 2 радиально-осевого типа. Корпус детандера неразъемный, прикреплен непосредственно к корпусу редуктора.

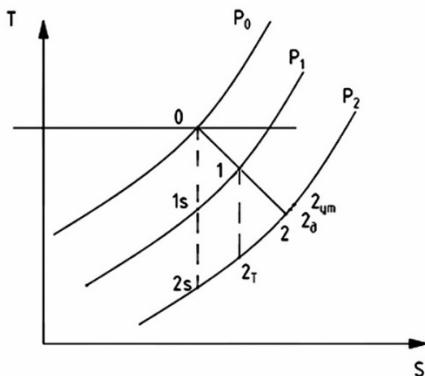
Расчетная схема ступени турбодетандера



а)



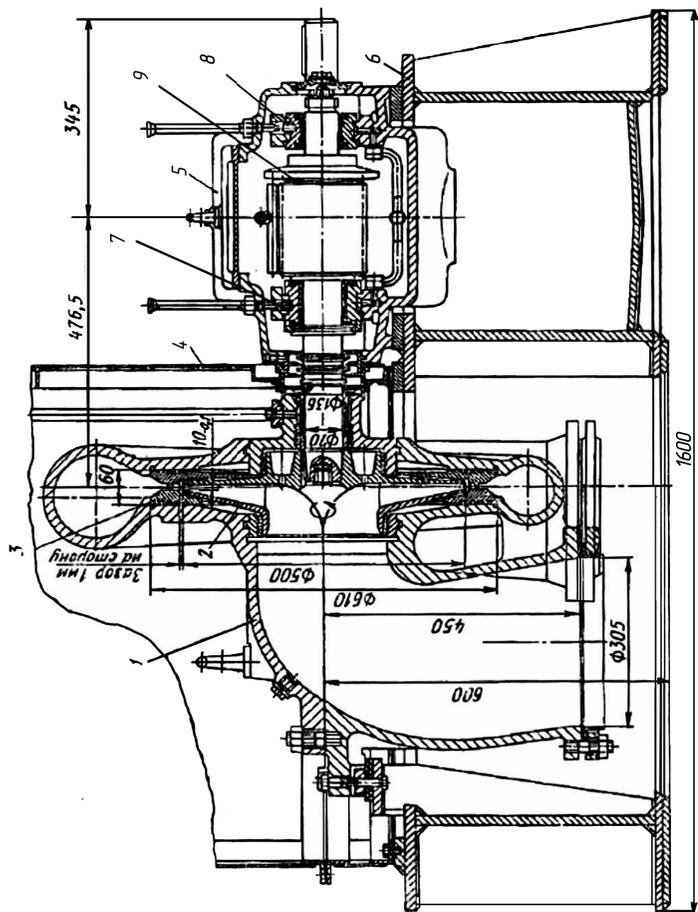
б)



в)

Рис. 5.8. Разрезы ступени радиального детандера с характерными номерами сечений:

а) – меридиальный ; б) – радиальный; в) – схема процесса в  $T,s$  – диаграмме



**Рис. 5.9. Воздушный реактивный турбодетандер низкого давления ТДР-19/6 на 60 000 кг/ч:**  
 1 – корпус, 2 – рабочее колесо, 3 – солевой аппарат, 4, 5 – теплоизоляционный кожух, 6 – рама, 7, 8 – подшипники, 9 – шестерня передачи к генератору

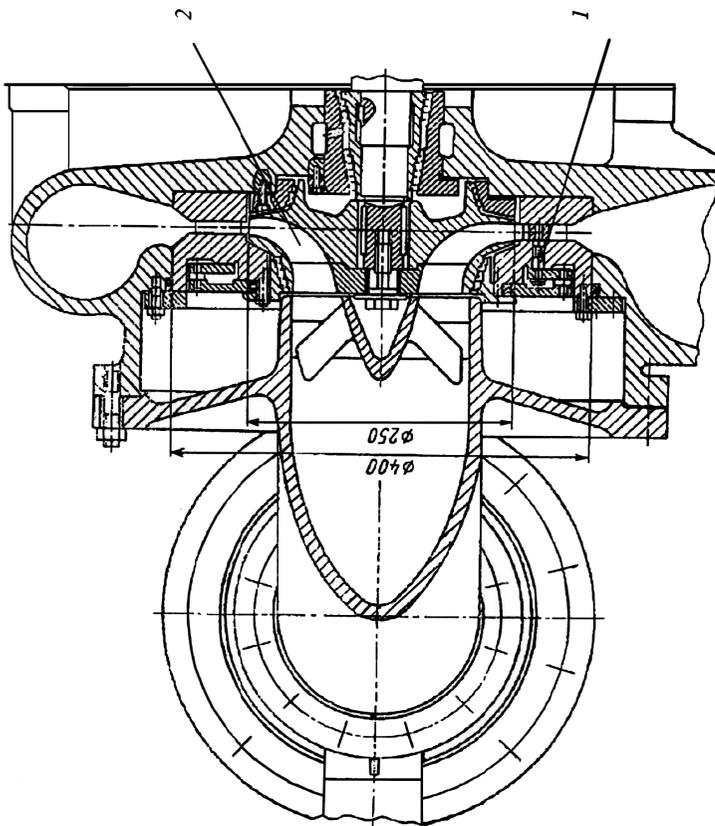


Рис. 5.10. Воздушный реактивный радиально-осевой ГД  
 низкого давления (типового ряда) НПО «КРИОГЕНмаша» РТ-29/6 на 20 000 т/ч (фронтально):  
 1 — регулируемый поворотом лопаток сопловой аппарат, 2 — рабочее колесо

## *Газодинамический и конструктивный расчет радиального турбодетандера*

Цель занятия:

ознакомиться со схемой использования турбодетандера в воздуходелительных установках, методикой расчета проточной части, выбором расчетных параметров, конструктивной схемой проточной части.

Основные отличия турбодетандеров от силовых турбин:

– главный эффект ТД – получение необходимой разности энтальпий  $\Delta h$  ( $\Delta T$ ) и конечной температуры в соответствии с требованиями цикла ВРУ;

– получение работы (мощности) в отличие от силовых турбин – сопутствующий эффект, не всегда в силу технических условий полезно используемый.

– направление потока – в основном радиальное (в силовых турбинах паровых и газовых – в основном осевое), объясняется это возможностью использования работы в поле центробежных сил  $\Delta u^2/2$ .

Большинство вопросов расчета турбодетандера связано с уравнением Эйлера, подробно рассмотрено в пособии [1].

Для радиального детандера:

$$l = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}, \quad (5.7)$$

для осевого:

$$l = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}. \quad (5.8)$$

Исходные данные:

массовый расход воздуха	$G =$ _____ кг/с
давление на входе в детандер	$P_0 =$ _____ Мпа
давление на выходе	$P_2 =$ _____ Мпа
температура на входе	$T_0 =$ _____ К

Остальные расчетные параметры задаются в процессе выполнения расчета.

### *Методика расчета радиального турбодетандера*

1. Определение располагаемого перепада.

Располагаемый перепад энтальпий  $h_0 - h_{2s}$  может быть определен двумя способами, в зависимости от параметров ступе-

ни (значений  $P$  и  $T$ ) и возможности предположить состояния газа (идеальный, реальный).

В случае высоких давлений и низких температур и необходимости учета реальности газа располагаемый перепад  $\Delta h_s = h_0 - h_{2s}$  также как и последующие перепады и расчеты характерных скоростей определяется по Т-S или h-S диаграммам или по соответствующим таблицам свойств газов.

Для процессов в проточной части детандеров низкого давления ( $P_0 = 0,5 \div 0,7$  Мпа) и температурах  $T_0 = 120 \div 135^\circ\text{C}$  вполне допустимо проводить расчеты по идеальному газу с использованием соответствующих формул и аппарата газодинамических функций.

В процессе расчета используем основные газодинамические функции (далее – ГДФ) в виде формул или таблиц.

$\lambda = \frac{c}{a_{кр}}$  – приведенная скорость; отношение скорости в любом сечении к критической скорости.

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_0} \quad (5.9)$$

критическая скорость, определяемая по температуре торможения  $T_0$  (при условии малых значений скорости  $C_0$  на входе), м/с.  $k$  – пока-

затель адиабаты,  $k = \frac{c_p}{c_v}$ , для воздуха  $k = 1,4$ .  $R$  – газовая постоянная, для воздуха  $R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$ .

$\pi(\lambda)$  – приведенное давление – отношение давления в любом сечении к давлению торможения:

$$\pi(\lambda) = \frac{P}{P_0} .$$

$\tau(\lambda)$  – приведенная температура – отношение температуры в любом сечении к температуре торможения:

$$\tau(\lambda) = \frac{T}{T_0} .$$

Расчетные формулы для  $\pi$  и  $\tau$  в зависимости от  $\lambda$ :

$$\pi(\lambda) = \left(1 - \lambda^2 \cdot \frac{k-1}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (5.10)$$

$$\tau(\lambda) = \left(1 - \lambda^2 \cdot \frac{k-1}{k+1}\right) . \quad (5.11)$$

При необходимости (особенно при определении характеристик сечений) используется также расходная функция или относительная плотность тока:

$$q(\lambda) = \frac{c \cdot \rho}{a_{кр} \cdot \rho_{кр}} = \frac{f_{кр}}{f}, \quad (5.12)$$

где  $c$ ,  $\rho$ ,  $f$  – соответственно скорость, плотность и размер в любом сечении и  $a_{кр}$ ,  $\rho_{кр}$ ,  $f_{кр}$  – в критическом сечении.

Для наглядности студентам полезно показать и прокомментировать графические зависимости упомянутых величин для различных газов  $k = 1,4; 1,3; 1,13$ .

Итак, для заданного перепада давлений  $P_0 - P_2$  определяется значение функции  $\pi_2(\lambda) = \frac{P_2}{P_0} = \pi_{2S}$ .

По таблице ГДФ (табл. 5.3) или по формулам определяются значения  $\tau_{2S}$  и  $\lambda_{2S}$  и соответствующие им значения  $C_{2S}$  и  $T_{2S}$ :

$$c_{2S} = \lambda_{2S} \cdot a_{кр} \quad (\text{м/с}), \quad (5.13)$$

$$T_{2S} = \tau_{2S} \cdot T_0 \quad (\text{К}). \quad (5.14)$$

Газодинамические функции для различных значений  $k$  представлены на рис. 5.11.

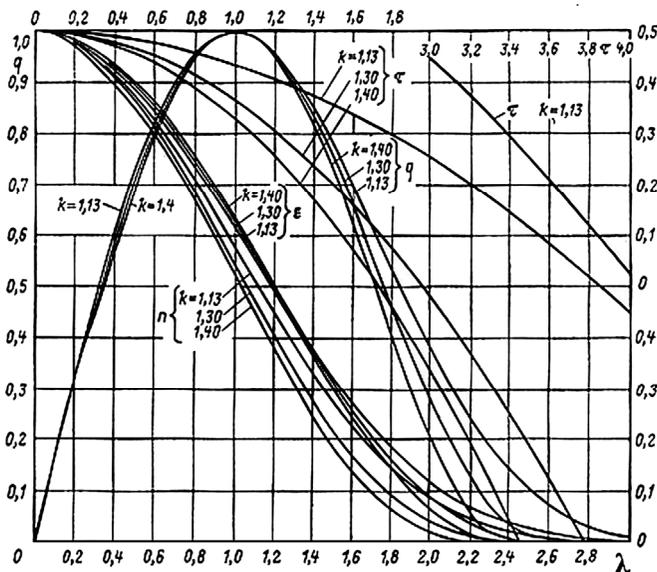


Рис. 5.11. Газодинамические функции для различных значений  $k$

Таблица 5.3

Газодинамические функции ( $k = 1,4$ )

$\lambda$	$\zeta$	$\pi$	$\tau$
0,81	0,33068	0,66677	0,89065
0,82	0,33476	0,65968	0,88793
0,83	0,33885	0,65255	0,88518
0,84	0,34293	0,64540	0,88240
0,85	0,34701	0,63822	0,87958
0,86	0,35109	0,63101	0,87673
0,87	0,35518	0,62378	0,87385
0,88	0,35926	0,61652	0,87093
0,89	0,36334	0,60924	0,86798
0,90	0,36742	0,60194	0,86500
0,91	0,37151	0,59463	0,86198
0,92	0,37559	0,5873	0,85893
0,93	0,37969	0,57995	0,85585
0,94	0,38375	0,57259	0,85273
0,95	0,38784	0,56522	0,84958
0,96	0,39192	0,55785	0,84640
0,97	0,39600	0,55046	0,84318
0,98	0,40008	0,54307	0,83993
0,99	0,40417	0,53568	0,83665
1,00	0,40825	0,52828	0,83333
1,01	0,41233	0,52089	0,82998
1,02	0,41641	0,51349	0,82660
1,03	0,42050	0,5061	0,82318
1,04	0,42458	0,49872	0,81973
1,05	0,42866	0,49134	0,81625
1,06	0,43274	0,48397	0,81273
1,07	0,43683	0,47661	0,80918
1,08	0,44091	0,46926	0,80560
1,09	0,44499	0,46193	0,80198
1,10	0,44907	0,45462	0,79833
1,11	0,45316	0,44732	0,79465
1,12	0,45724	0,44004	0,79093
1,13	0,46132	0,43278	0,78718
1,14	0,46540	0,42554	0,78340
1,15	0,46949	0,41833	0,77958
1,16	0,47357	0,41114	0,77573
1,17	0,47765	0,40398	0,77185
1,18	0,48173	0,39686	0,76793
1,19	0,48582	0,38976	0,76398
1,20	0,48990	0,38269	0,76000

$\lambda$	$\zeta$	$\pi$	$\tau$
1,21	0,49398	0,37566	0,75598
1,22	0,49806	0,36866	0,75193
1,23	0,50215	0,3617	0,74785
1,24	0,50623	0,35478	0,74373
1,25	0,51031	0,3479	0,73958
1,26	0,51439	0,34106	0,7354
1,27	0,51848	0,33427	0,73118
1,28	0,52256	0,32751	0,72693
1,29	0,52664	0,32081	0,72265
1,30	0,53072	0,31415	0,71833
1,31	0,53481	0,30754	0,71398
1,32	0,53889	0,30099	0,7096
1,33	0,54297	0,29448	0,70518
1,34	0,54705	0,28803	0,70073
1,35	0,55114	0,28163	0,69625
1,36	0,55522	0,27529	0,69173
1,37	0,5593	0,269	0,68718
1,38	0,56338	0,26277	0,68260
1,39	0,56747	0,25661	0,67798
1,40	0,57155	0,2505	0,67333
1,41	0,57563	0,24445	0,66865
1,42	0,57971	0,23847	0,66393
1,43	0,5838	0,23255	0,65918
1,44	0,58788	0,2267	0,6544
1,45	0,59196	0,22091	0,64958
1,46	0,59604	0,21519	0,64473
1,47	0,60012	0,20954	0,63985
1,48	0,60421	0,20396	0,63493
1,49	0,60829	0,19845	0,62998
1,50	0,61237	0,19301	0,625
1,51	0,61645	0,18764	0,61998
1,52	0,62054	0,18235	0,61493
1,53	0,62462	0,17713	0,60985
1,54	0,6287	0,17198	0,60473
1,55	0,63278	0,16691	0,59958
1,56	0,63687	0,16191	0,5944
1,57	0,64095	0,15699	0,58918
1,58	0,64503	0,15215	0,58393
1,59	0,64911	0,14739	0,57895
1,60	0,6532	0,1427	0,57333

2. Определение параметров на выходе из соплового аппарата в идеальном и реальном процессах (точки «1s» и «1»)

На этом этапе необходимо задаться некоторыми характерными параметрами, определяющими дальнейший расчет.

Степень реактивности ступени  $\Theta$  – отношение перепада энтальпий в рабочем колесе в идеальном процессе  $\Delta h_{pk} = h_{1s} - h_{2s}$  к идеальному перепаду в ступени  $\Delta h_{2s} = h_0 - h_{2s}$  :

$$\Theta = \frac{h_{1s} - h_{2s}}{h_0 - h_{2s}}. \quad (5.15)$$

Поскольку для расчета выбраны исходные данные реактивных турбодетандеров низкого давления, величина  $\Theta$  задается в диапазоне  $\Theta = 0,44 \div 0,5$ .

Этим значениям  $\Theta$  соответствует и значение угла  $\beta_{1л} = 90^\circ$ , характерное для ступеней с большой реактивностью.

Коэффициент скорости сопел  $\varphi = \frac{C_1}{C_{1s}}$  – отношение скорости истечения на выходе из сопла в реальном процессе  $C_1$  к соответствующей скорости в идеальном процессе  $C_{1s}$ .

Из тех же конкретизированных соображений значение  $\varphi$  выбирается в пределах  $\varphi = 0,85 \div 0,9$ . Значение  $\varphi$  сильно зависит от размеров детандера, в основном от диаметра  $d_1$ , при диаметрах  $30 \div 40$  мм и менее  $\varphi$  может быть принято  $0,6 \div 0,8$ .

Угол выхода потока из сопла  $\alpha_1$  выбирается в пределах  $\alpha_1 = 12 \div 14^\circ$ .

Можно считать, что это оптимальные значения величины  $\alpha_1$ . Меньшие значения  $\alpha_1$  увеличивают проекцию скорости  $c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1$ , и соответственно, не могут быть реализованы по конструктивным соображениям.

Бóльшие значения  $\alpha_1$  увеличивают проекцию  $C_{1r} = C_1 \cdot \sin \alpha_1$  и, соответственно величину расхода  $V_1 \sim C_{1r}$ , но приводят к росту  $C_{2r}$  и  $C_2$  и бóльшим потерям с выходной скоростью (см. далее при построении треугольников скоростей).

Значение параметра  $X_{2s} = \frac{U_1}{C_{2s}}$  – важнейшая характери-

стика ступени, определяющая режим течения, уровень окружной скорости  $U_1$  по отношению к располагаемой скорости  $C_{2s}$ .

Для реактивных ступеней  $X_{2s}$  выбирается в пределах  $X_{2s} = 0,62 \div 0,66$ . Значение  $X_{2s}$  также оптимизируется с учетом того, что с ростом  $X_{2s}$  растет КПД, но увеличивается скорость  $U_1$ .

Для определения скоростей на выходе из сопла воспользуемся соотношением для степени реактивности, заменив перепад  $(h_{1s} - h_{2s})$  через  $(h_{1s} - h_{2s}) = (h_0 - h_{2s}) - (h_0 - h_{1s})$ , где  $(h_0 - h_{1s})$  – перепад в идеальном течении в сопле.

Тогда получим:

$$\Theta = 1 - \frac{h_0 - h_{1s}}{h_0 - h_{2s}}. \quad (5.16)$$

Из закона сохранения энергии для сопла:

$$h_0 - h_{1s} = \frac{c_{1s}^2}{2}, \quad (5.17)$$

считая скорость  $C_0$  близкой к нулю (параметры торможения), получим:

$$\Theta = 1 - \frac{c_{1s}^2/2}{c_{2s}^2/2} \quad (5.18)$$

и далее

$$c_{1s} = c_{2s} \sqrt{1 - \Theta}. \quad (5.19)$$

Заменяя значения  $c_{1s}$  и  $c_{2s}$  через соответствующие значения  $\lambda_{1s}$  и  $\lambda_{2s}$  получим:

$$\lambda_{1s} = \lambda_{2s} \sqrt{1 - \Theta}. \quad (5.20)$$

По значению  $\lambda_{1s}$  находим значения  $\pi_{1s} = \pi_1$  и  $\tau_{1s}$  из таблиц ГДФ (табл. 5.3).

$$\begin{aligned} \pi_{1s} &= \pi_1 = \pi(\lambda_{1s}), & P_1 &= \pi_1 \cdot P_0, \text{ МПа;} \\ \tau_{1s} &= \tau(\lambda_{1s}), & T_{1s} &= \tau_{1s} \cdot T_0, \text{ К.} \end{aligned}$$

По параметрам  $P_1$  и  $T_{1s}$  определяем положение точки «1s» на T,s- диаграмме и находим положение изобары  $P_1$  в координатах T,s- диаграммы.

По значению  $\varphi$  определяем скорость  $c_1 = \varphi \cdot c_{1s}$  и значение  $\lambda_1 = \varphi \cdot \lambda_{1s}$ , величину  $\tau_1 = f(\lambda)$  по ГДФ, значения температур  $T_{1s} = \tau_{1s} \cdot T_0$  и  $T_1 = \tau_1 \cdot T_0$  и положение точки «1» на T,s- диаграмме.

Выбранное ранее значение угла  $\alpha_1$  позволяет найти характерные проекции скорости  $c_1$  на оси «u» и «r».

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1, \text{ (м/с);}$$

$$c_{1r} = c_1 \cdot \sin \alpha_1, \text{ (м/с).}$$

3. Определение скорости вращения колеса на диаметре  $d_1$  – важный технологический параметр, определяющий прочность рабочего колеса и кинематическую связь с тормозным устройством-генератором, компрессором или собственно тормозом.

$$U_1 = X_{2S} \cdot C_{2S}, \text{ (м/с)}. \quad (5.21)$$

Прежде всего полученное значение скорости  $U_1$  контролируется прочностными характеристиками материала и конструкцией рабочего колеса.

Исходя из опыта эксплуатации и конструирования турбодетандеров радиальные колеса с диаметрами 120÷350 мм могут выдерживать максимальные скорости  $U_1$  в диапазоне 250÷300 м/с, а радиально-осевые конструкции в диапазоне 20÷50 мм, максимальные скорости  $U_1$  в диапазоне 150÷200 м/с.

Лимитирует значения  $U_1$  и допустимая частота вращения вала (из соотношения  $U_1 \sim d_1 \cdot n$ , при малых  $d_1$  растет  $n$ ) и выбор типа подшипников и смазки [9].

4. Построение входного треугольника скоростей и определение характерных углов и проекций скоростей

Рекомендуется строить в масштабе на миллиметровке с дублированием и расчетными значениями по тригонометрическим функциям (см. рис. 5.12):

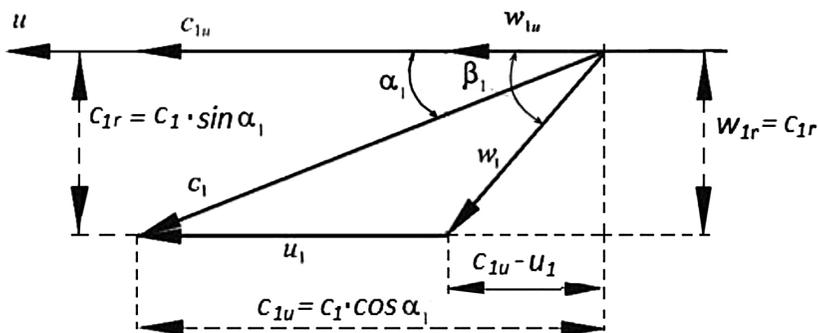


Рис. 5.12. Входной треугольник скоростей

$$W_1 = \sqrt{C_{1r}^2 + (C_{1u} - U_1)^2}, \text{ (м/с)} \quad (5.22)$$

$$\beta_1 = \arctg \frac{C_{1r}}{(C_{1u} - U_1)} \cdot \frac{180}{\pi}, \text{ (град)} \quad (5.23)$$

Комментарий к значению угла  $\beta_1$ . Поскольку величина конструктивного (лопаточного) угла  $\beta_{1л}$  задана  $90^\circ$ , то расчетное значение  $\beta_1$  и  $\beta_{1л}$  могут не совпадать. Допускаемая разность  $(\beta_1 - \beta_{1л}) = 3 \div 5^\circ$ . При получении  $\beta_1 > \beta_{1л}$ , что противоречит естественному направлению потока, следует принять  $\beta_1 = \beta_{1л}$  и скорректировать значение окружной скорости  $u_1$  и параметра  $X_{2S}$ .

#### 5. Определение диаметра колеса $d_1$ и высоты лопатки

Из конструктивной схемы ступени на рис. 5.13 видно, что сечению 1-1 соответствуют два геометрических размера: на выходе из сопел  $d_{1с}$  и на входе в колесо  $d_{1к}$ , отличающихся на величину радиального зазора:  $\delta = \frac{(d_{1с} - d_{1к})}{2}$ .

$$\delta = \frac{(d_{1с} - d_{1к})}{2}$$

На рисунке 5.13. представлено соотношение размеров, определяемых зазором  $\delta_p$ .

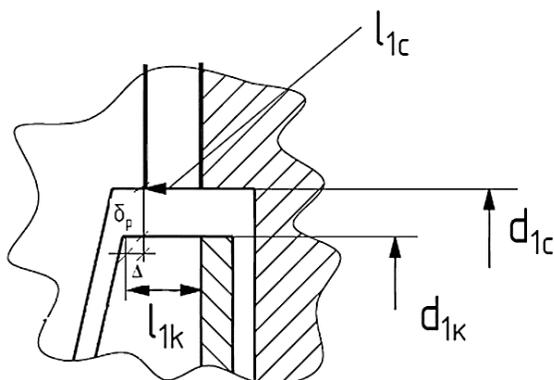


Рис. 5.13. Соотношение размеров, определяемых зазором  $\delta_p$

Для детандеров низкого давления с диаметрами  $d_1$  от 180 до 350 мм величина  $\delta_p$  выбирается равной  $\delta_p = 0,5 \div 1,5$  мм.

Также отличаются и высоты лопаток сопла на выходе  $l_{1с}$  и рабочего колеса на входе  $l_{1к}$ . Разница  $\Delta = l_{1к} - l_{1с}$  называется перекрышей и в зависимости от размера  $d_1$  составляет  $\Delta = 0,2 \div 1$  мм.

Расчетное значение  $d_1$  определяется по входу в колесо, чтобы далее связать скорость вращения  $u_1$  и частоту вращения  $n$ , определяемую тормозным устройством, или прочностью колеса.

Значение диаметра  $d_1$  определяется из уравнения неразрывности, записанного для сечения («1-1») для входа в колесо:

$$V_1 = \frac{G}{\rho_1} = \pi \cdot d_{1к} \cdot l_{1к} \cdot c_{1r} \cdot \mu_{V_1}, \quad (5.24)$$

где  $G$  – массовый расход газа, кг/с;  $\rho_1$  – плотность газа при параметрах  $P_1$  и  $T_1$ ,  $\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$ , кг/м<sup>3</sup>;  $l_{1к}$  – высота лопатки на входе в колесо, м;  $c_{1r}$  – радиальная проекция абсолютной скорости, м/с;  $\mu_{V_1}$  – коэффициент расхода, учитывающий влияние пограничного слоя, принимаем равным  $\mu_{V_1} = 0,95$ .

Поскольку в уравнении расхода также неизвестно значение  $l_{1к}$ , то вводится безразмерная величина по отношению к основному определяемому размеру  $d_{1к}$   $\bar{l}_1 = \frac{l_1}{d_1} = 0,05 \div 0,1$  из практических рекомендаций методики расчета турбодетандеров [9].

Тогда формула для определения диаметра получает вид:

$$d_1 = \sqrt{\frac{V_1}{\pi \cdot \bar{l}_1 \cdot c_{1r} \cdot \mu_{V_1}}}. \quad (5.25)$$

И далее размеры:

$$d_{1c} = d_{1к} + 2 \cdot \delta_p, \quad (5.26)$$

$$l_o = l_{1c} = l_{1к} - \Delta, \quad (5.27)$$

$$d_o = d_1 \cdot \bar{d}_o,$$

где  $\bar{d}_o = \frac{d_o}{d_1} = 1,15$  (также из рекомендованной методики).

По диаметру  $d_1$  и скорости  $u_1$  определяется частота вращения (об/мин):

$$n = \frac{u_1 \cdot 60}{\pi \cdot d_1}. \quad (5.28)$$

И согласуется с тормозным устройством и видом подшипника (см. разъяснения сделанные выше).

6. Определение параметров на выходе из колеса при идеальном и реальном процессах (точки «2т» и «2»). Определение диаметра  $d_2$  и окружной скорости  $u_2$ .

Величина  $d_2$  находится по выбранному значению относительного диаметра  $\bar{d}_2 = \frac{d_2}{d_1}$ , в диапазоне  $\bar{d}_2 = 0,4 \div 0,45$  в соответствии с диапазоном  $\Theta = 0,44 \div 0,50$ .

Тогда:

$$d_2 = d_{1к} \cdot \bar{d}_2, \text{ (м)}$$

$$u_2 = u_1 \cdot \bar{d}_2 \text{ (м/с)}$$

Скорости на выходе из рабочего колеса в идеальном и реальном процессах находятся из выражения для степени реактивности:

$$\Theta = \frac{\Delta h_{pk}}{\Delta h_{2s}} = \frac{\frac{W_{2T}^2 - W_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}}{c_{2s}^2 / 2} \quad (5.29)$$

Преобразуя относительно  $W_{2T}$ , получим:

$$W_{2T} = \sqrt{\Theta \cdot c_{2s}^2 + W_1^2 + u_2^2 - u_1^2}. \quad (5.30)$$

Задавая значение коэффициента скорости в рабочих лопатках

$$\psi = \frac{W_{2T}}{W_2} = 0,81 \div 0,82 \quad (5.31)$$

Значение  $\psi$  выбирается по аналогии выбора  $\varphi$

Получим значение скорости  $W_2$ :

$$W_2 = W_{2T} \cdot \psi, \text{ (м/с)} \quad (5.32)$$

Температура на выходе из рабочего колеса (точки «2Т» и «2») находится по разности энтальпий для процессов 1→2Т и 1→2

$$(T_1 - T_{2T}) = \frac{h_1 - h_{2T}}{c_p}, \quad (5.33)$$

$$h_1 - h_{2T} = \frac{W_{2T}^2 - W_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}, \quad (5.34)$$

$$(T_1 - T_2) = \frac{h_1 - h_2}{c_p}, \quad (5.35)$$

$$h_1 - h_2 = \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}. \quad (5.36)$$

Тогда

$$T_{2T} = T_1 - \frac{(W_{2T}^2 - W_1^2) + (u_1^2 - u_2^2)}{2 \cdot c_p}, \quad (5.37)$$

$$T_2 = T_1 - \frac{(W_2^2 - W_1^2) + (u_1^2 - u_2^2)}{2 \cdot c_p}. \quad (5.38)$$

Давление на выходе колеса:

$$P_2 = P_1 \cdot \left( \frac{T_{2T}}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (5.39)$$

Рассчитывается в качестве проверки расчета и не должно значительно отличаться от заданного  $P_2$ .

Плотность на выходе из колеса:

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_1}. \quad (5.40)$$

7. Построение выходного треугольника скоростей.

Выходной треугольник скоростей представлен на рис. 5.14.

Принимается в первом приближении  $c_{1r} = c_{2r}$ .

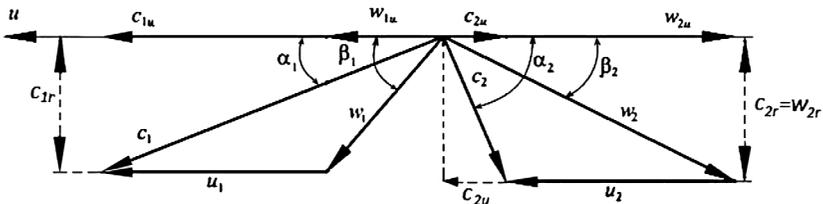


Рис. 5.14. Выходной треугольник скоростей

Отрезком  $W_2$  при известном значении  $c_{2r} = W_{2r}$  определяется направление скорости  $W_2$ , величина угла  $\beta_2 = \arcsin \frac{W_{2r}}{W_2}$ , направление абсолютной скорости  $c_2$  и значение угла  $\alpha_2$ .

### 8. Определение высоты лопатки $l_2$ .

Определение высоты лопатки  $l_2$  иллюстрирует рис. 5.15.

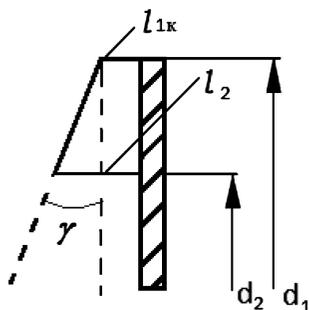


Рис. 5.15. Определение высоты лопатки  $l_2$

Из уравнения неразрывности, связывающего сечения 1–1 и 2–2, и при условии  $c_{1r} = c_{2r}$ :

$$\pi \cdot d_{1к} \cdot l_{1к} \cdot c_{1r} \cdot \rho_1 = \pi \cdot d_2 \cdot l_2 \cdot c_{2r} \cdot \rho_2 \quad (5.41)$$

находится величина  $l_2$ .

При этом значение угла раскрытия  $\gamma$  не должно превышать  $7 \div 8$  град.

Если угол раскрытия оказывается значительно больше  $\gamma = 8$  град ( $10 \div 12$  и более град), то величина  $l_2$  находится из геометрического соотношения:

$$l_2 = l_{1к} + \frac{d_{1к} - d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (5.42)$$

при  $\gamma = 8$  град принимается значение  $l_2$ .

Из уравнения неразрывности находится новое значение  $c'_{2r} \neq c_{1r}$  и корректируется треугольник скоростей.

*Пересчет на усмотрение преподавателя и лимита времени.*

### 9. Определение КПД проточной части $\eta_{ол}$ .

$$\eta_{ол} = \frac{T_o - T_2}{T_o - T_{2s}}, \quad (5.43)$$

Величина  $\eta_{ол}$  должна соответствовать принятым значениям коэффициентов  $\varphi$  и  $\psi$ .

10. Определение дисковых потерь, потерь от утечек и внутреннего относительного КПД.

*Потери от трения о диск  $\Delta h_{\text{ТД}}$ .*

Потеря мощности трения о диск [9]:

$$\Delta N_{\text{ТД}} = \beta_{\text{ТД}} \cdot u_1^3 \cdot d_1^2 \cdot \rho_1, \quad (5.44)$$

где  $\beta_{\text{ТД}}$  – коэффициент, зависящий от геометрии диска, числа Re, шероховатости. Может быть принят  $\beta_{\text{ТД}} = 0,7 \cdot 10^{-3}$ ;  $u$  (м/с),  $d$  (м),  $\rho$  (кг/м<sup>3</sup>) – соответственно, окружная скорость, диаметр и плотность по сечению «1–1».

$$\Delta h_{\text{ТД}} = \frac{\Delta N_{\text{ТД}}}{G}, \quad (5.45)$$

$h_{2\partial} = h_2 + \Delta h_{\text{ТД}}$  и далее  $T_{2\text{ут}}$ .

*Потери от утечек:*

находятся из баланса (рис. 5.16).

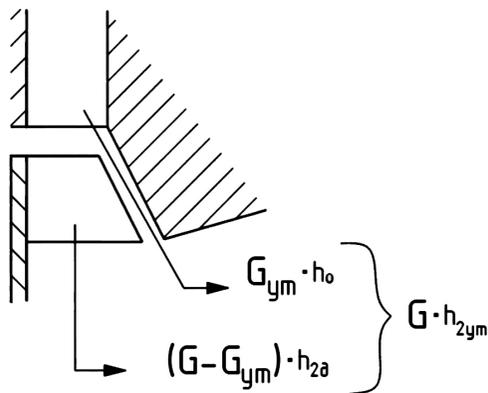


Рис. 5.16. Потери от утечек

$$G \cdot h_{2\text{ут}} = G_{\text{YT}} \cdot h_0 + (G - G_{\text{YT}}) \cdot h_{2\partial}, \quad (5.46)$$

$$h_{2\text{ут}} \cdot 1 = \alpha_{\text{YT}} \cdot h_0 + 1 \cdot h_{2\partial} - \alpha_{\text{YT}} \cdot h_{2\partial}, \quad (5.47)$$

$$(h_0 - h_{2\partial}) \cdot \alpha_{\text{YT}} = (h_{\text{YT}} - h_{2\partial}), \quad (5.48)$$

$$h_{2\text{ут}} \cdot T_{2\text{ут}},$$

$$h_0 \cdot G_{\text{YT}} + h_{2\partial} \cdot (G - G_{\text{YT}}) = h_{2\text{ут}} \cdot G \quad (5.49)$$



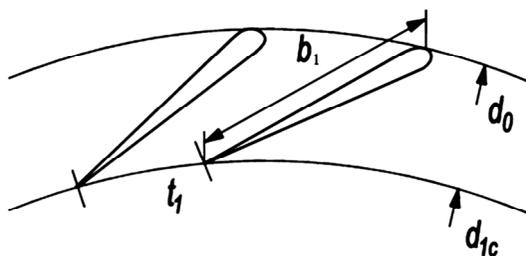


Рис. 5.18. Шаг лопаток

Значение величины относительного шага  $\bar{t}_1 = \frac{t_1}{b_1}$  также оптимизируют.

Малые значения шага  $t_1 = 0,2 \div 0,3$  увеличивают частоту лопаток, их поверхность, и, соответственно, потери на трение (рис. 5.19, а).

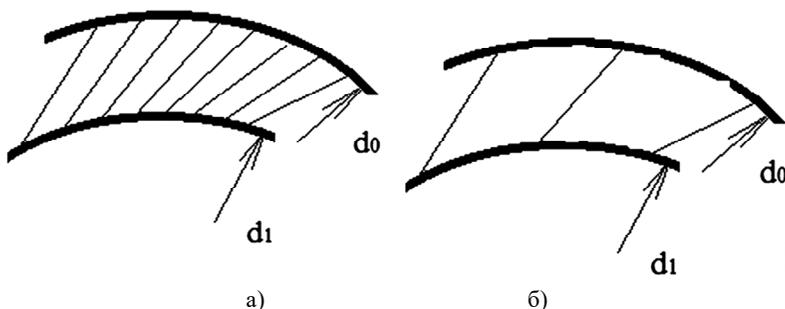


Рис. 5.19. Частота лопаток в решетке

Большие значения шага (малое число лопаток) (рис. 5.19, б), при том же объемном расходе приводит к тому, что лопатки плохо контролируют поток, а также к отрыву от стенок, возникновению вихрей и росту соответствующих потерь.

Из любой точки на диаметре  $d_{1c}$  проводится линия хорды до пересечения с диаметром  $d_0$  под углом  $\alpha_1$ . Построением определяется ее длина.

Определяется шаг  $t_1$  в первом приближении  $t_1 = \bar{t}_1 \cdot b_1$ , мм.

Число лопаток  $Z_n$  определяется равномерно по окружности:

$$Z_n = \frac{\pi \cdot d_{1c}}{t_1} \quad (5.54)$$

и уточняется до близкого целого числа лопаток  $Z'_n$ .

По величине  $Z'_л$  уточняется значение шага  $t_1$  при числе  $Z'_л$ .  
 Строится клиновидный профиль лопатки (рис. 5.20) [2].

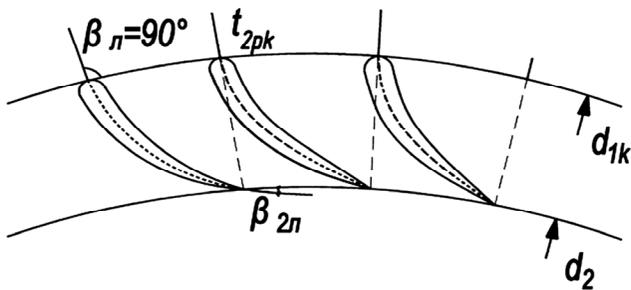


Рис. 5.20. Построение лопаток рабочего колеса

Число рабочих лопаток выбирается  $Z_p = Z_{сл} + 2$ .

Эскиз элемента колеса строится с помощью рисунков из учебника [2].

На рисунке 5.21 изображены меридиональный и радиальный разрезы рабочего колеса и соплового аппарата. На рисунке 5.22 изображено сопло, образованное крыловидными и клиновыми профилями.

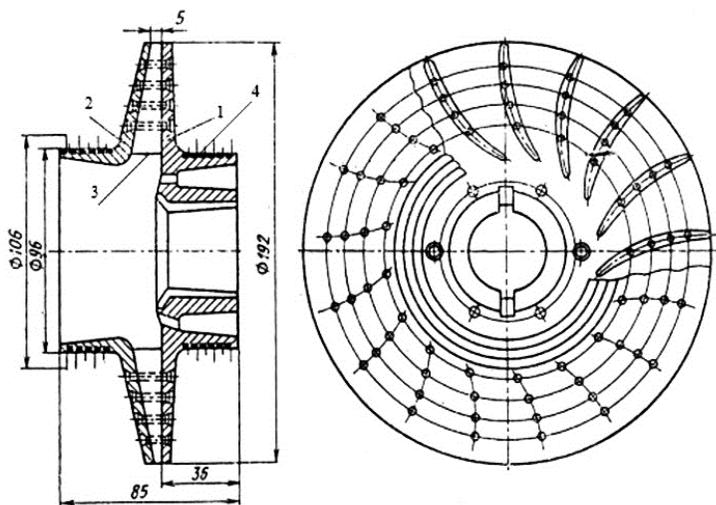
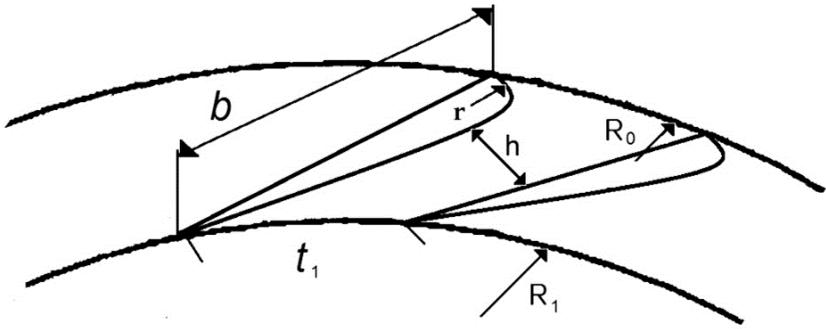
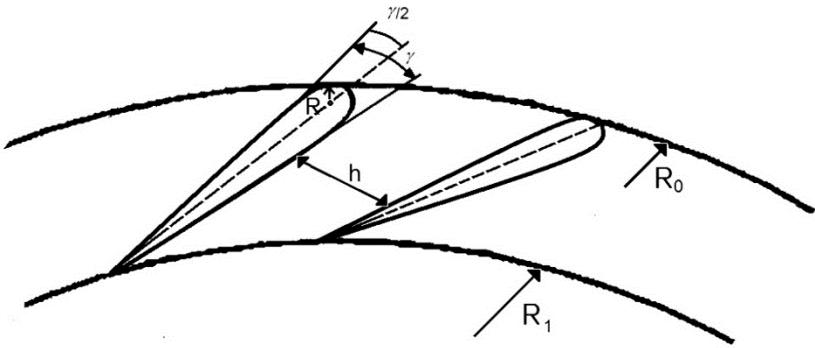


Рис. 5.21. Закрытое радиальное рабочее колесо воздушного реактивного ТД низкого давления:

1 – лопаточный (основной) диск; 2 – покрывной диск; 3 – лопатки; 4 – лабиринты



а)



б)

**Рис. 5.22. Сопло, образованное крыловидными профилями а) и клиновыми б)**

В таблице 5.4 представлены технические характеристики турбодетандеров воздухоразделительных установок, необходимые для контроля полученных результатов этапов расчета.

Таблица 5.4

### Воздушные турбодетандеры низкого давления типового ряда

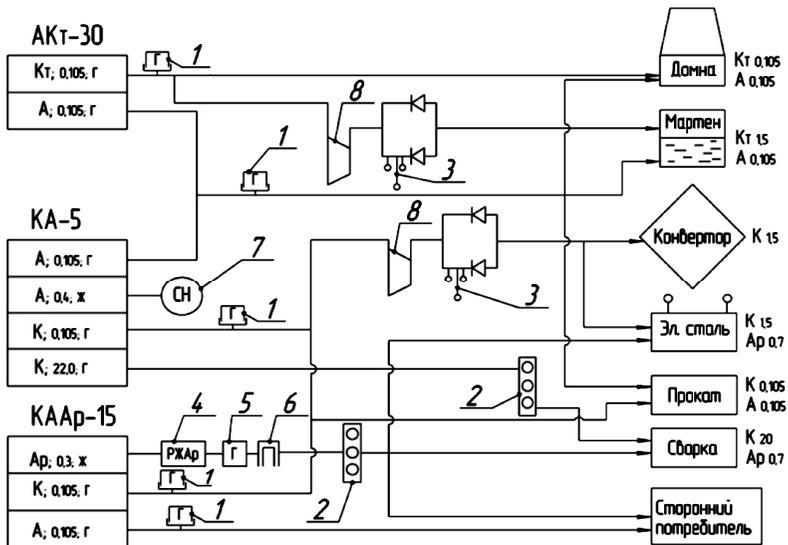
Параметр	РТ-10/5,3	РТ-17/6	РТ-29/6	РТ-50/6	РТ-110/6
Массовый расход, кг/с максимальный номинальный (расчетный) минимальный	2,88	4,69	7,88	13,77	36,06
	2,61	3,61	6,06	11,47	28,52
	1,8	2,52	4,59	8,52	18,36
Объемный расход газа при условии входа, м <sup>3</sup> /ч максимальный номинальный (расчетный) минимальный	673	991	1665	3423	6386
	568	807	1356	2851	
	475	564	1084	2118	
Давление газа перед ТД, МПа максимальное номинальное минимальное	0,54	0,60	0,57	0,59	—
	0,51	0,57	0,54	0,56	0,54
	0,46	0,52	0,49	0,51	—
Температура перед ТД, К максимальная номинальная минимальная	124,3	128	123	141	
	121,3	125	120	138	
	118,3	122	117	135	124
	0,135	0,15	0,15	0,135	1,4
Расчетный изохронный перепад энтальпий, кДж/кг	37,2	38,4	35,8	49,2	38,33

## Окончание таблицы 5.4

Параметр	РТ-10/5,3	РТ-17/6	РТ-29/6	РТ-50/6	РТ-110/6
Расчетная степень реактивности	0,465	0,46	0,47	0,5	0,6
Наружный диаметр рабочего колеса, мм	190	240	250	350	525
Частота вращения ротора, мин <sup>-1</sup>	18500	14900	13500	11600	6700
Угол лопатки рабочего колеса на входе $\beta_1, ^\circ$	90	90	90	90	90
Угол лопатки рабочего колеса на выходе $\beta_2, ^\circ$	32	34	32	35	34
Число лопаток рабочего колеса	22	22	26	26	22
Угол наклона сопла $\alpha_c, ^\circ$	16	16	16	16	15
Число лопаток направляющего аппарата	25	25	17	20	16
Ширина СА, мм	8,6	8,5	14,4	19,9	32,8
Приведенный диаметр	0,453	0,4	0,5	0,45	0,66
$d_{врт} / D$	0,285	0,225	0,28	0,257	0,37
$k_1 = b_c / h$	1	1	1	1,24	0,89
Приведенная окружная скорость колеса	0,669	0,675	0,66	0,646	0,665
Изоэнтропный КПД, %	84	86	86	88	83
Мощность на валу, кВт	100	160	250	600	1100

## 5.9. Пример составления схемы обеспечения цехов потребителя продуктами разделения воздуха. Аккумулирующие устройства

Схема обеспечения цехов предприятия продуктами разделения воздуха представлена на рис. 5.23.



**Рис. 5.23. Схема обеспечения цехов предприятия  
продуктами разделения воздуха**

1 – газгольдер, 2 – баллонная рампа, 3 – блок реципиентов,  
4 – резервуар жидкого аргона, 5 – газификатор, 6 – аргоновой компрессор,  
7 – потребление на собственные нужды, 8 – кислородный турбокомпрессор

Комментарий к схеме.

Аккумуляторы:

- выбор газгольдера в качестве аккумулятора возможен, когда потребитель работает под атмосферным давлением или близким к нему;
- блок реципиентов устанавливается в случае необходимости повышения давления продукта разделения воздуха для потребителя;
- баллонная рампа в качестве аккумулятора выбирается при большом (например, 20 МПа) давлении продукта разделения воздуха.

Аккумулирующие устройства в системе ВПУ-Потребитель:

1. Газгольдер

Сосуд переменного объема, металлический или мягкий (из прорезиненной ткани), как «дирижабль», позволяющий регулировать расход у потребителя при постоянном расходе у ВПУ. Имеет гидравлический затвор между нижним и верхними цилиндрами.

Применяется на потоках ПРВ, в основном на кислороде и азоте при давлениях близких к атмосферному  $p_{вру} = p_{потр.} = 0,104-0,105$  МПа

## 2. Блок реципиентов

Для обеспечения кислородом конвертера. Кислородным турбокомпрессором создается давление в сосудах 40-50 ат с целью уменьшения их объема. Кислород может поступать через вентили дросселя напрямую или запасаться в ресиверах (реципиентах) – на схеме шариком.

3. Баллонная рампа - для снабжения потребителя аргоном или кислородом с заполнением баллонов под давлением 150-200 ат. С таким давлением ПРВ может подаваться от установки напрямую или через поршневой компрессор, т.к. давление относительно небольшое.

## 4. Резервуары сжиженных ПРВ (К, А, Ар)

Соответственно обозначается РЖА, РЖК, РЖАр

От установки, если продукт выдается в сжиженном состоянии  $K_{ж}, A_{ж}, Ar_{ж}$ , он заполняет резервуар, далее газифицируется, сжимается в поршневом компрессоре и через баллонную рампу подается потребителю.

5. Схема может содержать линию расхода сухого азота на собственные нужды цеха ВРС (автоматика, продувка аппаратуры, разные потребители).

Жидкий азот – сторонний потребитель или собственные нужды (например, установка Линде с внешним охлаждением – азотные ванны)

В случае избытка какого-либо из продуктов возможна продажа продукта стороннему потребителю.

Необходимость аргоновой установки определяется технико-экономическим расчетом. Возможно при небольшом потреблении аргона выгоднее купить необходимое его количество.

## 5.10. Расчет расхода ПРВ на технологические продукты

Годовое потребление криопродукта:

$$V_{год} = \alpha_i \Pi_i,$$

где  $\alpha_i$  – норма расхода на технологический продукт;  $\Pi_i$  – объем производства.

Часовое потребление криопродукта:

$$V_{час} = \frac{V_{год}}{n},$$

где  $n$  – число часов работы ВРУ в течение года.

В таблице 5.5 представлены нормы удельных расходов продуктов разделения воздуха на единицу промышленной продукции.

Таблица 5.5

**Нормы удельных расходов продуктов разделения воздуха  
на единицу промышленной продукции**

Отрасль промышленности. Потребители	Един. изм.	Виды, параметры продуктов разделения воздуха										Число часов использования	Прим			
		Кислород					Азот							Аргон		
		Колич состав	% состав	Давление МПа	Колич состав	% состав	Давление, МПа	Колич состав	% состав	Давлен, МПа						
<i>Черная металлургия</i>		<b><i>α</i></b>					<b><i>α</i></b>					<b><i>α</i></b>				
Металлургический комбинат																
• чугун	нм <sup>3</sup> /т	120	95	0,105		10-15	99,99	0,105								8200
• сталь мартеновская		35	95	1,5		8-10	99,99	0,105								7400
• сталь конверторная		50	99,5	1,5		–	–	–								7400
• электросталь		15	99,5	1,5		–	–	–				1-5	99,9	0,7		7400
• прокат		0,2-0,3	99,5	0,105		40-50	99,99	0,105								7400
<i>Химическая промышленность</i>																
Азотно-туковый комбинат	нм <sup>3</sup> /т															
• аммиак		500-750	95	0,105		900-100	99,99	0,104								6000
• селитра аммиачная		160	95-98	0,105		215	99,99	0,104								6000

Окончание табл. 5.5

Отрасль промышленности. Потребители	Един. изм.	Виды, параметры продуктов разделения воздуха										Число часов использования	Прим			
		Кислород					Азот							Аргон		
		Колич	% состав	Давление МПа	Колич	% состав	Давление, МПа	Колич	% состав	Давлен, МПа	Колич			% состав	Давлен, МПа	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• кислота азотная концентрированная слабая 60%</li> <li>• карбонид</li> <li>• вода аммиачная</li> </ul> Азотные удобрения Ацетилен пиролизный Серная кислота Метанол Полиэтилен	нм <sup>3</sup> /т	150	95-98	0,105	390	99,99	0,104	-	-	-	-	-	-	6000		
		115	95-98	0,105	300	99,99	0,104	-	-	-	-	-	-	6000		
		440	95-98	0,105	290	99,99	0,104	-	-	-	-	-	-	6000		
		190	95-98	0,105	580	99,99	0,104	-	-	-	-	-	-	6000		
		286	95-98	0,105	250	99,99	0,104	-	-	-	-	-	-	6000		
		3600	99,5	0,105	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6000		
		240	95	0,105	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6000		
		600	95	0,105	280	99,99	0,104	-	-	-	-	-	-	6000		
		-	-	-	430	99,99	0,104	-	-	-	-	-	-	-	6000	
		Машиностроение														В
Сварка	-	99,5	15-20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6000	баллон		
Спецпродукт	нм <sup>3</sup> /т	500	99,5	1,5	-	-	-	-	-	-	-	0,8-1	99,9	0,7	6000	

## 5.11. Расчет показателей воздухоразделительной установки

Определение КПД воздухоразделительной установки:

$$\eta_e = \frac{\sum_{i=1}^n E_i}{N_y} = \frac{\sum_{i=1}^n V_i e_i}{N_y}, \quad (5.55)$$

где  $E_i$  – эксергия  $i$ -го продукта,  $e_i$  – удельная эксергия, затраченная на производство отдельного продукта разделения воздуха, определяемая по диаграммам на рис. 3.3 – 3.8;  $V_i$  – объем получаемого продукта;  $N_y$  – мощность ВРУ.

$$N_y = V e_B \frac{1}{\eta_m \eta_{из}}, \quad (5.56)$$

где  $V$  – объемный расход воздуха, м<sup>3</sup>/ч;  $e_B$  – удельная эксергия сжатого воздуха, определяемая по диаграмме на рис. 5.24.;  $\eta_m$  и  $\eta_{из}$  – соответственно, электромеханический и изотермический КПД компрессора,  $\eta_m = 0,95$ ,  $\eta_{из} = 0,6$ .

В частности, для установки, производящей азот и кислород, КПД определяется следующим уравнением:

$$\eta_e^{ВРУ} = \frac{E_A + E_K}{N_y} = \frac{V_A e_A + V_K e_K}{N_y}. \quad (5.57)$$

Определение расхода энергии на производство данного продукта разделения воздуха:

$$\mathcal{E}_i = N_y m_i, \quad (5.58)$$

где  $m_i$  – доля энергии, затраченной на выработку  $i$ -го продукта разделения воздуха:

$$m_i = \frac{e_i V_i}{\sum_{i=1}^n e_i V_i}. \quad (5.59)$$

Удельный расход энергии на производство данного продукта разделения воздуха:

$$\bar{\mathcal{E}}_i = \frac{\mathcal{E}_i}{V_i}. \quad (5.60)$$

### Пример расчета воздухоразделительной установки

*Воздухоразделительная установка №1: АКт-30*

По данным таблиц из приложения 1 для установки АКт-30 находим ее параметры и сводим в табл. 5.6

Таблица 5.6

**Технические характеристики установки  
комплексного разделения воздуха АКТ-30**

Тип установки	Потоки продуктов и перерабатываемого воздуха	Параметры потоков			
		$\xi$ , % осн.	$P$ , МПа	Агрегатное состояние	Количество, м <sup>3</sup> /ч
1 режим	Кислород технологический	95,0	0,105	Г	17 500
	Азот	99,9995	0,105	Г	30 000
	Воздух	79,0	0,5	Г	85 000

*Воздухоразделительная установка №2: КА-5*

По данным таблиц из приложения 1 для установки КА-5 находим ее параметры и сводим в табл. 5.7.

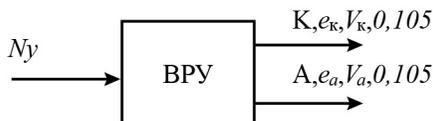
Таблица 5.7

**Технические характеристики установки  
комплексного разделения воздуха КА-5**

Тип установки	Потоки продуктов и перерабатываемого воздуха	Параметры потоков			
		$\xi$ , % осн.	$P$ , МПа	Агрегатное состояние	Количество, м <sup>3</sup> /ч
1 режим	Кислород технический	99,5	0,105	Г	5300
	Кислород технический	99,5	22,0	Г	150
	Азот	99,9915	0,105	Г	1500
	Азот	99,9915	0,4	Ж	(25)
	Воздух	79,0	0,515	Г	31 500

**Определение КПД установок**

**1. Установка АКт-30**



Эксергии  $e_i$  определяем по диаграммам на рис. 5.24 – 5.30. Принимаем  $\eta_{из} = 0,6$ ,  $\eta_{эм} = 0,95$ .

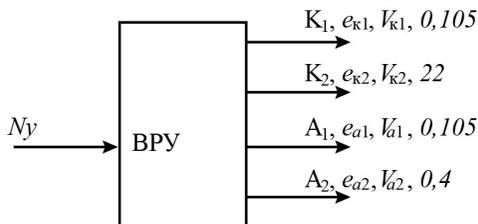
Мощность установки:

$$N_y = Ve_B \frac{1}{\eta_{из}\eta_{эм}} = 85000 \cdot 0,045 \cdot \frac{1}{0,6 \cdot 0,95} = 6710,5 \text{ кВт.}$$

КПД воздухоразделительной установки:

$$\eta_e = \frac{V_k \cdot e_k + V_a \cdot e_a}{N_y} = \frac{17500 \cdot 0,37 + 30000 \cdot 0,0074}{6710,5} = 0,129 \text{ (12,9\%).}$$

## 2. Установка КА-5



Мощность установки:

$$N_y = Ve_B \frac{1}{\eta_{из}\eta_{эм}} = 31500 \cdot 0,045 \cdot \frac{1}{0,6 \cdot 0,95} = 2486,8 \text{ кВт}$$

КПД ВРУ:

$$\eta_e = \frac{V_{k1} \cdot e_{k1} + V_{a1} \cdot e_{a1} + V_{k2} \cdot e_{k2} + V_{a2} \cdot e_{a2}}{N_y} = \frac{5300 \cdot 0,05 + 150 \cdot 0,21 + 1500 \cdot 0,0074 + 25 \cdot 0,244}{2486,8} = 0,126 \text{ (12,6\%).}$$

**Определение расхода энергии на производство продуктов**

### 1. Установка АКм-30

Доля энергии, затраченная на выработку  $i$ -го продукта разделения воздуха:

$$m_k = \frac{E_k}{\sum E_{k,a}} = \frac{17500 \cdot 0,037}{17500 \cdot 0,037 + 30000 \cdot 0,0074} = 0,745,$$

$$m_a = \frac{E_a}{\sum E_{k,a}} = \frac{30000 \cdot 0,0074}{17500 \cdot 0,037 + 30000 \cdot 0,0074} = 0,255.$$

Расход энергии на производство азота и кислорода:

$$\mathcal{E}_k = N_y m_k = 6710,5 \cdot 0,745 = 4999,3 \text{ кВт,}$$

$$\mathcal{E}_a = N_y m_a = 6710,5 \cdot 0,255 = 1711,3 \text{ кВт.}$$

Удельный расход энергии на производство криопродуктов:

$$\bar{\mathcal{E}}_k = \frac{\mathcal{E}_k}{V_k} = \frac{4999,3}{17500} = 0,286 \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^3,$$

$$\bar{\mathcal{E}}_a = \frac{\mathcal{E}_a}{V_a} = \frac{1711,3}{30000} = 0,057 \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^3.$$

## 2. Установка КА-5

Доля энергии, затраченная на выработку  $i$ -го продукта  
разделения воздуха:

$$\begin{aligned} m_{k1} &= \frac{E_{k1}}{\sum E_{k1,k2,a1,a2}} = \\ &= \frac{5300 \cdot 0,05}{5300 \cdot 0,05 + 150 \cdot 0,21 + 1500 \cdot 0,0074 + 25 \cdot 0,244} = \\ &= 0,845; \\ m_{k2} &= \frac{E_{k2}}{\sum E_{k1,k2,a1,a2}} = \\ &= \frac{150 \cdot 0,21}{5300 \cdot 0,05 + 150 \cdot 0,21 + 1500 \cdot 0,0074 + 25 \cdot 0,244} = \\ &= 0,101; \\ m_{a1} &= \frac{E_{a1}}{\sum E_{k1,k2,a1,a2}} = \\ &= \frac{1500 \cdot 0,0074}{5300 \cdot 0,05 + 150 \cdot 0,21 + 1500 \cdot 0,0074 + 25 \cdot 0,244} = \\ &= 0,035; \\ m_{a2} &= \frac{E_{a2}}{\sum E_{k1,k2,a1,a2}} = \\ &= \frac{25 \cdot 0,244}{5300 \cdot 0,05 + 150 \cdot 0,21 + 1500 \cdot 0,0074 + 25 \cdot 0,244} = \\ &= 0,019. \end{aligned}$$

Расход энергии на производство криопродуктов:

$$\mathcal{E}_{k1} = N_y \cdot m_{k1} = 2486,8 \cdot 0,845 = 2101,3 \text{ кВт};$$

$$\mathcal{E}_{k2} = N_y \cdot m_{k2} = 2486,8 \cdot 0,101 = 251,2 \text{ кВт};$$

$$\mathcal{E}_{a1} = N_y \cdot m_{a1} = 2486,8 \cdot 0,035 = 87,0 \text{ кВт};$$

$$\mathcal{E}_{a2} = N_y \cdot m_{a2} = 2486,8 \cdot 0,019 = 47,25 \text{ кВт}.$$

Удельный расход энергии на производство криопродуктов:

$$\overline{\mathcal{E}}_{k1} = \frac{\mathcal{E}_{k1}}{V_{k1}} = \frac{2101,3}{5300} = 0,396 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3;$$

$$\overline{\mathcal{E}}_{k2} = \frac{\mathcal{E}_{k2}}{V_{k2}} = \frac{251,2}{150} = 1,675 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3;$$

$$\overline{\mathcal{E}}_{a1} = \frac{\mathcal{E}_{a1}}{V_{a1}} = \frac{87,0}{1500} = 0,058 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3;$$

$$\overline{\mathcal{E}}_{a2} = \frac{\mathcal{E}_{a2}}{V_{a2}} = \frac{47,25}{25} = 1,89 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3.$$

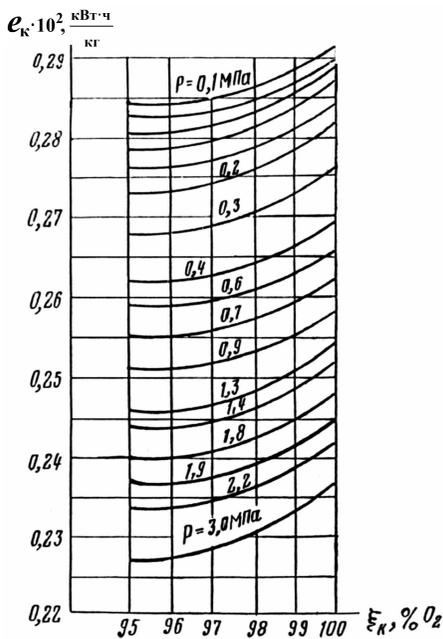


Рис. 5.24. Зависимость  $e_k = f(\xi_k)$  для жидкого кислорода

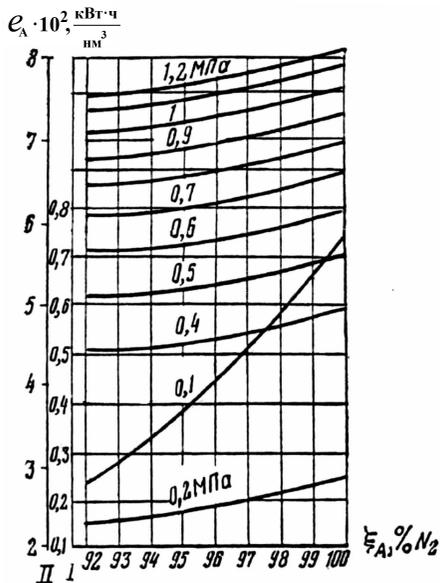


Рис. 5.25. Зависимость  $e_A = f(\xi_A)$  для газообразного азота:

I шкала  $p = 0,1$  МПа;

II шкала  $p = 0,2 - 1,2$  МПа

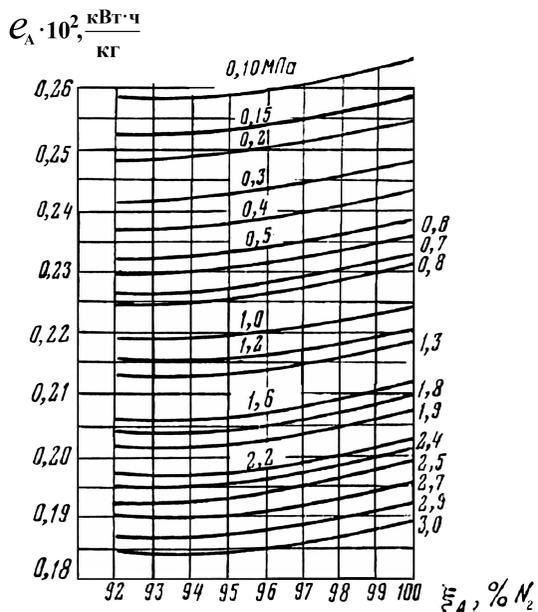


Рис. 5.26. Зависимость  $e_A = f(\xi_A)$  для жидкого азота

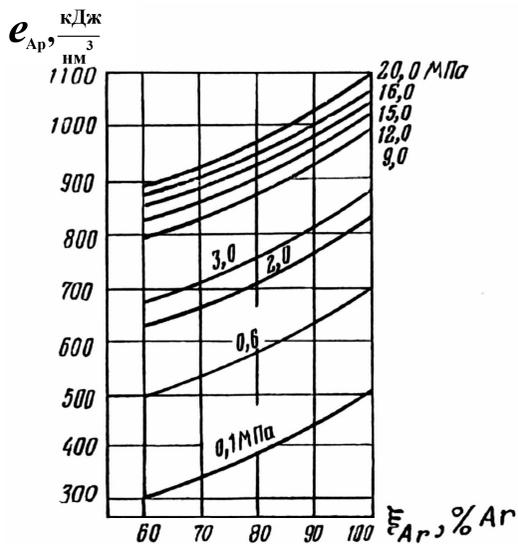


Рис. 5.27. Зависимость  $e_{Ar} = f(\xi_{Ar})$  для газообразного аргона

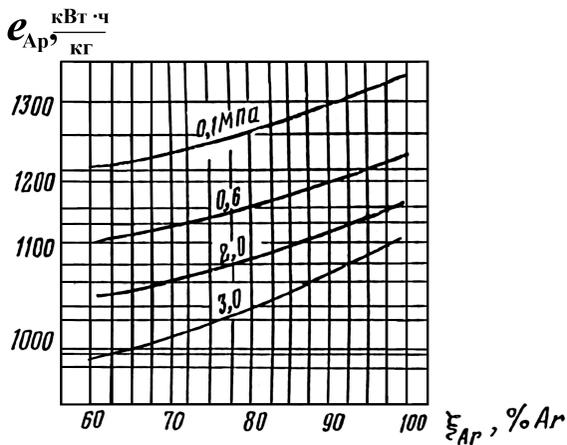


Рис. 5.28. Зависимость  $e_{Ar} = f(\xi_{Ar})$  для жидкого аргона

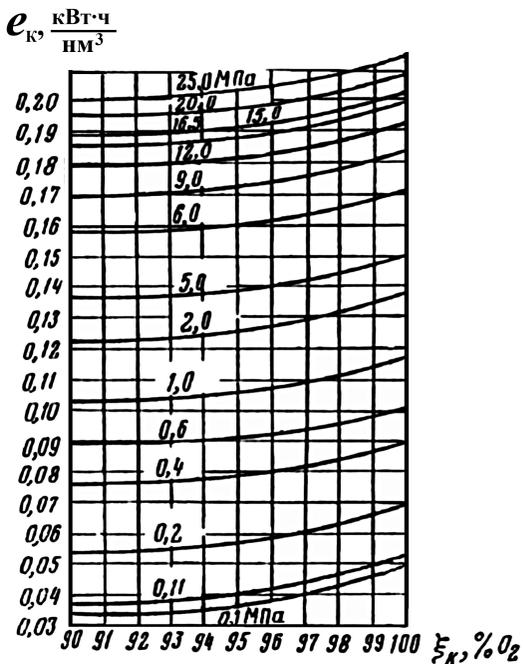


Рис. 5.29. Зависимость  $e_K = f(\xi_K)$  для газообразного кислорода

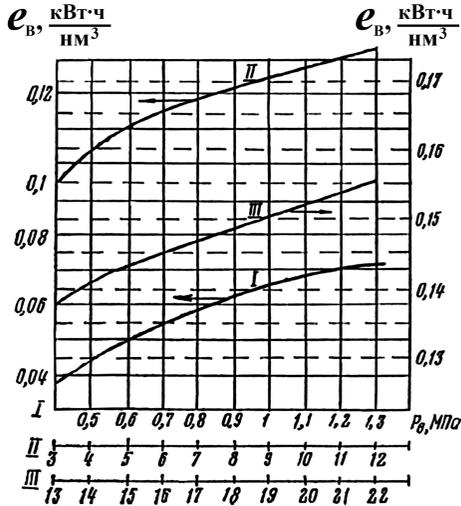


Рис. 5.30. Зависимость  $e_v = f(p_0)$   
 при  $T_{0c} = 293 \text{ К}$  для воздуха:  
 I шкала  $p = 0,4 - 1,3 \text{ МПа}$ ;  
 II шкала  $p = 3 - 12 \text{ МПа}$ ; III шкала  $p = 13 - 22 \text{ МПа}$

### Контрольные вопросы

1. Сопоставьте способы получения кислорода для технических нужд.
2. Сравните способы ректификации при  $T < T_{0c}$  и  $T > T_{0c}$ .
3. Чем определяется давление в верхней и нижней ректификационных колоннах?
4. Какие аккумулирующие устройства используются на воздухоразделительных станциях?
5. Сравните по показателям и условиям применения поршневой и турбодетандер.

# ПРИЛОЖЕНИЯ

## Приложение 1

### Технические характеристики установок комплексного разделения воздуха, работающих по циклу низкого давления

№	Тип установки	Потоки продуктов и перерабатываемого воздуха	Параметры потоков			Количество, м <sup>3</sup> /ч(кг/ч)
			ξ, %осн	p, МПа	Агрегатное состояние	
1	1 режим	Азот	99,9995	0,71	Г	5000
		Кислород К	99,7	22	Г	100
		Азот	99,9995	0,6	Ж	(116,5)
	2 режим	Воздух	79	0,8	Г	14400
		Азот	99,9995	0,71	Г	5465
		Кислород К	99,7	22	Г	100
		Азот	99,9995	0,6	Ж	(116,5)
		Воздух	79	0,8	Г	15600

Продолжение прил. 1

№	Тип установки	Потоки продуктов и перерабатываемого воздуха	А-8-1		Параметры потоков		Количество, м <sup>3</sup> /ч(кг/ч)
			ξ, %осн	p, МПа	Агрегатное состояние		
2	1 режим	Кислород К	99,8	22,0	Г	50	
		Азот	99,9995	0,45	Г	8200	
		Воздух	79,0	0,5	Г	24000	
3			КА-5				
	1 режим	Кислород К	99,5	0,105	Г	5300	
		Кислород К	99,5	22,0	Г	150	
		Азот	99,9915	0,105	Г	1500	
	2 режим	Азот	99,9915	0,4	Ж	(25)	
		Кислород К	99,5	0,105	Г	5000	
		Азот	99,9915	0,4	Г	1500	
		Кислород К	97,5	22,0	Г	150	
			Азот	99,9915	0,4	Ж	(200)
			Воздух	79,0	0,515	Г	31500

Продолжение прил. 1

№	Тип установки	Потоки продуктов и перерабатываемого воздуха	Параметры потоков			Количество, м³/ч(кг/ч)
			ξ, %осн	ρ, МПа	Агрегатное состояние	
АК-15П						
4	1 режим	Кислород К	99,5	0,105	Г	5800
		Кислород К	99,5	22	Г	150
		Азот	99,9995	0,105	Г	15000
	2 режим	Кислород К	99,5	0,105	Г	5000
		Кислород К	99,5	0,1	Ж	(200)
		Азот	99,9995	0,10	Г	15000
		Воздух	79	0,515	Г	31500
АКАр-6						
5	1 режим	Кислород К	99,5	0,105	Г	5500
		Азот	99,9995	0,105	Г	5300
		Аргон	99,992	22	Г	85

Продолжение прил. 1

№	Тип установки	Потоки продуктов и перерабатываемого воздуха	Параметры потоков			Количество, м <sup>3</sup> /ч(кг/ч)	
			ξ, %осн	ρ, МПа	Агрегатное состояние		
6	2 режим	Кислород К	99,5	0,105	Г	5300	
	2 режим	Азот	99,9995	0,105	Г	6000	
		Аргон (или) Азот	99,992	0,3	Ж	(130)	
		Воздух	79	0,51	Г	32000	
	КА-15						
	1 режим	Кислород К	99,5	0,105	Г	15500	
		Азот	99,9995	0,105	Г	16000	
	2 режим	Кислород К	99,5	0,105	Г	13500	
		Азот	99,9995	0,105	Г	16000	
		Азот	99,9995	0,45	Ж	(700)	
	Воздух	79	0,53	Г	85000		

Продолжение прил. 1

№	Тип установки	Потоки продуктов и перерабатываемого воздуха	Параметры потоков			Количество, м <sup>3</sup> /ч(кг/ч)															
			ξ, %осн	p, МПа	Агрегатное состояние																
7	1 режим	Кислород К	99,5	0,105	Г	15500															
							Азот	99,9995	0,105	Г	16000										
												Азот	99,9995	0,45	Ж	(300)					
																	Аргон	99,992	0,3	Ж	(300)
	2 режим	Азот	99,9995	0,105	Г	16000															
							Аргон	99,992	0,3	Ж	(300)										
												Азот	99,9995	0,45	Ж	(1000)					
																	Воздух	79,0	0,54	Г	85000
8	1 режим	Кислород Кг	95,0	0,105	Г	17500															
							Азот	99,9995	0,105	Г	30000										
												Кислород Кг	95,0	0,105	Г	17500					
																	Азот	99,9995	0,105	Г	30000

Продолжение прил. 1

№	Тип установки	Потоки продуктов и перерабатываемого воздуха	Параметры потоков			Количество, м <sup>3</sup> /ч(кг/ч)
			ξ, %осн	p, МПа	Агрегатное состояние	
8	2 режим	Кислород Кг	95,0	0,105	Г	16000
		Азот	99,9995	0,105	Г	30000
		Кислород К	99,5	0,2	Ж	(650)
	Воздух	79,0	0,5	Г	85000	
КА-32						
9	1 режим	Кислород К	99,5	0,105	Г	30000
		Азот	99,9995	0,4	Ж	(1200)
	2 режим	Кислород К	99,5	0,105	Г	32000
		Азот	99,9995	0,105	Г	22000
		Кислород К	99,7	0,2	Ж	(400)
	Воздух	79	0,56	Г	180000	

Продолжение прил. 1

№	Тип установки	Потоки продуктов и перерабатываемого воздуха	Параметры потоков			Количество, м <sup>3</sup> /ч(кг/ч)
			ξ, %осн	p, МПа	Агрегатное состояние	
КтА-35						
10	1 режим	Кислород Кт	95	0,105	Г	34500
		Азот	99,9996	0,105	Г	22000
		Азот	99,9995	0,4	Ж	(1500)
	2 режим	Кислород Кт	95	0,105	Г	35500
		Азот	99,9995	0,105	Г	22000
			Воздух	79	0,52	Г
КтК-35						
11	1 режим	Кислород Кт	95,0	0,105	Г	24200
		Кислород К	99,5	0,105	Г	11000
		Кислород К	99,7	22,0	Г	300
		Азот сухой	99,3	0,104	Г	10000
		Смесь Ne+He	40,0	0,4	Г	1,5
	Смесь Kr+Xe	0,15	0,105	Ж	143	
		Воздух	79,0	0,655	Г	180000

Продолжение прил. 1

№	Тип установки	Потоки продуктов и перерабатываемого воздуха	Параметры потоков			Количество, м <sup>3</sup> /ч/(кг/ч)
			ξ, %оюн	p, МПа	Агрегатное состояние	
КАР-30						
12	1 режим	Кислород К	99,5	0,105	Г	31000
		Кислород К	99,7	22,0	Г	300
		Аргон сухой	99,99	0,16	Г	350
		Смесь Ne+He	40,0	0,4	Г	1,6
		Смесь Кг+Хе	0,2	0,105	Ж	0,15
		Воздух	79,0	0,59	Г	180000
КТ-70						
13	1 режим	Кислород Кг	95,0	0,105	Г	66000
		Кислород К	99,5	0,3	Ж	5050
		Азот сухой	99,0	0,105	Г	30000
		Смесь Ne+He	40,0	0,4	Г	0,915
		Смесь Кг+Хе	0,2	0,105	Ж	130
		Воздух	79,0	0,525	Г	350000

**Технические характеристики установок  
комплексного разделения воздуха,  
работающих по циклу среднего давления**

№	Тип установки	Потоки продуктов и перерабатываемого воздуха	Параметры потоков			
			$\zeta$ , %осн	$P$ , МПа	Агрегатное состояние	Количество, м <sup>3</sup> /ч(кг/ч)
1	А-0,6					
	1 режим	Азот	99,9999	0,55	Г	550
	2 режим	Азот	99,9999	0,55	Г	450
		Азот	99,9999	1,2	Г	50
	3 режим	Азот	99,9999	0,75	Г	500
	Воздух		79	4,75	Г	960
2	АК-0,6					
	1 режим	Азот	99,9999	0,125	Г	605
		Кислород К	99,7	20	Г	87
	2 режим	Азот	99,9998	0,125	Г	605
		Кислород К	99,7	0,14	Ж	(80)
	3 режим	Азот	99,9998	0,125	Г	480
		Азот	99,9998	0,41	Ж	(60)
	4 режим	Азот	99,9998	0,125	Г	660
	Воздух (1 режим)		79	4,5	Г	960
	Воздух (2,3 режимы)		79	6,4	Г	960
Воздух (4 режим)		79	3,75	Г	960	

Продолжение прил. 2

№	Тип установки	Потоки продуктов и перерабатываемого воздуха	Параметры потоков			
			$\xi$ , %осн	$p$ , МПа	Агрегатное состояние	Количество, м <sup>3</sup> /ч(кг/ч)
3	АК-1,5					
	1 режим	Азот	99,9995	0,125	Г	1625
		Кислород К	99,7	20	Г	230
	2 режим	Азот	99,9995	0,125	Г	1625
		Кислород К	99,7	20	Ж	215
4	К-0,4					
	1 режим	Кислород К	99,7	20	Г	450
	2 режим	Кислород К	99,9	20	Г	400
	3 режим	Кислород К	99,7	0,14	Ж	175
	Воздух		79	6 - 6,5	Г	
5	ААж-0,6					
	1 режим	Азот	99,9999	0,125	Г	500
		Азот	99,9999	0,5	Ж	30
	2 режим	Азот	99,9999	0,125	Г	550
	Воздух		79	8	Г	500
6	К-0,15					
	1 режим	Кислород К	99,7	20	Г	168
	2 режим	Кислород К	99,9	20	Г	132
	3 режим	Кислород К	99,7	20	Ж	90
	4 режим	Азот	100	0,5	Ж	70
	Воздух		79		Г	

## СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Черкасский, В.М. Нагнетатели и тепловые двигатели / Н.В. Калинин, Ю.В. Кузнецов, В.И. Субботин и др. – М.: Энергоатомиздат, 1997.
2. Калинин, Н.В. Нагнетатели и тепловые двигатели: учеб. пособ. / В.И. Субботин, В.И. Ситас, А.В. Федюхин. – М.: Издательство МЭИ, 2018.
3. Кузнецов, Ю.В. Сжатый воздух / Ю.В. Кузнецов, М.Ю. Кузнецов. – Екатеринбург, УРО РАН, 2012.
4. Соколов, Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / Е.Я. Соколов, В.М. Бродянский. – М.: Энергоиздат, 1981.
5. Борисов, Б.Г. Системы воздухообеспечения промышленных предприятий. / Б.Г. Борисов, Н.В. Калинин. В.А. Михайлов. – М.: Издательство МЭИ, 1989.
6. Селезнев, К.П. Теория и расчет турбокомпрессоров: учебник / К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, С.А. Анисимов, В.П. Митрофанов, Ю.С. Подобуев. – Л.: Машиностроение, 1986.
7. Жигулина, Е.В. Характеристики технологических энергоносителей и энергосистем промышленных предприятий: учеб. пособие / Е.В. Жигулина, Н.В. Калинин, Ю.В. Яворовский, Л.М. Дыскин. – Н.Новгород, МЭИ-ННГАСУ, 2014 г.
8. Епифанова, В.И. Компрессорные и расширительные машины радиального типа: учебник для вузов / В.И. Епифанова. – М.: Машиностроение, 1984.
9. ГОСТ Р 51232-98 «Вода питьевая. Общие требования к организации и методам контроля качества».
10. СП 31.13330.2012 Водоснабжение. Наружные сети и сооружения.
11. СП 5.13130.2009 Системы противопожарной защиты. Установки пожарной сигнализации и пожаротушения автоматические. Нормы и правила проектирования.

12. СП 8.13130.2009 Системы противопожарной защиты. Источники наружного противопожарного водоснабжения. Требования пожарной безопасности.

13. СП 10.13130.2009 Системы противопожарной защиты. Внутренний противопожарный водопровод. Требования пожарной безопасности.

14. СП 12.13130.2009 Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности.

15. Борисов, Б.Г. Системы водоснабжения промпредприятий: лекции. / Б.Г. Борисов, О.Н. Багров, Н.В. Калинин. – М. МЭИ, 1987.

*Учебное издание*

**Калинин** Николай Васильевич  
**Логинова** Наталья Арамовна  
**Жигулина** Екатерина Валериевна  
**Яворовский** Юрий Викторович

# ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ЭНЕРГОНОСИТЕЛИ И ЭНЕРГОСИСТЕМЫ ПРЕДПРИЯТИЙ

Учебник

Редактор С.В. Казакова  
Компьютерная верстка Ю.В. Макарова

---

Подписано в печать	16.11.21.	Печать офсетная.	Формат 60x90 1/16
Печ. л. 21,5.	Тираж 100 экз.	Изд. № 20у-086	Заказ №

---

Оригинал-макет подготовлен в РИО НИУ «МЭИ».  
111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 14.  
Отпечатано в типографии НИУ «МЭИ».  
111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 13.

**ДЛЯ ЗАМЕТОК**