



Федеральное агентство морского и речного транспорта  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования

**ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО ФЛОТА  
имени адмирала С. О. МАКАРОВА**

---

**Институт МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ**

**ФАКУЛЬТЕТ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИКИ**

*Кафедра теплотехники, судовых котлов и вспомогательных установок*

**В. Н. Перов**

**СУДОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ**

*Учебно-методическое пособие*

*Рекомендовано Редакционно-издательской комиссией  
ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова*

Санкт-Петербург  
Издательство ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова  
2022

УДК 621.51  
ББК 39.45  
П26

Рецензент

*Подволоцкий Н. М.*, д-р техн. наук  
(ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»)

**П26 Перов, В. Н.**

Судовые компрессоры : учеб.-метод. пособие / В. Н. Перов. —  
СПб. : Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2022. — 88 с.

Соответствует требованиям Федерального государственного образовательного стандарта высшего образования и рабочей программе дисциплин «Судовые вспомогательные установки» и «Эксплуатация судовых вспомогательных установок».

Изложены принципы классификации компрессоров, основные понятия термодинамики сжатия газов, особенности конструкции, рабочие характеристики и способы регулирования разных типов компрессоров, базовые правила их технической эксплуатации и обслуживания.

Предназначено для обучающихся по направлению подготовки 26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок» в качестве учебно-методического пособия по разделу «Судовые компрессоры» дисциплин «Судовые вспомогательные установки» и «Эксплуатация судовых вспомогательных установок».

Рекомендовано к изданию на заседании Редакционно-издательской комиссии ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова. Протокол № 11 от 15 июля 2022 года.

**УДК 621.51**  
**ББК 39.45**

© ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала  
С. О. Макарова», 2022  
© Перов В. Н., 2022

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Список принятых сокращений .....	5
Введение .....	6
Глава 1. ПРИЗНАКИ КЛАССИФИКАЦИИ КОМПРЕССОРОВ .....	7
1.1. Физическое воздействие на газ.....	7
1.2. Принцип действия .....	8
1.3. Конструктивные особенности .....	10
1.4. Рабочие параметры газа .....	11
1.5. Назначение .....	12
Глава 2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ КОМПРЕССОРОВ.....	13
2.1. Теоретическая и реальная диаграмма сжатия газа .....	13
2.2. Поршневой компрессор.....	15
2.3. Винтовой компрессор.....	25
2.4. Турбокомпрессоры .....	29
Глава 3. СУДОВЫЕ ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ СИСТЕМ СЖАТОГО ВОЗДУХА.....	41
3.1. Компрессоры фирмы Зауэр (J.P.Sauer & Sohn, Германия).....	41
3.2. Компрессоры фирмы Хатлапа (Hatlapa, Германия).....	43
3.3. Аварийный поршневой компрессор с ручным приводом .....	47
3.4. Рабочие клапаны поршневого компрессора.....	47
3.5. Типовые схемы систем сжатого воздуха и основные требования РМРС .....	50
3.6. Эксплуатация и обслуживание поршневых компрессоров.....	55
3.6.1. Основы эксплуатации .....	55
3.6.2. Техническое обслуживание .....	58
3.6.3. Характерные неисправности .....	59
Глава 4. ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ.....	61
4.1. Основные понятия. Преимущества, типы, регулирование .....	61
4.2. Винтовой воздушный компрессор фирмы «ALUP», Германия ...	64

4.3. Винтовой компрессор фирмы Битцер («Bitzer»), Германия .....	66
4.4. Компрессоры фирмы «Атлас Копко», Швеция (частотно-регулируемый привод) .....	69
4.5. Основы эксплуатации винтовых компрессоров.....	70
4.6. Характерные неисправности.....	72
<b>Глава 5. КОМПРЕССОРЫ В СИСТЕМАХ ОБРАБОТКИ ГРУЗА НА ТАНКЕРАХ–ГАЗОВОЗАХ.....</b>	<b>74</b>
5.1. Особенности применения .....	74
5.2. Поршневой компрессор для «отпарного» газа фирмы «Бурхардт» (Burckhardt) тип 2К120–2А .....	74
5.3. Криогенный центробежный турбокомпрессор для газа SM series фирмы CryoStar, Франция.....	76
<b>Глава 6. ДРУГИЕ ТИПЫ КОМПРЕССОРОВ, УСТАНОВЛИВАЕМЫХ НА СУДАХ.....</b>	<b>80</b>
6.1. Судовые спиральные компрессоры.....	80
6.2. Воздуходувки .....	82
6.2.1. Принципы работы .....	83
6.2.2. Судовой пластинчатый компрессор фирмы «Хамворти» ...	84
6.2.3. Судовой компрессор типа Рутс фирмы «Атлас Копко»....	85
Заключение.....	86
Список литературы.....	86

## СПИСОК ПРИНЯТЫХ СОКРАЩЕНИЙ

АДГ — аварийный дизель-генератор  
ВНУ — вращающееся направляющее устройство  
ГД — главный двигатель  
ГТД — газотурбинный двигатель  
ГТУ — газотурбинная установка  
ДВС — двигатель внутреннего сгорания  
КМ — компрессор  
к.п.д. — коэффициент полезного действия  
КШМ — кривошипно-шатунный механизм  
МО — машинное отделение;  
н. м. т. — нижняя мертвая точка  
ПК — поршневой компрессор  
ПУГО — пульт управления грузовыми операциями  
РК — рабочее колесо турбокомпрессора  
РМРС — Российский морской регистр судоходства  
СПГ — сжиженный природный газ («LNG — Liquefied Natural Gas»)  
СНГ/СУГ — сжиженный нефтяной/углеводородный газ («LPG — Liquefied Petroleum Gas»)  
ТБ — техника безопасности  
ТКМ — турбокомпрессор  
ТНА — турбонаддувочный агрегат  
ТО — техническое обслуживание  
ЦПГ — цилиндро-поршневая группа  
DIN («Deutsches Institut für Normung e.V.») — немецкий институт по стандартизации

## ВВЕДЕНИЕ

Компрессор (от лат. *compressio* — сжатие) — механизм (устройство) для повышения давления (сжатия) и перемещения газообразных веществ.

Компрессоры есть на любом судне. Области их применения в судовых условиях очень разнообразны. Компрессоры являются обязательным элементом судовых систем сжатого воздуха, холодильных установок, грузовых систем танкеров–газовозов и др.

Основное назначение сжатого воздуха на судне — это пуск и реверсирование главных и запуск вспомогательных двигателей дизельной энергетической установки. Кроме того, сжатый воздух используется для очистки поверхностей нагрева котлов, теплообменников, в средствах пневматического контроля, в системах автоматики и хозяйственно–бытовых нужд.

В холодильных установках компрессоры обеспечивают сжатие хладагентов до определенных давлений и обеспечения их циркуляции по замкнутому контуру. Компрессор холодильной машины является, как правило, наиболее сложным и дорогостоящим элементом парокompрессионной холодильной машины.

У газовозов рабочей средой компрессоров в системе технологической обработки перевозимого груза являются метан (СПГ — LNG), бутан и пропан (СУГ — LPG), а также этан, этилен, аммиак, метанол, хлористый винил, водород и некоторые другие. Компрессоры входят в систему обеспечения грузовых операций, а также для подачи испаряющейся части груза (в случае СПГ и СУГ) для двухтопливных ДВС и котлов.

Поршневые компрессоры являются самыми распространенными на судах. Однако развитие технологий приводит к тому, что винтовые и турбокомпрессоры все больше вытесняют поршневые, особенно в специальных судовых системах.

## Глава 1. ПРИЗНАКИ КЛАССИФИКАЦИИ КОМПРЕССОРОВ

Общие принципиальные схемы и некоторые отличительные признаки позволяют провести классификацию компрессорных машин. Существует много вариантов общепринятых наименований признаков различия.

Основные из них следующие:

### 1.1. Физическое воздействие на газ

Под физическим воздействием следует понимать динамическое или статическое (объемное) воздействие.

Компрессорный механизм использует ряд физических явлений, ведущих к увеличению энергии газа, т. е. к повышению его давления.

Из начального курса физики известно, что теория идеального газа основывается на допущении того, что давление газа является результатом ударов молекул о стенку сосуда и что давление газа — величина, органически связанная с тем, что газ состоит из большого числа молекул.

Основное уравнение молекулярно-кинетической теории — давление идеального газа на стенку сосуда равно:

$$p = \frac{1}{3} m_0 n v_{\text{ср}}^2, \text{ Па} \quad (1.1)$$

где  $m_0$  — масса молекулы газа, кг;

$n$  — концентрация молекул в единице объема,  $1/\text{м}^3$ ;

$v_{\text{ср}}^2$  — квадрат средней скорости молекул,  $\text{м}^2/\text{с}^2$ .

Из анализа этого простого уравнения видно, что увеличить давление можно двумя путями:

– увеличением количества молекул в единице объема, занимаемого газом;

– повышением скорости движения молекул, т. е. увеличением их кинетической энергии.

По тому, какие физические явления используются для увеличения давления рабочей среды, выделяют две основные группы:

1. Машины, в которых давление повышается путем уменьшения объема, занимаемого газом, называются *компрессорами объемного действия*. Иногда встречаются названия *компрессоры вытеснения* или *статического действия*. Для таких компрессоров характерно прямое преобразование механической энергии двигателя в потенциальную энергию газа и рабочий процесс является прерывистым (периодическим). К ним относятся компрессоры: поршневые, мембранные, ротационные, водокольцевые, винтовые, пластинчатые, спиральные (с вращательным перемещением изменяющегося рабочего объема) и ряд иных разновидностей.

2. Машины, в которых повышение давления осуществляется за счет увеличения скорости движения молекул газа, т. е. путем преобразования механической энергии в кинетическую энергию направленного движения газа с последующим преобразованием ее в потенциальную (энергию давления), называют *компрессорами динамического действия*. В этих компрессорах процесс преобразования энергии непрерывен.

Динамические компрессоры, где поток газа подается на вращающиеся лопатки, по конструкции напоминают турбину, поэтому называются турбокомпрессорами.

Кроме того, существуют компрессоры *струйные* — базирующиеся на обмене количеством движения между газовыми потоками. В некоторых классификациях они включаются в группу компрессоров динамического действия. Среди них есть компрессоры *эжекторы* и *инжекторы*.

## 1.2. Принцип действия

Все компрессоры (кроме струйных), можно разделить по принципу действия на три группы: поршневые, роторные и лопастные.

1) У *поршневых компрессоров* принцип действия основан на сжатии газа в замкнутом пространстве уменьшении его объема.

Характерными для поршневых компрессоров являются периодичность рабочего процесса, а также малая скорость потока газа ( $1,5 \div 6,0$  м/с) в процессе всасывания, сжатия и нагнетания.

Существуют различия в механизме передачи энергии от вала к поршню. Самый распространенный из них — это кривошипно-шатунный механизм (КШМ). Другие варианты — это поршневые компрессоры с кулисным и с кулачковым механизмами привода, с механизмом привода типа качающаяся шайба, аксиально-поршневые и некоторые другие.

В мембранных компрессорах роль поршня выполняет мембрана.

2) Группа *роторных компрессоров* объемного физического воздействия на газ при «вращательном» действии рабочего органа имеет наибольшее количество подтипов: винтовые, пластинчатые (шиберные), шестеренчато-роторные, спиральные, кулачковые, жидкостно-кольцевые и некоторые другие.

Следует иметь в виду, что у компрессоров этой группы в литературе можно встретить название как «роторные», так и «ротационные», а иногда и эти названия КМ разделяют на разные группы, причем «винтовые» КМ могут даже выделить в отдельную от «роторных» группу.

По способу передачи энергии поршневые и роторные компрессоры — это компрессоры объемного действия, поэтому иногда роторные КМ называют *разновидностью поршневых*.

3) Компрессоры динамического действия конструктивно *лопастной* группы (*турбокомпрессоры*) включают две основные подгруппы: центробежные и осевые, (иногда диагональные и центробежно-осевые). Названия отражают расположение поверхностей, направляющих поток движущегося газа. По виду потока газа названа и подгруппа вихревых КМ, движение газа, в ступени которого можно считать аналогичным центробежному компрессору, но с многократной циркуляцией (вихрем) среды через рабочее колесо и неподвижные элементы ступени.

Каждый лопастной компрессор состоит из рабочих колес и направляющих устройств. В центробежном компрессоре преобладает радиальное направление движения частиц, а в осевом — частицы газа движутся в основном по цилиндрическим поверхностям, параллельным оси вращения вала.

На судах лопастные компрессоры динамического принципа действия — это прежде всего:

– *центробежные компрессоры* — в системах наддува дизелей и специальные «криогенные» турбокомпрессоры газозовов (см. гл. 5);

– *осевые компрессоры* — для управления антикреновыми системами на судах типа Ро–Ро с рампой (аппарелью). Иногда их устанавливают на контейнеровозах и судах с тяжеловесной стрелой; а также как основной агрегат специального противообледенительного устройства судов ледового плавания, (рис. 2.21);

– *вихревые КМ* — применяются во многих областях промышленности как вакуумное оборудование или для перекачивания воздуха и газов. На судах достаточно редки (гл. 6.1).

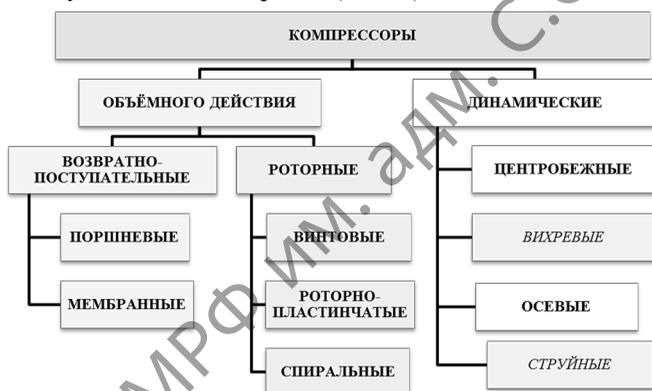


Рис. 1.1. Классификация компрессоров по методу физического воздействия на газ и по принципу действия

### 1.3. Конструктивные особенности

1) По исполнению механизма компрессоры различаются по числу ступеней сжатия — одно-, двух- и многоступенчатые.

2) Компрессоры с воздушным или водяным охлаждением.

3) С приводом от электродвигателя или от двигателя внутреннего сгорания, паровой или газовой турбины, или с ручным приводом.

4) По типу соединения с приводом: муфтовое, клиноременное или прямое.

5) Компрессоры могут быть масляные и безмасляные.

## 1.4. Рабочие параметры газа

Основными параметрами компримирующих машин являются: давления на входе  $p_{вх}$  и выходе  $p_{вых}$ , объемная подача (по параметрам всасывания)  $G$ , степень повышения давления  $\pi = p_{вых}/p_{вх}$ , частота вращения вала  $n$  и потребляемая номинальная мощность  $Ne$ .

Компрессоры одинаковых принципов действия и конструкций могут существенно различаться по величине значений рабочих параметров, то есть:

а) по давлению сжатия — компрессоры низкого (1 МПа), среднего (2–10 МПа), высокого (10–100 МПа) и сверхвысокого (свыше 100 МПа) давления;

Причем отметим, что — компрессоры называются **дожимающими** или «бустерными», если давление всасываемого газа заметно превышает атмосферное.

б) по производительности:

– судовые компрессоры с массовой производительностью менее 10 кг/с (по объему воздуха это — до 500 м<sup>3</sup>/мин.) обычно относят к машинам малой производительности,

– при 10–30 кг/с (до 1500 м<sup>3</sup>/мин) — к машинам средней,

– при подаче более 30 кг/с (более 1500 м<sup>3</sup>/мин) — к компрессорам большой производительности.

Судовые центробежные компрессоры являются в основном машинами малой и средней производительности, осевые — машинами средней и большой производительности, а все объемные КМ — являются машинами малой производительности.

в) по степени повышения давления — отношению конечного давления  $p_k$  к начальному  $p_n$  :  $\pi = \frac{p_k}{p_n}$  — *компримирующие (то есть повышающие давление газа) машины* классифицируются следующим образом:

– при  $\pi > 3,0$  такие машины принято называть компрессорами;

– при  $\pi = 1,1 - 3,0$  машины без специального охлаждения называются *нагнетателями* (газодувками и *воздуходувками*, см. п. 6.2.);

– а при  $\pi < 1,1$  компрессорные машины называются *вентиляторами*.

*Вентиляторы* — осевые или центробежные компрессоры, работающие на атмосферном воздухе и практически не сжимающие его. Их задача обеспечивать перемещение определенной массы воздуха. Создаваемое при их работе повышение давления или очень невелико, или практически отсутствует вовсе (вентиляторы для обдува открытых теплообменников, комнатные вентиляторы).

В свою очередь вентиляторы делят на:

– высокого давления 3–15 кПа — обычно это центробежные вентиляторы;

– среднего давления 1–3 кПа;

– низкого давления не более 1 кПа — чаще осевые вентиляторы.

Подача вентиляторов преимущественно от 2 до 180 м<sup>3</sup>/мин.

### 1.5. Назначение

По назначению компрессоры подразделяются на:

а) КМ пускового воздуха, КМ автоматики, КМ воздуха хознужд, КМ аварийные, КМ для заправки аквалангов и других назначений;

б) Отдельные типы — это КМ, эксплуатирующиеся в составе установок, предназначенных для охлаждения, к которым относятся:

– Холодильные или рефрижераторные компрессоры;

– Криогенные КМ — специальные машины, в которых газ хотя бы на одной из стадий цикла имеет криогенную температуру (–153 °С — температуры конденсации природного газа). Современные судовые варианты таких КМ описаны в гл. 5.

## Глава 2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ КОМПРЕССОРОВ

### 2.1. Теоретическая и реальная диаграмма сжатия газа

Напомним ряд известных термодинамических соотношений, необходимых для последующего анализа.

Принятые обозначения:  $p$  — давление;  $v$  — удельный объем;  $T$  — абсолютная температура;  $R = R_y/M$  — индивидуальная газовая постоянная сжимаемого газа ( $M$  — его молярная масса,  $R_y$  — универсальная газовая постоянная [ $R_y = 8,31$  Дж/(моль·К)]).

Первоначально, в целях упрощения, примем, что газ является идеальным и его поведение подчиняется уравнению Клапейрона – Менделеева:

$$pv = RT \quad (2.1)$$

В основе анализа лежит 1-й закон термодинамики в различных написаниях

$$du = Tds - pdv, \quad (2.2)$$

$$\delta q = du + pdv; \quad (2.3)$$

$$dh = \delta q + vdp. \quad (2.4)$$

Здесь и далее:  $s$  — энтропия;  $u = c_v T$  — внутренняя энергия;  $h = c_p T$  — энтальпия;  $c_v$  и  $c_p$  — удельные теплоемкости при постоянных объеме и давлении соответственно;  $q$  — теплота (тепловой эффект процесса);  $m$  — показатель политропы.

Эти соотношения позволяют применительно к компрессорам анализировать различные операции с газами — изобарные ( $\delta p = 0$ ), адиабатические ( $\delta s = 0$ ), изоэнтальпические ( $\delta h = 0$ ) и другие.

Из школьного курса физики известно, что работа по сжатию газа равна площади фигуры под линией сжатия в координатах  $p$ – $V$ : рис. 2.1.

В случае *объемных компрессоров* удельные (в расчете на 1 кг рабочего тела) затраты энергии на собственно сжатие  $l_{сж}$  составляют

$$l_{сж} = \int_{v_2}^{v_1} p dv, \quad (2.5)$$

где  $p = p(v) = \text{var}$ ; а индексы 1 и 2 относятся к начальному (перед сжатием) и конечному (после него) состояниям газа ( $v_2 < v_1$ ).

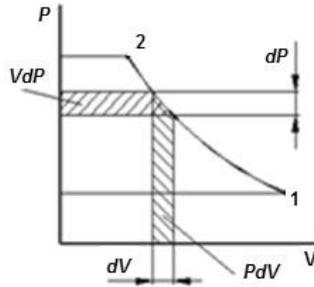


Рис. 2.1. К вычислению работы сжатия газа

Для компрессорных машин динамического действия работу сжатия нельзя выделить отдельно, поскольку процессы сжатия и перемещения протекают одновременно с затратой работы и полная удельная работа на сжатие и перемещение газа выражается формулой:

$$l = \int_{p_2}^{p_1} v dp \quad (2.6)$$

причем индексы при  $p = \text{var}$  имеют указанный выше смысл ( $p_2 > p_1$ ).

Ход кривой сжатия зависит от условий сжатия: рис. 2.2. В принципе, процесс сжатия может быть изотермическим (1–2<sub>t</sub>), адиабатным (1–2<sub>s</sub>) с показателем адиабаты  $k$  или политропным с показателем политропы  $m < k$  (1–2') и  $m > k$  (1–2''). Процесс нагнетания сжатого газа (2–3) осуществляется изобарно. Процесс (3–4) — условный, соответствует падению давления в цилиндре без «вредного пространства» (пояснение термина — ниже), при изменении направления движения поршня.

Всасывание изображено процессом 4–1.

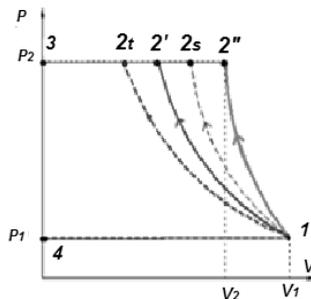


Рис. 2.2. Процессы сжатия газа в компрессоре в диаграмме  $p$ – $V$ :  
пояснения в тексте

В *практическом* использовании для *реальных* процессов наиболее удобными представляются энтальпийно-энтروпийные диаграммы  $h - s$ , процессы сжатия в которых для примера изображены на рис. 2.3. Затраты энергии соответственно этой диаграмме получаются как разности энтальпий сжатого и исходного газа:  $\Delta h$ .

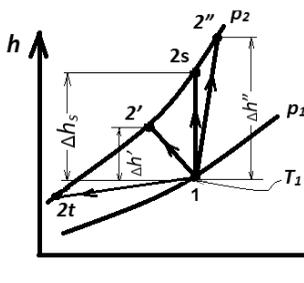


Рис. 2.3. Процессы сжатия газа в компрессоре в координатах энтальпия  $h$  — энтропия  $S$ :  
 1–2 $t$  — изотерма, 1–2 $s$  — адиабата  $m = k$ , 1–2' — политропа при  $m < k$ , 1–2'' — политропа при  $m > k$

## 2.2. Поршневой компрессор

Основные детали устройства легко понять из рис. 2.4.

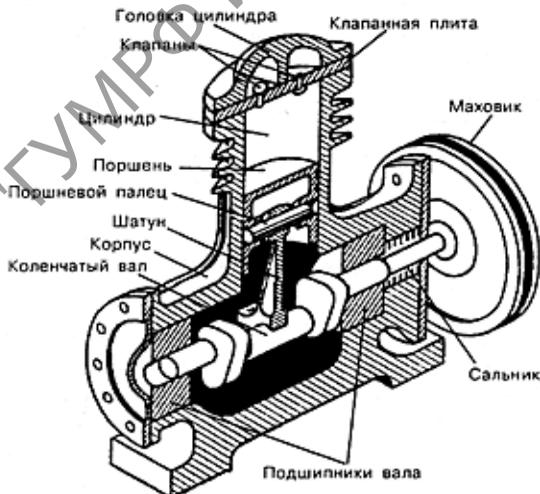


Рис. 2.4. Детали простейшей конструкции поршневого компрессора

С целью повышения производительности используют ПК двойного действия — см. рис. 2.5, а, а иногда и тройного — рис. 2.5, б.

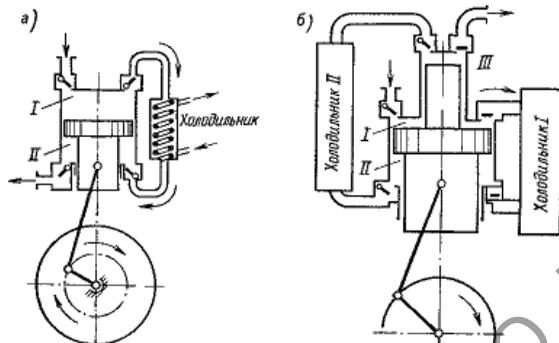


Рис. 2.5. Схемы компрессоров с дифференциальным поршнем:

а — двухступенчатого: в верхнем цилиндре I в полости над поршнем осуществляются процессы первой ступени, под поршнем в пространстве II — второй ступени. Воздух, направляющийся из первой ступени во вторую, проходит через холодильник

б — схема трехступенчатого компрессора с дифференциальным поршнем

Поршневые компрессоры, как и поршневые насосы, подают рабочее тело неравномерно — пульсирующим темпом. Однако в отличие от жидкости газ сжимается, поэтому пульсации давления сглаживаются по мере движения газа по газопроводу к потребителю.

В холодильных установках в некоторых случаях двухступенчатое сжатие осуществляется в двух компрессорах, из которых один низкой ступени, второй — высокой ступени. На низкой ступени устанавливают компрессоры облегченного типа, рассчитанные для работы при низких температурах и небольшом перепаде давлений. Такие компрессоры называют бустер-компрессорами (поджимающие компрессоры), их нельзя использовать для работы по схеме одноступенчатого сжатия. На высокой ступени такого агрегата устанавливают обычные одноступенчатые компрессоры. Иногда и на низкой ступени используют одноступенчатые компрессоры. В этом случае повышается надежность работы установки, так как создается возможность в необходимых случаях работать по одноступенчатому циклу и компрессорами низкой ступени. (Подробно холодильные компрессоры изучаются в отдельном курсе холодильных установок.)

### Рабочий процесс поршневого компрессора

ПК — типичные представителями объемных компрессионных машин. У них четко выражены все стадии рабочего цикла и наиболее наглядно прочерчиваются основные закономерности функционирования объемных компрессоров.

По своему устройству и принципу действия ПК во многом напоминают поршневые насосы. Но, в отличие от поршневых насосов, у поршневых компрессоров рабочий цикл состоит не из двух, а из трех стадий: всасывание, сжатие, нагнетание. Различные типы процесса сжатия газа мы рассмотрели выше, теперь рассмотрим весь процесс работы поршневого компрессора.

Первоначально определим затраты энергии в ПК простого действия для *идеализированного* (пояснение ниже) варианта его работы. Этот вариант представлен на рис. 2.6, причем диаграмма (ее называют «индикаторной диаграммой», см. примечание ниже) изображена в координатах  $p-V$ , где  $V$  — объем газа в рабочем пространстве компрессора.

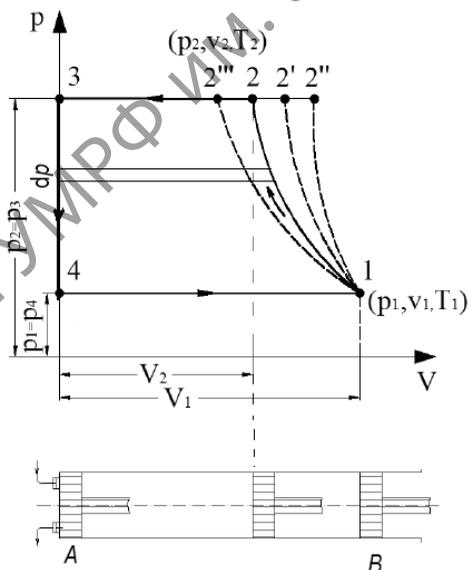


Рис. 2.6. Диаграмма  $p-V$  и схема движения поршня в компрессоре:

А и В — крайнее левое и правое положения поршня;

1–4 — характерные состояния рабочего тела

*Примечание:  $pV$ -диаграмма, которая названная «индикаторной диаграммой», была разработана Джеймсом Ваттом и его сотрудником Джоном Саутерном для индикации — измерения эффективности работы паровых двигателей. В 1796 году они разработали простой, но важный метод построения диаграммы путем фиксации доски таким образом, чтобы она двигалась вместе с поршнем, тем самым отслеживая ось «объема», в то время как карандаш, прикрепленный к манометру, перемещается под прямым углом к поршню, отслеживая «давление».*

*В 1834 г. Эмиль Клапейрон использовал диаграмму зависимости давления от объема, чтобы проиллюстрировать и прояснить цикл Карно, ставя его на центральное место в изучении термодинамики.*

*В более поздних инструментах использовалась бумага, обернутая вокруг цилиндрического ствола с нажимным поршнем внутри, при этом вращение ствола было связано с крейцкопфом поршня с помощью проволоки, натянутой под действием веса или пружины.*

*В 1869 году британский морской инженер Николас Проктер Бур написал полную книгу по схеме индикатора, объясняя устройство шаг за шагом. Он заметил, что «очень большая часть молодых инженеров смотрит на индикаторную диаграмму как на загадочную продукцию».*

Диаграммы  $pV$  могут использоваться для оценки «чистой работы», выполняемой в термодинамическом цикле. Чистая работа — это площадь, ограниченная кривой (1–2–3–4–1) на диаграмме  $pV$ .

Идеализация процесса предполагает, что в крайнем левом положении  $A$  (начало стадии всасывания) поршень подходит к крышке компрессора вплотную, так что начальный объем газа равен нулю — точка 4 на рис. 2.6. Тогда рабочий цикл складывается из следующих стадий:

4–1 — всасывание газа при постоянном  $p_1$ , объем газа в рабочем пространстве компрессора изменяется от 0 до  $V_1$ ;

1–2 — сжатие газа от  $p_1$  до давления  $p_2$ , при этом объем газа в рабочем пространстве уменьшается от  $V_1$  до  $V_2$ ;

2–3 — нагнетание газа при постоянном давлении  $p_2$ , объем газа в рабочем пространстве компрессора изменяется от  $V_2$  до  $V_3 = 0$ .

Для рассматриваемого идеализированного рабочего цикла при перемене направления движения поршня (т. е. при переходе от стадии нагнетания газа к стадии всасывания) давление под поршнем мгновенно падает от  $p_2$  до  $p_1$  (стадия 3–4 при  $V_3 = V_4 = 0$ ).



хода всасывания меняется от нуля до  $w_{\max}$  и опять до нуля. Поэтому меняется и расход, и скорость газа во всасывающем тракте, следовательно, меняется и величина гидравлического сопротивления всасывающей магистрали.

По известной из гидравлики формуле потери давления:

$$\Delta p_{\text{вс}} = \lambda \frac{\rho w^2}{2}, \quad (2.7)$$

где  $\lambda$  — коэффициент потерь (внутреннего трения),  $\rho$  — плотность газа.

Производительность действительного одноступенчатого компрессора  $V_e$  меньше производительности идеального компрессора, т. е. описанного поршнем объема  $V_h$ . Это уменьшение принято оценивать коэффициентом подачи:

$$\lambda = V_e / V_h, \quad (2.8)$$

В инженерных расчетах коэффициент подачи обычно представляют в виде произведения следующих коэффициентов — причин снижения подачи от идеальной:

$$\lambda = \lambda_0 \lambda_{\text{др}} \lambda_{\text{г}} \lambda_{\text{пл}} \lambda_{\text{вл}}, \quad (2.9)$$

где  $\lambda_0$  — *объемный коэффициент подачи*, учитывающий уменьшение производительности действительного компрессора из-за расширения газа, остающегося после нагнетания во «вредном пространстве». (В реальном компрессоре между крышкой цилиндра и поршнем в его крайнем положении при выталкивании сжатого газа остается некоторый свободный объем, называемый *вредным пространством*.) Объем вредного пространства в судовых компрессорах обычно составляет 4–15 % от рабочего объема цилиндра компрессора  $V_1$ . Причем нижний предел — для ступеней низкого давления, верхний — для высокого.

$\lambda_{\text{др}}$  — *коэффициент дросселирования*, учитывающий уменьшение производительности из-за падения давления при протекании газа через всасывающие клапаны;

$\lambda_{\text{г}}$  — *коэффициент подогрева*, учитывающий уменьшение производительности из-за подогрева всасываемого газа во время процесса всасывания;

$\lambda_{пл}$  — коэффициент плотности, учитывающий уменьшение производительности из-за неплотности рабочей полости;

$\lambda_{вл}$  — коэффициент влажности, учитывающий наличие водяных паров во всасываемом газе.

Существенным рабочим параметром ПК является степень сжатия рабочей среды, пределы которой ограничиваются конечной температурой газа  $T_2$ . Взаимозависимость этих параметров определяется уравнением:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[ \frac{p_2}{p_1} \right]^{\frac{m-1}{m}} \quad (2.10)$$

Ограничения по  $T_2$  связаны прежде всего с устойчивостью смазки.

Смазка должна быть термически устойчива к разложению (крекингу), а ее температура вспышки — достаточно высока.

В настоящее время рассматриваемый температурный рабочий предел определен цифрами 200/220 °С (соответственно, по отечественной классификации, — это масла класса КЗ-10Н / по стандарту DIN — это масла класса VDL).

Используя формулу (2.10) можно увидеть, что без охлаждения близкие к указанным пределам температуры  $T_2$  достигаются уже при степени сжатия, равном 5. На практике, при конструктивной организации *эффективного охлаждения*, можно увидеть, что степень сжатия первой ступени поршневого компрессора достигает  $\pi = 7$ .

**Вывод:** Величина степени сжатия одной ступени не может быть очень высокой, потому что: во-первых, неизбежное наличие вредного пространства значительно снизит производительность компрессора; во-вторых, температура в конце сжатия повышается настолько, что приближается к температуре самовозгорания смазочного масла, и это делает машину взрывоопасной (кроме того высокая температура приводит к разложению и коксованию смазочного масла, нагар стопорит работу уплотняющих колец и клапанов, приводит к повышенному износу); и в-третьих, сильно возрастают механические нагрузки на детали КШМ.

Для создания большого давления применяется многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением газа после каждой ступени,

что улучшает условия смазки поршня в цилиндре и уменьшает расход энергии на привод компрессора, приближая рабочий процесс к наиболее выгодному изотермическому сжатию.

На рис. 2.8 приведена идеальная индикаторная диаграмма трехступенчатого компрессора

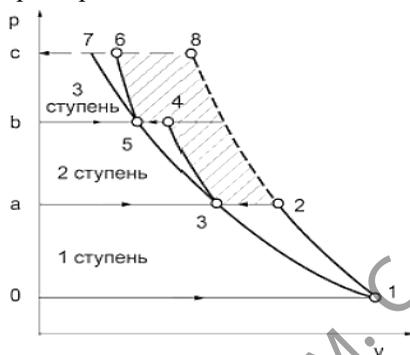


Рис. 2.9. Индикаторная диаграмма трехступенчатого компрессора

Отрезки линий 2–3 и 4–5 изображают уменьшение объема газа в процессе при постоянном давлении от охлаждения в первом и втором охладителе. Охлаждения рабочего тела во всех охладителях производится до одной и той же температуры, равной начальной  $t_1$ , поэтому температуры газа в точках 1, 3 и 5 будут одинаковыми и точки лежат на изотерме 1–7.

Теоретически многоступенчатое сжатие наиболее экономично, если относительное повышение давлений во всех  $n$  ступенях одинаково и равно корню  $n$ -й степени из общего относительного повышения давления компрессором. Теоретически степень сжатия во всех ступенях обычно берется одинаковой. Считается, что при таком соотношении давлений обеспечивается минимальная работа на привод многоступенчатого компрессора.

Вся работа на привод рассматриваемого трехступенчатого компрессора при политропном сжатии газа в каждой ступени определяется площадью 0–1–2–3–4–5–6–с–0.

Если процесс сжатия газа осуществляется политропно до конечного давления (в точке 8) в одной ступени, то работа на привод ком-

прессора представляется площадью 0–1–8–с–0. При переходе от одноступенчатого сжатия к трехступенчатому с промежуточным охлаждением получается экономия работы, изображаемая площадью 2–3–4–5–6–8–2. Видим, что ступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением приближает рабочий процесс компрессора к наиболее экономичному изотермическому процессу.

В судовых компрессорах, которые являются быстроходными компрессорами малой производительности, несколько затруднены условия теплоотвода в ступенях высокого давления, где на единицу сжатого газа приходится меньшая теплоотводящая поверхность, чем в ступенях низкого давления. Снижение удельной поверхности теплоотвода в ступенях высокого давления не компенсируется повышением теплопроводности среды вследствие ее высокой плотности. Этим диктуется необходимость *принимать все более низкие степени сжатия*, а также относить процесс сжатия *в ступенях высокого давления* все более к адиабатическому. Что также отражено и на рис. 2.9, где отрезок 0–а > а–b > b–с.

Основополагающей характеристикой работы компрессора является зависимость между его производительностью — подачей, обозначаемой в этой характеристике тоже  $V_0$  и рабочим давлением  $p_2$ :  $p_2 = f(V_0)$ .

В расчетном режиме подача поршневого компрессора практически не зависит от развиваемого давления и характеристики  $p_2 = f(V_0)$  для различной частоты вращения близки к вертикальным линиям (рис. 2.10).

Компрессор обычно подключается к системе трубопроводов, на которых установлены запорные, регулирующие и другие устройства. Совокупность этих устройств и трубопроводов называется сетью.

Гидравлические свойства сети определяются ее характеристикой, т. е. зависимостью между расходом  $V_c$  и давлением  $p_c$  в сети. Характеристика большинства трубопроводов газовых сетей имеет вид параболы (из квадратичной зависимости сопротивления трубопровода от скорости потока в соответствии с известными из курса гидравлики/пневматики уравнением Бернулли и формулами Дарси и Вейсбаха и др.) — на рис. 2.10 это  $p_c = \varphi(V_c)$ .

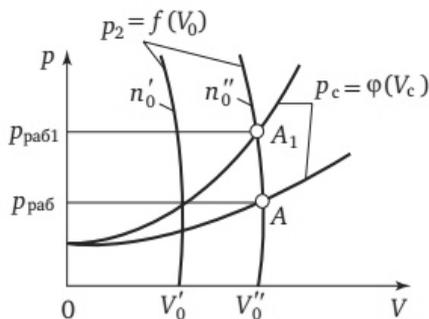


Рис. 2.10. Характеристики работы поршневого компрессора на различные сети при различной частоте вращения вала ( $n'_0, n''_0$ )

Пересечение характеристик компрессора и сети определяет рабочую точку  $A$  и рабочие параметры машины — подачу и давление. Расход газа в сети по условиям работы потребителей обычно непостоянен. Во избежание резких колебаний давления газа в сети необходимо изменять подачу компрессоров так, чтобы она всегда соответствовала потреблению.

Регулирование подачи компрессора в настоящее время осуществляется следующими способами:

- 1) дросселирование на всасывание;
- 2) изменение частоты вращения компрессора;
- 3) перепуск воздуха из нагнетательной полости во всасывающую;
- 4) отжатием пластин всасывающего клапана — установка депрессоров, при помощи которых всасывающие клапаны удерживаются в открытом состоянии;
- 5) изменение объема камеры сжатия в цилиндрах;
- 6) ступенчатая разгрузка цилиндров в многоцилиндровом компрессоре.
- 7) отключением одной или нескольких машин при их параллельной работе на сеть

Наилучший способ регулирования — изменение частоты вращения вала компрессора и там, где, это возможно, установка синхронных электродвигателей или ДВС. Однако приводом большинства компрессоров, используемых на судах, служат асинхронные двигатели с пере-

гулируемой частотой вращения вала. Получающий в последние годы распространение так называемый «частотно-регулируемый привод» перспективен, но пока он применяется чаще для винтовых компрессоров (см. п. 4.4).

Традиционны же 3-й и 4-й способы. Причем именно четвертый способ чаще всего встречается в судовых холодильных компрессорах.

При автоматическом управлении группой компрессоров, например пускового воздуха, один из них выбирается «первым» (может называться и «ведущим–дежурным»), который включается первым настроечным прессостатом, и, при повышенной потребности в сжатом воздухе, будет работать постоянно, а второй запускается и останавливается по мере необходимости, управляясь вторым прессостатом. Этот порядок запуска можно менять либо помесечно, либо в зависимости от технического состояния компрессоров. Что устанавливается старшим механиком по согласованию со службой технической эксплуатации компании.

В заключение рассмотрения теории поршневых КМ можно отметить, что значения их полного к.п.д., определяемого как учет механического потерь и термодинамического совершенство, обычно лежат между 65 % и 85 %. Высшие значения — при приближении цикла сжатия к изотерме, т. е. зависимость от организации охлаждения агрегата.

### 2.3. Винтовой компрессор

Основные конструктивные сведения. Винтовые компрессоры — двухроторные (реже трехроторные) машины, выполненные в виде винтовой зубчатой передачи с большим шагом (рис. 2.11).

При зацеплении винтов каждая полость в различной степени (в зависимости от углового положения) заполняется зубьями соседнего ротора, причем линия контакта зубьев разделяет полость на две части. Одна из них (на рис. 2.11 нижняя) сообщается с областью всасывания через окно, расположенное внизу переднего торца, а вторая (на рис. верхняя) может сообщаться с нагнетательным окном, которое расположено на задней торцевой плоскости.

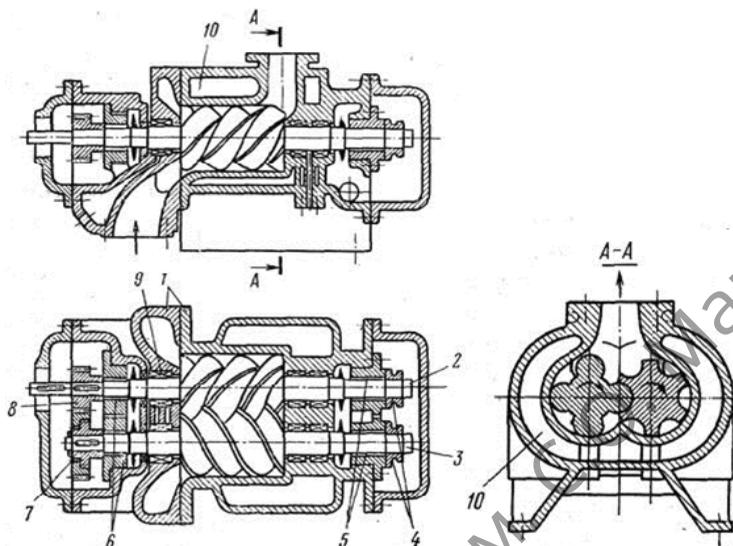


Рис. 2.11. Винтовой компрессор с охлаждаемым корпусом:  
 1 — корпус; 2 — ведущий ротор; 3 — ведомый ротор;  
 4 — упорные подшипники; 5, 6 — опорные подшипники;  
 7, 8 — шестерни связи; 9 — уплотнения; 10 — полости для охлаждения

Последовательность рабочего процесса в компрессоре показана на рис.2.12.

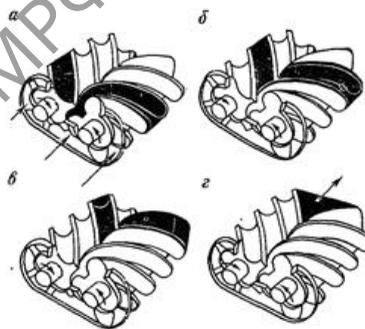


Рис. 2.12. Последовательность рабочего процесса в компрессоре:  
 а — всасывание; б — сжатие; в — окончание сжатия; г — нагнетание газа

При вращении винтов объем нижней части полости увеличивается, благодаря чему обеспечивается всасывание газа, а объем верхней части уменьшается, вследствие чего сначала происходит сжатие газа,

а затем нагнетание (когда у заднего торца данная полость достигает нагнетательного окна). Степень сжатия, определяющая внутреннее повышение давления газа в полости, зависит от положения кромок нагнетательного окна по отношению к началу сжатия.

Профили зубьев подбираются с таким расчетом, чтобы при взаимной обкатке винтов их зубья сопрягались бы теоретически без зазора. Были исследованы различные зубья – симметричного и асимметричного профиля с циклоидальным, круговым и эллиптическим профилем.

Для типоразмерных рядов винтовых машин в нашей стране принят эллиптический профиль, обеспечивающий наилучшие показатели работы компрессора.

Индикаторная диаграмма винтового компрессора аналогична теоретической индикаторной диаграмме поршневого компрессора, с тремя процессами: всасыванием, сжатием и нагнетанием.

Но в винтовых компрессорах отсутствует всасывающий клапан, потому в индикаторной диаграмме нет процесса обратного расширения. А из-за того, что в компрессоре нет нагнетательного клапана, в нем всегда постоянное давление внутреннего сжатия, которое не зависит от внешних параметров компрессора. Оно зависит только от геометрических размеров и частоты вращения ротора.

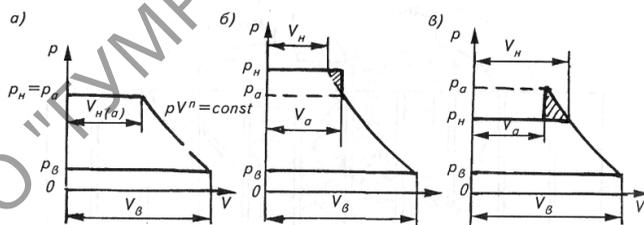


Рис. 2.13. Теоретические циклы винтового компрессора для различных режимов работы

Из-за отсутствия клапанов на нагнетании давление внутреннего сжатия  $p_a$  может не совпадать с давлением  $p_n$ , что находит отражение в характере течения процессов нагнетания (рис. 2.13, б, в).

Если  $p_a < p_n$ , — в этом случае после процесса сжатия первоначально происходит обратное движение потока из нагнетательной

полости внутрь в парную полость винтов. Затем пар «дожимается», нагнетается и выталкивается в нагнетательную камеру (полость). Это случай так называемого «внегеометрического сжатия» (рис. 2.13, б).

Если же  $p_a > p_n$ , то в момент соединения полости с камерой газ расширится, а работа, затраченная на его «пережатие», превращается в теплоту. В данном случае после процесса сжатия пар выбрасывается резко из парной полости через нагнетательное окно в нагнетательную полость с характерным хлопком. Это самый невыгодный режим работы компрессора. Заштрихованный участок диаграммы соответствует потерям энергии (рис. 2.13, в).

Для компрессора первый режим (рис. 2.13, а) — благоприятный. Второй и третий режимы не благоприятны, так как затрачивается дополнительная мощность.

*Коэффициент объемной подачи газа  $\lambda$*  зависит от тех же факторов, что и в поршневом компрессоре.

Особенность винтовых компрессоров — высокие значения этого коэффициента (0,85–0,92); при высоких частотах вращения он близок к единице и даже может превышать ее. Это объясняется влиянием скоростного наддува и относительно малым объемом мертвого пространства (менее 0,5 % для несимметричного и около нуля для кругового профиля). Скоростной (инерционный) наддув состоит в том, что в результате торможения газа, поступающего с большой скоростью из всасывающего патрубка, давление в винтовых полостях в конце этапа всасывания оказывается выше начального! Эффект усиливается с увеличением частоты вращения.

Кривые коэффициента  $\lambda$  типичны для объемных машин; они «падают» почти линейно с увеличением степени сжатия  $\pi$ . Под влиянием снижения относительного значения количества перетекающего газа через щели и инерционного наддува при высоких частотах вращения вала кривые  $\lambda$  располагаются выше, чем при низких частотах.

Кривые КПД «плоские» в широком диапазоне  $\pi$ , что указывает на приспособленность компрессора к работе на переменных режимах.

Так называемая «топографическая» характеристика представлена на рис. 2.14, б. На ней отчетливо видна область наивысших значений КПД при изменении частоты вращения и степени повышения давления.

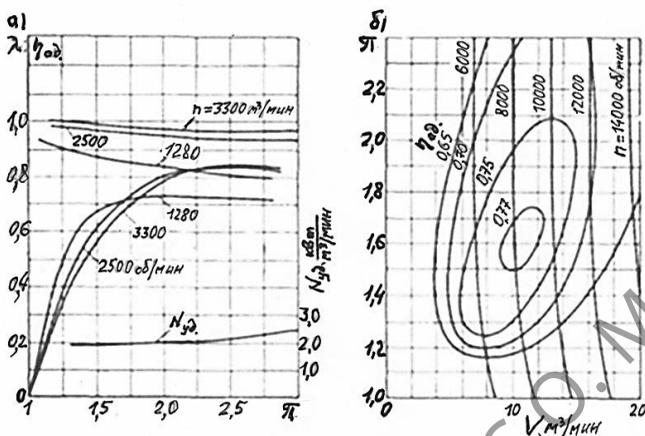


Рис. 2.14. Характеристики винтового компрессора:

а — с кривыми удельной мощности,  $\lambda_{уд}, \frac{\text{кВт}}{\frac{\text{м}^3}{\text{мин}}}$  ;

б — с кривыми постоянного адиабатического КПД,  $\eta_{ад}$

**Закключение.** По энергетическим показателям и параметрам винтовые компрессоры достигли уровня лучших поршневых и центробежных компрессоров. Винтовые компрессоры конкурируют с поршневыми и центробежными машинами в области производительностей 6–400 м³/мин при давлении нагнетания до 2,0 МПа, а в области производительностей 10–70 м³/мин применение винтовых маслозаполненных (пояснение термина см. в п. 4.1) машин следует считать экономически наиболее целесообразным.

Мощность винтового компрессора обычно рассчитывают по адиабатическому КПД. Для маслозаполненных машин, поскольку в них осуществляется высокое сжатие в одной ступени,  $\eta_{ад} = 0,68\text{--}0,74$

## 2.4. Турбокомпрессоры

### Основные конструктивные сведения

Турбокомпрессор — компрессор, рабочий процесс которого осуществляется за счет силового взаимодействия потока газа с вращающимися и неподвижными лопастями — лопатками ротора и статора

турбокомпрессора. По принципу действия турбокомпрессоры противоположны паровым и газовым турбинам, которые являются энергетическими машинами-двигателями. Основные физические явления, которые сопровождают рабочие процессы турбокомпрессоров и соответствующих машин-двигателей, одинаковы. Идентичны и уравнения, их описывающие.

С помощью рабочих лопаток на вращающемся валу машины газ разгоняется до высокой скорости, а затем входит в неподвижный направляющийся аппарат, где его кинетическая энергия при резком торможении трансформируется в энергию давления. Проходное сечение каналов направляющего аппарата по ходу движения газа увеличивается (диффузор), поэтому и растет давление газа. В центробежных КМ воздух идет к периферии, а в осевых КМ — вдоль оси вращения.

Рассмотрим центробежный КМ, как наиболее распространенный на судах.

В судовых дизелях применяют центробежные одноступенчатые компрессоры со щелевым лопаточным диффузором, обладающие рядом преимуществ по сравнению с осевыми. Основными их преимуществами являются: меньшие габаритные размеры, меньшее влияние загрознения лопаток на адиабатный КПД, меньший момент инерции ротора, обеспечивающий лучшую приемистость турбокомпрессора при пусках и изменении режима работы дизеля. Центробежные одноступенчатые компрессоры имеют адиабатный КПД  $\sim 0,70-0,84$ . Принципиальная схема центробежного компрессора наддува ДВС с осевой турбиной приведена на рис. 2.15.

Входной конусный участок всасывающего воздушного канала, рабочее колесо с рабочими лопатками 4, лопаточный диффузор б с «улиткой» 5 составляют центробежную компрессорную ступень. В процессе вращения рабочего колеса перед входными кромками рабочих лопаток создается разрежение, обеспечивающее движение рабочего тела во входном патрубке. В судовых центробежных компрессорах перед входным патрубком устанавливается воздушный фильтр, а внутренняя поверхность впускного патрубка покрывается шумопоглощающим материалом. В результате силового взаимодействия рабочих лопаток и рабочего тела происходит преобразование механической

энергии вращения рабочего колеса во внешнюю кинетическую энергию потока и во внутреннюю энергию рабочего тела с повышением давления и температуры. Таким образом, в рабочем колесе компрессора увеличиваются абсолютная скорость, давление и температура рабочего тела. На выходе в диффузорах часть внешней кинетической энергии преобразуется во внутреннюю энергию рабочего тела с повышением давления и температуры. Потом рабочее тело поступает в спиральную камеру или «улитку». Спиральная камера служит для равномерного отвода рабочего тела далее от КМ.

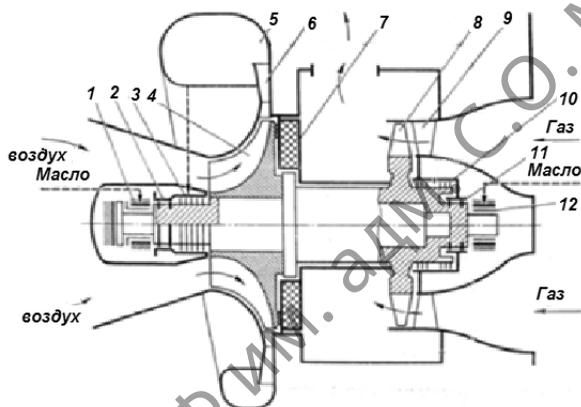


Рис. 2.15. Принципиальная схема турбокомпрессора с осевой турбиной:

- 1 — опорно-упорный подшипник скольжения;
- 2, 11 — уплотнения разрезными кольцами; 3, 10 — лабиринтовые уплотнения;
- 4 — рабочее колесо центробежного компрессора; 5 — улитка компрессора;
- 6 — лопаточный диффузор; 7 — теплозащита; 8 — рабочее колесо турбины;
- 9 — сопловой аппарат; 12 — опорный подшипник скольжения

*Примечание:* «уплотнительные разрезные кольца» поз. 2 и 11 — выполнены принципиально также и играют ту же роль, что и поршневые кольца в ДВС.

На некоторых типах центробежных компрессоров входную часть с отогнутыми кромками рабочих лопаток выполняют отдельно и крепят на вал с помощью шпонки. Эту часть рабочего колеса называют вращающимся направляющим аппаратом (ВНА). ВНА служит для обеспечения безударного натекания потока на рабочие лопатки.

Но чаще ВНА образуют загнутые вперед входные кромки самих лопаток (рис. 2.16).



Рис. 2.16. Рабочее колесо турбокомпрессора

Если же перед рабочим колесом поместить неподвижный направляющий аппарат и обеспечить закрутку потока в сторону вращения рабочего колеса, то уменьшается теоретический напор компрессора, но повышается его КПД, т. к. течение в рабочем колесе происходит с меньшей относительной скоростью. Закрутка потока в сторону противоположную вращению рабочего колеса дает противоположный результат. Лопатки неподвижного направляющего аппарата могут быть поворотными. В этом случае безударный вход потока может обеспечиваться и на частичных режимах, что повышает его КПД и увеличивает зону устойчивой его работы.

Судовые компрессоры преимущественно строят с радиальными рабочими лопатками, вращающимся направляющим аппаратом и осевым входом потока в рабочее колесо, как более простые по конструкции.

#### *Характеристики турбокомпрессоров*

Рассмотрением теоретической части в плане построения треугольников скоростей потока и численных методов газовой динамики, основанных на решении системы уравнений Навье – Стокса, занимаются проектанты.

В отличие от КМ объемного типа для динамических машин не строятся графики давление–объем; работа турбокомпрессора харак-

теризуется двумя параметрами: степенью сжатия и к.п.д. в зависимости от производительности — подачи газа при постоянной (рис. 2.17, а) или различных фиксированных значениях частоты вращения  $n$  (рис. 2.17, б).

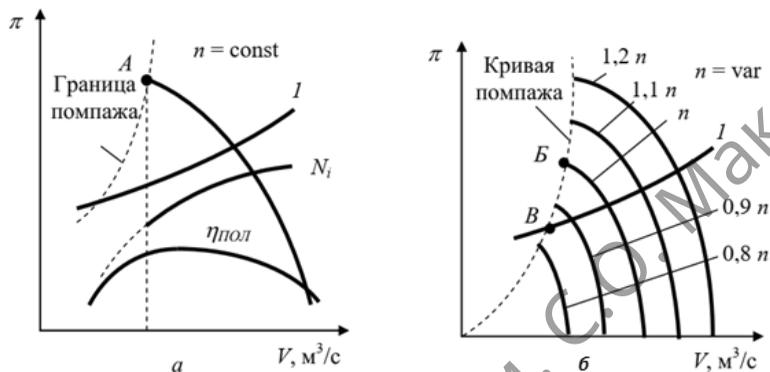


Рис. 2.17. Характеристики центробежного компрессора:  
 $I$  — характеристика сети

Характеристики получают при испытаниях компрессора на специальных стендах, изменяя производительность дросселированием на нагнетании с помощью специальной заслонки или вентиля.

При максимальной производительности из-за больших потерь в проточной части значения отношений давлений  $\pi$  и КПД невелики. С уменьшением производительности потери в проточной части снижаются. При этом отношение давлений  $\pi$  и КПД возрастает. Оптимальному режиму работы соответствуют наименьшие потери и максимальное значение КПД. Дальнейшее уменьшение производительности сопровождается снижением КПД. При минимальной или критической производительности наступает помпаж компрессора. *Помпаж* — это автоколебательный процесс в системе «компрессор–сеть», при котором давление нагнетания периодически резко снижается, а направление движения газа изменяется на обратное. При этом обычно слышны характерные «хлопки».

Положение критической точки  $A$  (см. рис. 2.17, а) начала помпажа зависит не только от компрессора, но и от свойств сети: ее объема и частоты собственных колебаний находящегося в ней газа.

При сохранении постоянства числа оборотов и уменьшении расхода воздуха величина степени сжатия  $\pi_k$  сначала увеличивается, а затем, достигнув максимальной величины, начинает снижаться.

Это вызвано расчетными конструктивными характеристиками межлопаточных каналов, т. е. при номинальном режиме поток входит в каналы безударно, при отклонении расхода от расчетного, входные потери сначала медленно, а затем все быстрее возрастают.

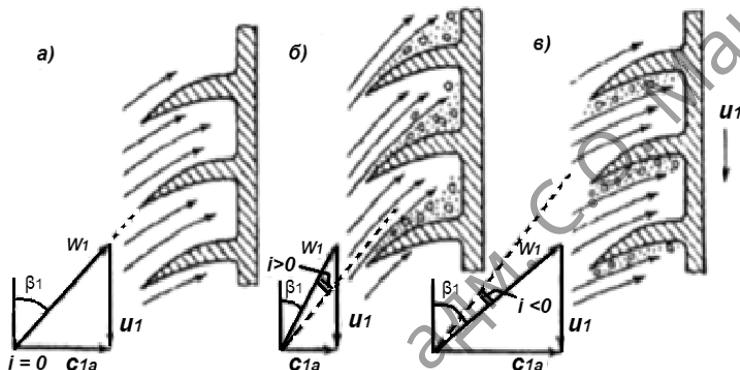


Рис. 2.18. Схема характера обтекания лопаток рабочего колеса при неизменной частоте вращения и различной подаче:

а) расчетный режим; б) уменьшенная подача; в) увеличенная подача;

Условные обозначения:

$u_1$  — окружная скорость рабочего колеса;

$c_{1a}$  — осевая проекция скорости потока;

$w_1$  — относительная скорость потока;

$\beta_1$  — угол входа относительной скорости;  $i$  — угол атаки

На рисунке 2.19 представлена характеристика относительных величин турбоагнетателя швейцарской фирмы «Броун-Бовери». По оси ординат отложена относительная степень повышения давления, а по оси абсцисс — относительный массовый секундный расход воздуха. Каждая ветвь характеристики соответствует определенному постоянному числу оборотов компрессора  $n$ . На характеристику нанесены также кривые постоянных к.п.д. компрессора —  $\eta$ .

Как видим, принципиальный вид кривых давления турбокомпрессора несколько отличается от подобного поршневого — линия гораздо положе. Но основная разница — именно в наличии «границы» срыва работы — помпажа.

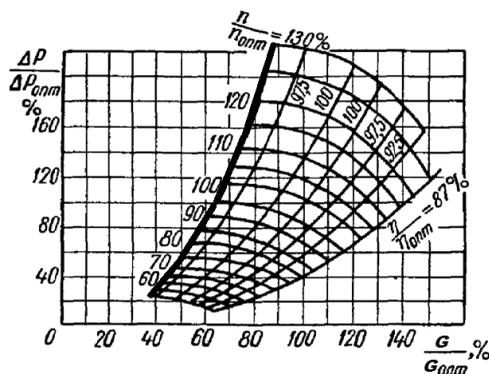


Рис. 2.19. Относительные характеристики нагнетателей фирмы «Brown-Boveri» при переменном числе оборотов (с 1988 — при объединении со шведской компанией «ASEA» название фирмы сменилось на «ABB»)

Коэффициент полезного действия (политропический) современных осевых компрессоров достигает 92% (и даже выше). Аналогичные КПД центробежного компрессора около 83–85%, а для диагонального компрессора около 85–87%.

#### *Преимущества, недостатки.*

#### *Регулирование режимов работы*

Турбокомпрессоры могут быть выполнены быстроходными вследствие динамической уравновешенности масс, находящихся во вращательном движении. Это позволяет встраивать их в энергетическую установку и соединять непосредственно с турбинами. В результате уменьшается масса агрегата и его габариты.

Турбинные компрессоры обычно применяются при степенях сжатия от 2 до 8 и при производительности большей 16 м<sup>3</sup>/с.

Важным достоинством турбокомпрессора является простота их конструкции и высокая надежность благодаря отсутствию кривошипно-шатунного механизма и органов газораспределения в виде золотников или самодействующих клапанов. Компрессоры динамического действия обеспечивают непрерывность подачи рабочей среды потребителю, благодаря чему достигается непрерывность рабочего процесса энергетической установки.

К недостаткам машин этого типа следует отнести трудность создания высокого давления, особенно при малых производительностях, сложность достижения надежного уплотнения разъема корпусных деталей при высоком давлении и др.

В ГТУ большой мощности применяются исключительно осевые компрессоры, у ГТУ меньшей мощности могут применяться одноступенчатые центробежные или многоступенчатые осевые компрессоры с центробежной ступенью на выходе, а во вспомогательных газотурбинных двигателях (ГТД) — центробежные КМ.

Центробежные компрессоры входят также в состав наддувочных и продувочных агрегатов судовых дизельных и котельных установок.

А в последние годы центробежные компрессоры широко применяются на судах газовозах (подробнее см. гл. 5).

Для повышения эффективности и надежности работы установки необходимо согласование характеристик компрессора с изменяющимися условиями работы системы.

Регулирование может осуществляться изменением характеристики системы или изменением характеристики компрессора. В процессе регулирования должны удовлетворяться следующие требования: компрессор должен обеспечивать необходимые значения производительности и давления при устойчивой работе; нельзя допускать попадание компрессора в зону неустойчивых режимов (помпажа).

Один из способов для этого — регулирование перепуском, или байпасированием, при котором сжатый газ со стороны нагнетания перепускается на сторону всасывания. Но энергетически — это самый неэффективный из методов регулирования, однако он очень просто осуществляется. Именно поэтому многие дизельные ГД оборудованы соответствующим байпасным клапаном с автоматическим управлением.

Регулирование дросселированием на нагнетании достигается за счет установки дроссельного устройства между компрессором и сетью. С его помощью можно уменьшить производительность при  $n = \text{const}$  только до точки *Б* (рис. 2.17, б), в которой наступает помпаж компрессора. Этот метод также энергетически невыгоден.

Регулирование изменением частоты вращения позволяет работать при достаточно высоких значениях КПД, но его возможности для характеристики сети (кривая 1 рис. 2.17, б) также невелики, так как производительность может быть уменьшена только до точки В.

Регулирование дросселированием на всасывании осуществляется с помощью дроссельного устройства, располагаемого перед входом в компрессор. По мере прикрытия дросселя характеристики компрессора сдвигаются в сторону меньших расходов с одновременным уменьшением отношения давления  $\pi$  и КПД. Энергетическая эффективность дросселирования на всасывании выше, чем дросселирования на нагнетании, но уступает регулированию по частоте вращения.

Регулирование закруткой потока при входе в рабочее колесо с помощью входного направляющего (регулирующего) аппарата получило довольно широкое распространение в конструкциях центробежных судовых турбокомпрессорах газозвозов. Такое регулирование позволяет уменьшить производительность компрессора от максимальной до 40–45 % номинальной, при оптимальном к.п.д. и, не попадая в зону опасности помпажа.

### *Осевые турбокомпрессоры на судах*

В осевых компрессорах (рис. 2.20) поток газа движется вдоль оси вращения вала через неподвижные направляющие лопатки и подвижные рабочие колеса. Скорость потока воздуха в осевом аппарате набирается постепенно, а преобразование кинетической энергии в давление происходит в направляющих.

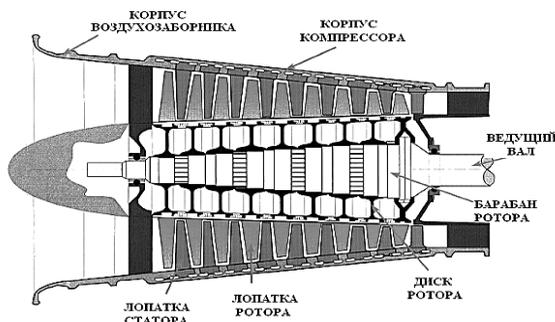


Рис. 2.20. Схема осевого ТКМ

К преимуществам осевых компрессоров относят:

- высокие подачи воздуха (до  $5000 \text{ м}^3/\text{мин}$ );
- высокий КПД на расчетных режимах (в основном до  $86\div 89 \%$ );
- относительно небольшие радиальные размеры.

Недостатками осевых компрессоров являются:

- узкий диапазон устойчивой работы;
- резкое снижение КПД на нерасчетных режимах работы;
- низкая степень сжатия –  $\pi$ к одной ступени (до 1,35) и, как следствие, необходимость использования многоступенчатых компрессоров;
- меньшая надежность по сравнению с другими типами компрессоров.

Осевые компрессоры используют в газотурбинных установках, авиационных реактивных двигателях, в доменном производстве на металлургических предприятиях и т. д.

В 2015 году ЗАО «Завод Киров-Энергомаш» (дочернее предприятие ОАО «Кировский завод») изготовило турбокомпрессорное оборудование для головного универсального атомного ледокола проекта 22220 «Арктика» мощностью 60 МВт — турбонаддувочный агрегат ТНА–10 (рис. 2.21) с электроприводом противообледенительного устройства для головного атомного ледокола. В соответствии с контрактом предприятие произвело основную часть противообледенительного устройства — новейший осевой турбокомпрессор с электроприводом производительностью  $21 \text{ м}^3/\text{с}$  ( $1260 \text{ м}^3/\text{мин}$ ) и давлением нагнетания  $2,12 \text{ кгс}/\text{см}^2$ (абс.).

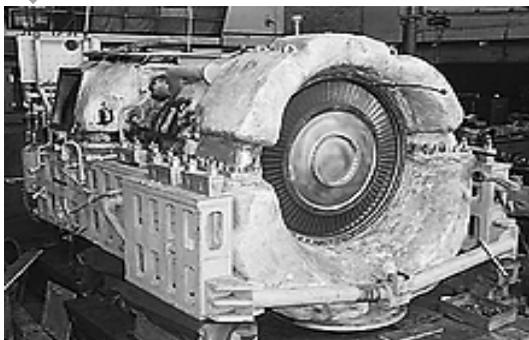


Рис. 2.21. Осевой компрессор ТНА–10

Также осевые ТНА применяются для наддува парогенераторов (котлов) на кораблях (тяжелые авианесущие крейсера). Конструктивно такие ТНА состоят из добавочной паровой турбины, многоступенчатого осевого компрессора и газовой турбины, установленных на единой раме.

### Судовые центробежные агрегаты

Центробежные турбокомпрессоры — самый распространенный вид агрегата наддува для судовых дизелей.

На рис. 2.22 современный турбокомпрессор шведско-швейцарской фирмы АВВ типа VTR 4-й серии, мощностью от 700 кВт до 18500 кВт на нагнетатель. Степень сжатия — превышает 4, подача 20 м<sup>3</sup>/сек. Особенность — легкий доступ к подшипникам качения, каждый из которых имеет собственные системы смазки и охлаждения.

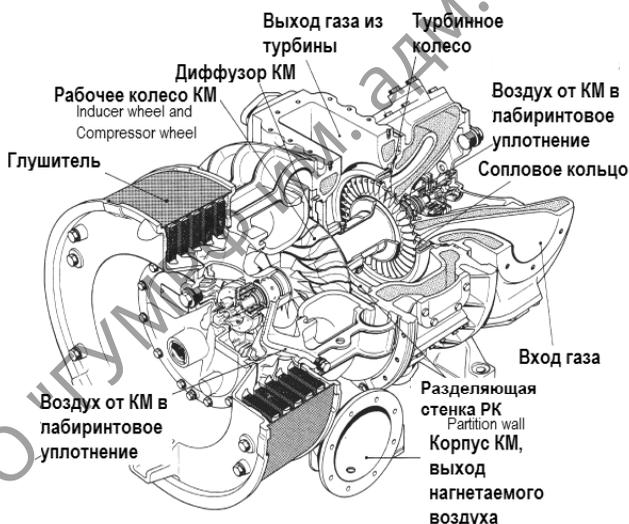


Рис. 2.22. Турбокомпрессор фирмы АВВ типа VTR ... 4 series

Преимуществами центробежных компрессоров являются:

- возможность создания высоких степеней сжатия —  $\pi_K$  в одной ступени ( $\pi_K$  может достигать 5);
- простота устройства и надежность эксплуатации;
- малые осевые размеры и масса;

- широкий диапазон устойчивой работы;
- малые изменения КПД на нерасчетных режимах.

К недостаткам центробежных компрессоров относятся:

- более низкий (по сравнению с осевыми) КПД на расчетных режимах;
- большие радиальные размеры;
- сложность осуществления многоступенчатого сжатия.

Следует отметить, что обычная степень нагнетания у судовых турбокомпрессоров ДВС около 2–3 бар.

Но на современных судовых дизелях уже появились турбокомпрессоры развивающие давление сжатия до 5,4 бар (MAN тип TCR) и двухступенчатые до 10,5 бар (MAN модели TCX9–23).

Подача достигает 50 м<sup>3</sup>/сек.

Судовые газотурбокомпрессоры (рис. 2.23) являются неотъемлемой составной частью дизельных энергетических установок, призванной способствовать достижению определенных выходных параметров агрегата в целом, поэтому подробно рассматриваются в соответствующем учебном курсе по ДВС.

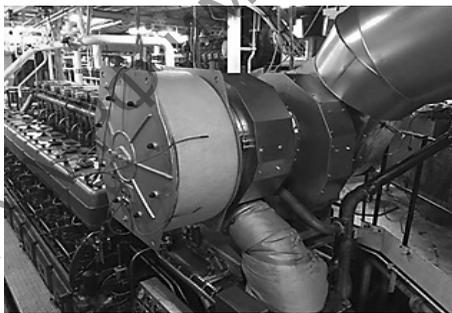


Рис. 2.23. Вид газотурбонагнетателя на судовом дизельном двигателе

Другие области применения центробежных турбокомпрессоров на судах изложены в гл. 5.

### Глава 3. СУДОВЫЕ ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ СИСТЕМ СЖАТОГО ВОЗДУХА

Ниже подробней рассмотрены два типичных представителя различных компоновок судовых поршневых компрессоров пускового воздуха.

#### 3.1. Компрессоры фирмы Зауэр (J.P.Sauer & Sohn, Германия)

По данным фирмы на сегодня трехступенчатый компрессор Sauer Passat с воздушным охлаждением является самым популярным компрессором пускового воздуха в мире коммерческого судоходства.

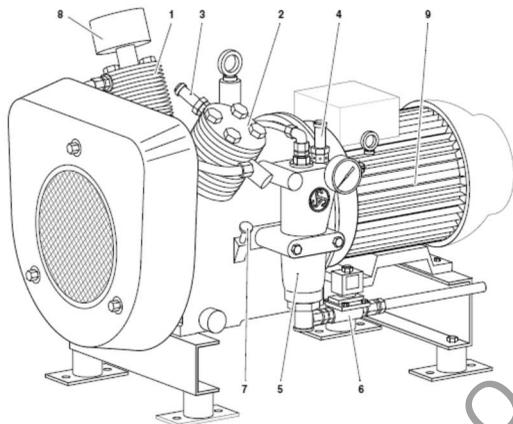
Особенности:

- производительность от 60 до 460 м<sup>3</sup>/ч;
- давление до 45 бар (изб.);
- с 1970 г. установлено на судах более 15 000 единиц;
- допускается непрерывная круглосуточная работа;
- после каждой ступени установлен влагоотделитель;
- надежная и безопасная работа до 60 °С окружающей среды.

На рисунках 3.1–3.2 показан несколько более простой для рассмотрения чертеж вариант — *двухступенчатый* компрессор с воздушным охлаждением Sauer Marine серии WP. Давление 30 бар, производительность при 1780 мин–1 80 м<sup>3</sup>/час, привод 15 кВт, масса 328 кг.

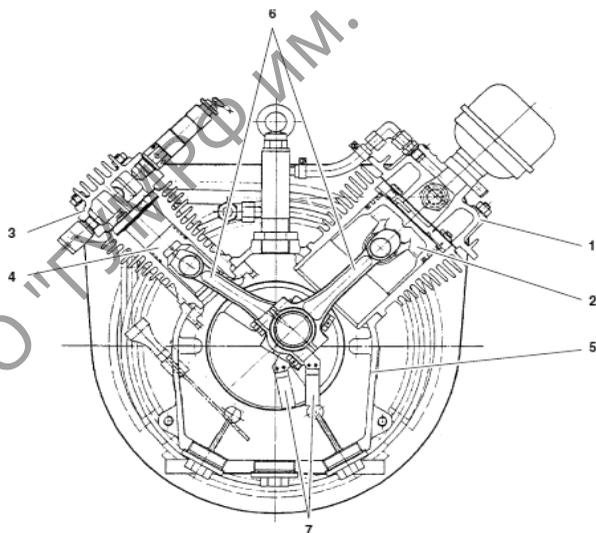
Компрессоры такого типа распространены на судах, в значительной мере вследствие надежности и малых трудозатрат на обслуживание.

Смазка осуществляется посредством «масляного тумана» в камере, который создается специальными разбрызгивателями, крепящимися к нижней крышке мотылевого подшипника (поз. 7 рис. 3.2). Причем для подвода смазки из этого «тумана» — сверху шатуна предусмотрено отверстие, которое обязательно должно совпадать с отверстием вкладыша шатунного подшипника!



*Рис. 3.1.* Общий вид двухступенчатого компрессора Sauer Marine WP65L:

- 1 — цилиндр 1-й ступени; 2 — цилиндр 2-й ступени;
- 3 — предохранительный клапан 1-й ступени; 4 — предохранительный клапан 2-й ступени;
- 5 — влагоотделитель (сепаратор конденсата) 2-й ступени;
- 6 — дренажный клапан 2-й ступени; 7 — масломерный щуп;
- 8 — воздушный фильтр; 9 — привод (электромотор или ДВС)



*Рис. 3.2.* Поперечный разрез компрессора Sauer Marine WP65L:

- 1 — цилиндр 1-й ступени с крышкой и клапаном; 2 — поршень 1-й ступени;
- 3 — цилиндр 2-й ступени с крышкой и клапаном; 4 — поршень 2-й ступени;
- 5 — картер; 6 — шатуны; 7 — маслоразбрызгиватель (dipper)

### 3.2. Компрессоры фирмы Хатлапа (Hatlapa, Германия)

Конструкция компрессоров пускового воздуха фирмы Хатлапа типа W отличается от рассмотренной выше. Здесь применен дифференциальный поршень (как на рис. 2.5).

Это двухступенчатые, одноцилиндровые вертикальные компрессоры с водяным охлаждением и циркуляционной смазкой.

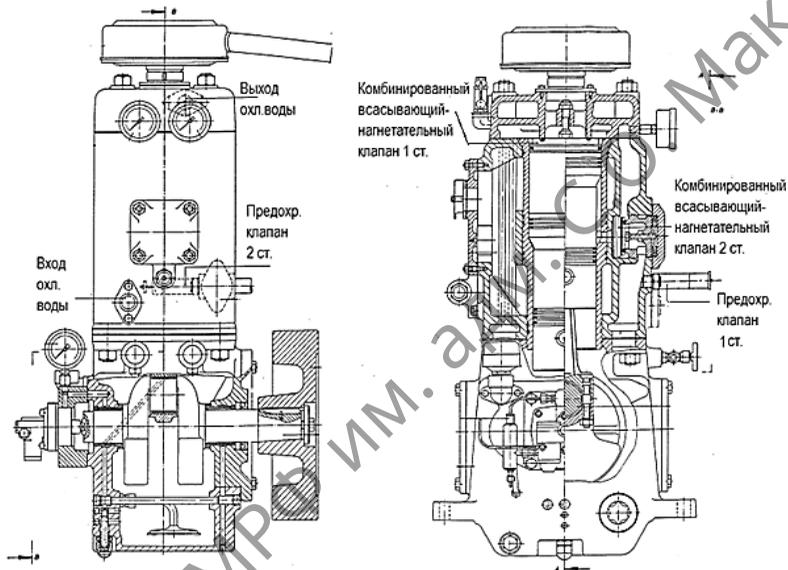


Рис. 3.3. Компрессор фирмы Хатлапа тип W140

Существует ряд компрессоров этой фирмы различной производительности. Они имеют марки W80, 110, 140, 220, 280, 330, 400, 600. Они бывают одно, двух и трехцилиндровые.

Компрессор W140 имеет следующие характеристики: производительность — 145 м<sup>3</sup>/ч; конечное давление — 3,0 МПа; частота вращения 1450 мин<sup>-1</sup>. Также имеется промежуточный (первая ступень) и конечный (вторая ступень) охладители воздуха, с внешним подводом охлаждающей воды.

Принцип действия компрессора кратко заключается в следующем. В положении комбинированного (двухступенчатого) поршня в н. м. т. уже произошел процесс всасывания. Воздух поступил в надпоршне-

вую полость через входной фильтр и комбинированный (всасывание и нагнетание) клапан первой ступени. (Подробнее о таких клапанах — см. ниже п. 3.4). При движении поршня вверх происходит сжатие воздуха в первой ступени и выталкивание его через тот же клапан в трубчатый охладитель первой ступени и далее к комбинированному клапану второй ступени. Происходит всасывание сжатого и охлажденного воздуха во вторую ступень. Она представляет кольцевую полость под поршнем и увеличивается при движении поршня вверх. Поршневые кольца первой ступени предотвращают прорыв сжимаемого воздуха из первой ступени во вторую, а поршневые кольца второй ступени ограничивают попадание сжатого воздуха в картер. Далее при движении поршня вниз происходит всасывание в полость над поршнем (первая ступень) и одновременно — сжатие воздуха во второй ступени (кольцевом подпоршневом пространстве). В конце этого хода сжатый воздух выталкивается через клапан второй ступени в охладитель второй ступени (на рис. не показан), а затем в воздушный баллон. Охлаждающая вода поступает через фланец внизу, движется в зарубашечном пространстве компрессора противотоком направлению движения сжатого воздуха и выходит через верхний фланец. Уплотнительные резиновые кольца O-образного сечения предотвращают попадание воды в воздушное пространство и картер. Обе ступени сжатия предохраняются клапанами предельного давления.

Система смазки компрессора Хатлапа W включает два насоса:

– один шестеренчатый насос с прямым приводом от коленвала для подачи масла в подшипники же коленчатого вала и шатунные. Этот насос всасывает масло из картера через сетчатый фильтр и нагнетает его по сверлениям к двум рамовым, мотылевому и шатунному подшипникам. Предельное давление насоса ограничивается специальным подпружиненным клапаном и измеряется установленным манометром. Оно контролируется прессостатом, который отключит компрессор в случае снижения давления ниже заданного (обычно 0,1 МПа).

– второй насос — это дополнительный дозирующий для смазки цилиндров.

Он изображен на рис. 3.4 — видим, что это небольшой поршневой насос с приводом типа «качающаяся шайба».

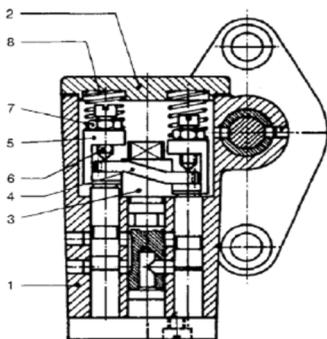


Рис. 3.4. Насос смазки цилиндров компрессора Хатлапа W:  
 1 — корпус; 2 — крышка; 3 — рабочий вал;  
 4 — качающаяся шайба (cam plate); 5 — поршень;  
 6 — регулировочный винт; 7 — контргайка; 8 — пружина

Подача насоса увеличивается (рис. 3.5) при вращении регулировочных винтов по часовой стрелке и контролируется по количеству капель в смотровом стекле-индикатора, расположенном на крышке компрессора на. Нормально в эксплуатации это 1 капля за примерно в 5 секунд. Во время обкатки (на первые 1,5 часа) после ремонтов подачу увеличивают раза в два.



Рис. 3.5. Регулировка подачи насоса цилиндрической смазки Hatlapa W

Поршневые компрессоры фирмы Хатлапа широко распространены на судах, поэтому целесообразно привести краткую информацию и по другим типам поршневых компрессорах этой фирмы.

На рис. 3.6 изображены типовые поршневые компрессоры Hatlapa L, Hatlapa W и Hatlapa V.



Рис. 3.6. Компрессоры Natlapa L, Natlapa W и Natlapa V (слева направо)

Судовые поршневые компрессоры Natlapa L80II имеют воздушное охлаждение от вентилятора с прямым приводом от коленвала, т. е. такого же принципа, как и у Sauer Marine.

Мощность L80II — 19 кВт, подача до 86 м<sup>3</sup>/ч при давлении до 3 МПа.

Причем, первая ступень — три цилиндра (у модели L50 — два), вторая ступень — один цилиндр. Трехцилиндровые Natlapa L50/L90/L140/L160/L190. Четырехцилиндровые L80II, L220, L270, L350.

Для смазки имеется шестеренчатый масляный насос. Подшипники рамовые и мотылевые — скольжения, шатунный — игольчатый.



Рис. 3.7. Шатунный игольчатый подшипник поршневого компрессора

Двухступенчатые поршневые компрессоры Natlapa серии L с циркуляционным водяным насосом могут похвастаться более высокой производительностью, которая достигает 271/338/411 кубометров воздуха в час при конечном давлении 40 бар.

Серия компрессоров Natlapa V — двухцилиндровые двухступенчатые V-образные компрессоры одинарного действия с коленчатым валом имеющим одно колено. Модели V105/V150/V200/V250/V375

производят до 375 кубометров сжатого воздуха в час на мощностях от 13/15.5/20/22 кВт до 38/49/58/73 кВт и с конечным давлением до 30 бар.

### **3.3. Аварийный поршневой компрессор с ручным приводом**

Информация о судовых поршневых компрессорах будет неполной, если не сказать о компрессорах с ручным приводом. На судах они встречаются в качестве аварийных.

На рис. 3.8 изображен компрессор германской фирмы НК тип Н25 с резервуаром на 63 литра.



*Рис. 3.8.* Компрессор типа Н25  
фирмы НК, Германия

Компрессор двухступенчатый двухцилиндровый, способен создать давление до 5 МПа. Производитель указывает, что при скорости движения  $\sim 50$  двойных ходов рычага в минуту подача компрессора равна  $1,8 \text{ м}^3$  в час, то есть давление в 3 МПа в этом небольшом, но достаточном для запуска АДГ, резервуаре будет достигнуто чуть больше, чем за минуту.

### **3.4. Рабочие клапаны поршневого компрессора**

Клапаны считаются наиболее нагруженными деталями поршневого компрессора и поэтому требуют особого внимания. Они должны обеспечивать плотное и плавное закрытие цилиндра, долговечную и малошумную работу КМ.

Схемы, объясняющие устройство основных конструкций клапанов, применяемых в компрессорах, приведены на рис. 3.9–3.11.

Тарельчатые клапаны с точечными пружинами изображены на рис. 3.9, и предназначены для воздушных и газовых поршневых компрессоров.

Такие клапаны превосходно подходят для работы в сложных условиях применения с газами, содержащими масла и твердые частицы, так как металлические пружины защищены от потока газов неметаллическим корпусом тарелки. Ограничение по частоте вращения вала компрессора — до 1000 об/мин. Допустимый перепад давлений — до 17 МПа. Диапазон температур от  $-200^{\circ}\text{C}$  до  $+220^{\circ}\text{C}$ .



Рис. 3.9. Тарельчатые клапаны с точечными пружинами:

- 1 — гайка; 2 — стопорная шайба; 3 — седло клапана;
- 4 — заменяемая пластина седла; 5 — тарелки; 6 — пружины;
- 7 — центральный болт; 8 — ограничитель хода клапана;
- 9 — опоры пружин/подъемные шайбы

Другой тип — «дисковые клапаны» (рис. 3.10). Имеют проверенную годами конструкцию и длительный срок службы — производители отмечают их работоспособность до 16 тыс. часов. Применение неметаллической плиты (поз. 10) улучшает противоударные свойства (не требуется демпфирующая плита поз. б), устойчивость к повреждению жидкостями и загрязнениями, и уменьшает износ седла (поз. 3). Технические данные: максимальная частота вращения компрессора 1800 об/мин; перепад давлений — до 20 МПа; диапазон рабочих температур от  $-200^{\circ}\text{C}$  до  $+250^{\circ}\text{C}$ .

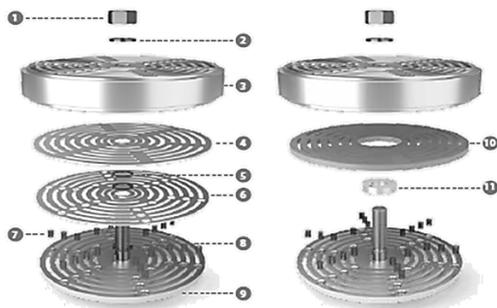


Рис. 3.10. Рабочий клапан дискового типа:

- 1 — гайка; 2 — стопорная шайба; 3 — седло клапана;  
 4 — клапанная плита, металлическая; 5 — подъемная шайба;  
 6 — демпферная плита; 7 — пружины клапана;  
 8 — центральный болт; 9 — ограничитель хода клапана;  
 10 — клапанная плита, неметаллическая; 11 — подъемная шайба

Но более распространенный современный вариант — «клапаны с пластинчатыми пружинами». На рис. 3.11. изображен такой «концентрический клапан» — это сочетание всасывающего и нагнетательного клапанов, что делает его очень компактным и позволяет экономить место с минимальным возможным объемом

мертвого пространства. Производитель дает их следующие технические данные: частота вращения компрессора — до 1500 об./мин; перепад давлений — максимально 25 МПа; диапазон температур от  $-40^{\circ}\text{C}$  до  $+250^{\circ}\text{C}$ .



Рис. 3.11. Совмещенный всасывающе–нагнетательный концентрический клапан с пластинчатыми пружинами: 1 — центральный болт; 2 — стопорная шайба; 3 — седло всасывания; 4 — рессорные листы (пластинчатые пружины); 5 — плита/кольцо нагнетательного клапана; 6 — плита всасывающего клапана; 7 — кольцевое уплотнение; 8 — седло нагнетания

Еще один вариант — когда нагнетательный клапан установлен в направляющей всасывающего клапана и является ложной крышкой цилиндра, предохраняющей компрессор от разрушения в случае попадания жидкого холодильного агента в цилиндр: рисунок 3.12 (Советский–российский компрессор П110 — поршневой холодильный, четырехцилиндровый, бескрейцкопфный, непрямоточный, блок-картерный. Подача 1 м<sup>3</sup>/мин, макс. Давление нагнетания 2МПа. Холодопроизводительность 110 тыс. ккал/ч).

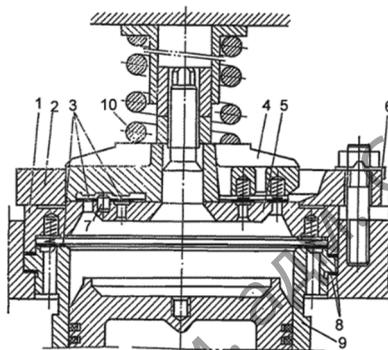


Рис. 3.12. Клапанная группа компрессора П110:

всасывающий клапан — однокольцевой, нагнетательный — двухкольцевой;  
 1 — корпус всасывающего клапана; 2 — направляющая всасывающего клапана;  
 3 — пластины кольцевые; 4 — розетка нагнетательного клапана;  
 5 — седло нагнетательного клапана; 6 — стопорная шайба; 7 — штифт;  
 8 — прокладки паронитовые; 9 — гильза цилиндровая;  
 10 — пружина буферная ложной крышки

### 3.5. Типовые схемы систем сжатого воздуха и основные требования РМРС

Для нормальной работы поршневого компрессора необходимо вспомогательное оборудование, обеспечивающее промежуточное и конечное охлаждение, сглаживание толчков давления, особенно при небольшом числе цилиндров, сепарацию сжатого газа от паров и капель смазывающего масла и др.

Поэтому схема компрессорной установки должна включать трубопроводы, подводящие и отводящие охлаждающую воду, предохранительные и невозвратные нагнетательные клапаны, а кроме того

термометры и манометры для регистрации параметров газа, масла, а также воды в системе охлаждения.

На рисунке 3.13 показана типичная *схемы трубной обвязки и приборного оборудования (P&I diagrams)* на примере рассмотренного выше (разделы 3.1.) поршневого компрессора Sauer Marine серии.

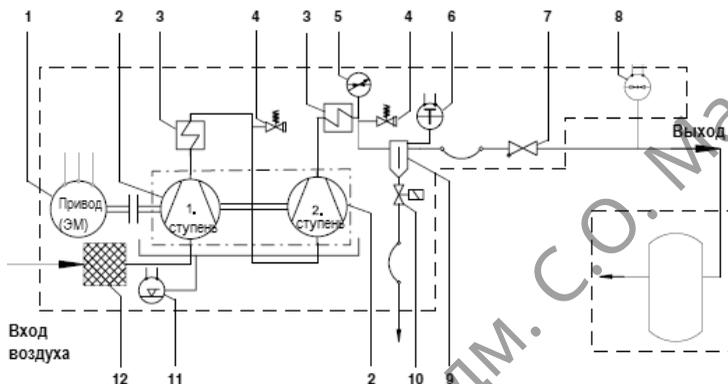


Рис. 3.13. Схема схемы трубной обвязки и приборного оборудования компрессора Sauer Marine WP:

- 1 — двигатель привода; 2 — ступени компрессора;
- 3 — охладители (промежуточный и конечный — intercooler и aftercooler);
- 4 — предохранительные клапана; 5 — манометр;
- 6 — температурный выключатель (опционально); 7 — невозвратный клапан;
- 8 — выключатель по максимальному давлению (стандарт для электропривода, опционально для дизельного); 9 — влагоотделитель;
- 10 — дренажный клапан (для электропривода — соленоидный, для дизельного привода — ручной клапан);
- 11 — выключатель по уровню масла (опционально);
- 12 — приемный воздушный фильтр

#### *Влаго- и маслоочистители воздуха.*

Маслоуловители часто ставятся не только на выходе из компрессора, но и между ступенями, перед промежуточными охладителями газа. В маслоуловителях обычно используют силу инерции, закручивая поток как в циклоне. Бывают маслоуловители с рыхлой засыпкой или заполненные мятой проволокой, работающие как фильтры.

Для воздуха, который идет на системы управления и измерения особенно важно низкое влагосодержание. Поэтому на судах часто устанавливаются дополнительные системы осушения сжатого воздуха.

Они представлены двумя типами устройств — либо адсорбционными осушителями, либо рефрижераторными.

Чаще всего используются рефрижераторные осушители сжатого воздуха. При охлаждении до температуры около 3 °С большая часть влаги конденсируется и удаляется, обеспечивается класс чистоты 4 по стандарту ISO 8573–1: 2010, такой сжатый воздух подходит для 90 % областей применения.

Использование адсорбционного осушителя желательно, если сжатый воздух должен иметь еще более низкую точку росы под давлением. Точка росы под давлением после прохождения воздухом адсорбционного осушителя может быть –20 °С, –40 °С или –70 °С. Такие устройства можно встретить, например, на большой серии многоцелевых судов 2008 года постройки дедвейтом 17900 т, один из которых под названием «Ямал Беркут», сейчас работает под российским флагом.

На рис. 3.14 проиллюстрирована система подготовки сжатого воздуха от производителей компрессорного оборудования “Quincy”.

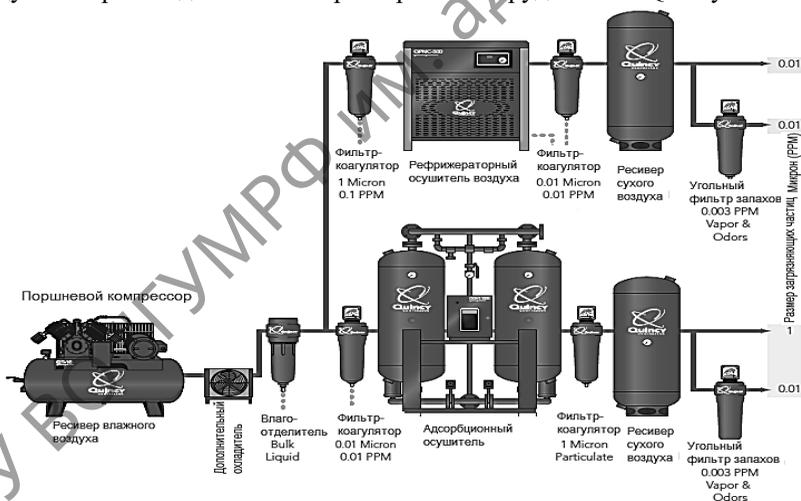


Рис. 3.14. Схема системы подготовки сжатого воздуха фирмы “Quincy”, США

*Примечание:* американская компания “Quincy Compressor” с 2010 года входит в состав “Atlas Copco”. Является одним из ведущих производителей оборудования для работы со сжатым воздухом.

На судах чаще можно встретить их небольшие поршневые компрессоры. Например, для хознужд, и роторно-винтовые с параметрами до  $160\text{ м}^3/\text{час}$  при  $1,3\text{ МПа}$  и до  $1180\text{ м}^3/\text{час}$  при  $1,0\text{ МПа}$  соответственно. Причем, роторно-винтовые КМ в этих случаях могут быть единственными на судне.

### Система сжатого воздуха судна

Эта система предназначена для получения, хранения и расходования сжатого воздуха на пуск (реверсирование) главных и вспомогательных дизелей, для пневмоуправления и элементов автоматики, подачи воздуха к тифону, в гидрофоры судовых систем, для продувания кингстонов, приведения в действие пневмоинструмента и некоторых других целей. Из рис. 3.15 понятен принцип ее построения. Следует отметить отсутствие на схеме отдельного компрессора хознужд, обычно расположенного в мастерской МО или под полубаком.

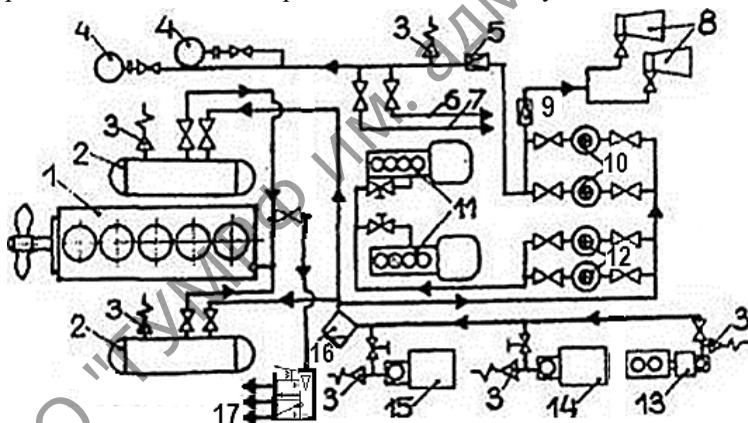


Рис. 3.15. Упрощенная схема системы сжатого воздуха судна:

- 1 — ГД; 2 — главные воздухохранители сжатого воздуха;
- 3 — предохранительные клапаны; 4 — гидрофоры; 5, 9 — редукционные клапаны; 6 — рабочий воздух к хоз. потребителям (пневмоинструмент и т.п.); 7 — к клапанам продувки кингстонов; 8 — тифоны;
- 10 — воздухохранители хознужд; 11 — вспомогательные двигатели;
- 12 — воздухохранители вспомогательных двигателей;
- 13 — аварийный компрессор (с дизельным приводом);
- 14, 15 — основные компрессоры; 16 — влагоотделитель;
- 17 — станция (редукционная) воздуха пневмоуправления клапанами (балластной, топливной или др. систем)

Для пуска и реверса дизелей на современных судах используется сжатый воздух с давлением около 3 МПа. Однако иногда даже запуск главных судовых дизелей мощностью до 5000 кВт — может осуществляться воздушными стартерами (air jetting motor) с давлением рабочего воздуха до 0,7 МПа. Тогда на этих судах устанавливаются уже только винтовые компрессоры, а максимальное давление воздуха в судовой сети равно 1 МПа.

Давление управляющего и рабочего воздуха для вспомогательных механизмов: сепараторов, автоматических фильтров, пневмоуправляемых клапанов, для хознужд и пневмоинструмента устанавливается в диапазоне 0,6–0,8 МПа.

Для отдельных элементов, например пневмоизмерителей уровня, давление снижается до требуемого изготовителем — обычно до 0,3 МПа

Баллоны сжатого воздуха в машинном отделении рекомендуется устанавливать вертикально либо с уклоном в корму 10...12°. В головке баллона предусматривается клапан с трубой для продувания конденсата накапливающегося в нижней части баллона вследствие недостаточной очистки воздуха во влагомаслоотделителях.

### **Основные положения требований Российского морского регистра судоходства к компрессорам и системе сжатого воздуха**

1. На судах с неограниченным районом плавания должно быть не менее двух главных компрессоров и одного аварийного компрессора. Для судов с запуском ГД без нагрузки — один из компрессоров может быть навешенным.

2. Запас воздуха в воздухохранителях должен обеспечить без подкачки двенадцать пусков — реверсов главных реверсивных двигателей.

Если двигатели нереверсивные, то запас воздуха должен быть достаточным для шести пусков всех главных двигателей.

3. Производительность основных компрессоров должна обеспечить заполнение всех воздухохранителей пускового воздуха главного двигателя от атмосферного до рабочего давления (достаточного для п. 2) в течение 1 часа.

Подача отдельных основных компрессоров должна быть примерно одинаковой.

4. Запас воздуха должен храниться не менее, чем в двух баллонах

5. Аварийный компрессор должен заполнить баллон не менее, чем для трех пусков дизель – генератора за 1 час.

В заключение раздела о конструкциях *поршневых* компрессоров следует сказать что на некоторых типах судов можно встретить и сверхмощные поршневые компрессоры на 5 МВт (например, фирмы “General Electric”) для работы с природным газом — для закачки газа в скважины. Например, на судах–танкерах типа FPSO (FLOATING PRODUCTION, STORAGE, AND OFFLOADING VESSEL — тип судна (иногда его называют — «плавучая система») с возможностью добычи, хранения и разгрузки нефти).

Но у всех поршневых компрессоров принципы работы и термодинамические процессы остаются одинаковыми.

### **3.6. Эксплуатация и обслуживание поршневых компрессоров**

Обслуживание каждого компрессора имеет специфические особенности, изложенные в инструкции по обслуживанию, тем не менее, есть общие обязательные правила.

Рассмотрим практические вопросы техники безопасности, основные правила эксплуатации и обслуживания, а также основные неисправности поршневых компрессоров на примере компрессоров пускового воздуха.

#### *3.6.1. Основы эксплуатации*

А) *Техника безопасности* при работе компрессора.

1) При работе компрессора запрещается касаться вращающихся частей, проводить ремонт, поджимать соединения, находящиеся под давлением.

2) Вращающиеся части должны иметь ограждения, которые должны быть закреплены.

3) Контрольно-измерительные приборы должны быть на штатных местах и исправны.

4) Предохранительные клапаны должны быть на штатных местах и опломбированы.

5) Воздушный компрессор следует немедленно остановить, если:

- внезапно прекращена или уменьшена подача охлаждающей воды;
- вышли из строя контрольно-измерительные приборы;
- имеется пропуск воздуха высокого давления;
- температура выходящего воздуха после охладителя превышает температуру +90 °С (по правилам РМРС; Регистр Ллойда допускает лимит в 93 °С).

Б) Подготовка воздушного компрессора к пуску.

– Перед первым пуском компрессора или после ремонтных и сервисных работ необходимо осмотреть и убедиться в креплении всех деталей и трубопроводов, в отсутствии посторонних предметов.

– Проверить уровень масла в картере. При необходимости долить в соответствии с отметкой на щупе или смотровом стекле.

– При наличии насоса смазки цилиндров и возможности его заполнения — заправить масляный насос.

– Открыть продувочные клапана. *Пуск поршневых компрессоров производится только с открытыми клапанами продувания* цилиндров и водомаслоотделителей для предупреждения гидравлических ударов и уменьшения пусковых токов.

– Проверить запорные краны манометров: они должны быть частично открыты для того, чтобы избежать их повреждения при резком скачке давления при запуске;

– Проверить открытие запорных клапанов на трубах охлаждающей воды.

– Провернуть коленвал воротком за маховик не менее чем на один оборот.

– Открыть клапаны наполнения на воздушных баллонах.

В) Пуск.

– Далее необходимо выполнить следующее.

– Запустить двигатель. Если он переменной скорости, медленно поднять частоту вращения до рабочей.

– Проверить давление масла.

– При рабочей температуре давление масла обычно составляет от 0,1 МПа до 0,3 МПа. При пуске и холодной машине давление масла выше. Установка давления масла производится на регулирующем клапане давления масла в картере. При отсутствии показаний манометра давления масла после работы машины в течении примерно 10 сек. немедленно отключить компрессор. Также если давление упало — остановить машину, найти в таблице неисправностей возможную причину поломки и устранить эту неисправность.

– После набора номинальных оборотов коленвала компрессора необходимо закрыть продувочные клапана первой и второй ступеней (в этом порядке), и компрессор начнет работу.

#### Г) *Контроль работы.*

– Контроль работы осуществляется по показаниям приборов. Во избежание вибрации стрелок манометров, отрегулировать их краны. После того, как компрессор некоторое время проработал в режиме нагрузки, отрегулировать подачу холодной воды.

– Во время работы компрессора не должно быть стуков, ударов и других внеэксплуатационных шумов, в случае появления которых компрессор должен быть немедленно остановлен для выявления и устранения причин.

– Если продувка ступеней и влагоотделителей не автоматическая, то во время работы компрессора необходимо периодически (примерно каждые 15 минут) продувать водомаслоотделитель и ступени компрессора путем открытия запорных клапанов.

– Добавление сжатого воздуха в баллонах необходимо довести до рабочего (если не предусмотрено иное, то обычно до 2,7 –3,0 МПа), после чего компрессор остановить.

#### Д) *Остановка.*

– При остановке компрессора вручную необходимо выполнить следующее.

– Разгрузить машину, открыв выпускные клапаны первой и второй ступеней.

– Очистить охладители компрессора от конденсата прогонкой машины вхолостую в течение 15 сек.

– Остановить компрессор, оставив ручной выпуск воздуха и конденсата открытым.

– При остановке компрессора на значительный период времени желательно отключить подачу охлаждающей воды. Температура в машинном помещении при работе компрессора не должна быть ниже 8°C. При значительном понижении температуры необходимо после остановки компрессора выпустить воду из зарубашечного пространства цилиндров и всех трубопроводов.

### 3.6.2. Техническое обслуживание

В инструкциях производителей перечисляется перечень технического обслуживания с указанием времени наработки для выполнения работ (“Maintenance schedule”).

В качестве примера приведена таблица сроков технического обслуживания рассмотренного выше компрессора пускового воздуха “Sauer Marine WP65L”.

Таблица 3.1

**Плановое ТО компрессора Зауер WP65L**

Интервал Часы работы	50 после первого пуска	50 после кап. ремонта	Ежегодно, если наработок	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000 = кап. ремонт
Проверка затяжки крепежа	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>									
Замена масла	<input type="checkbox"/>										
Замена картриджа воздушного фильтра			<input type="checkbox"/>								
Проверка клапанов			<input type="checkbox"/>								
Проверка поршневых колец							<input type="checkbox"/>				<input type="checkbox"/>
Замена поршневого пальца и подшипника							<input type="checkbox"/>				<input type="checkbox"/>
Замена клапанов					<input type="checkbox"/>		<input type="checkbox"/>		<input type="checkbox"/>		<input type="checkbox"/>
Проверка поршней и цилиндров											<input type="checkbox"/>
Проверка подшипников коленвала											<input type="checkbox"/>
Замена сальника вала											<input type="checkbox"/>
Проверка муфты привода							<input type="checkbox"/>				<input type="checkbox"/>
Очистка влагоотделителя			<input type="checkbox"/>								

### 3.6.3. Характерные неисправности

В работе поршневых компрессоров могут возникать неполадки, большинство из которых являются характерными для машин данного вида. Это неполадки, связанные с неправильной работой клапанов (неплотность, вибрация или поломка пружин и др.) нарушение герметичности между поршнем и цилиндром (утечка газа, поломка или износ колец), пропуски в сальниках, ухудшение режима охлаждения и смазки и др.

В инструкциях завода-изготовителя всегда есть раздел (“Troubleshooting”) — где указаны основные неполадки механизма, их причины и способы устранения.

Одним из существенных факторов, влияющих на техническое состояние элементов компрессоров, является качество монтажных работ, а также значительный перепад температур в районе расположения компрессоров, что приводит к образованию большого количества влаги в воздушной системе.

Характерными признаками проявления отказов элементов компрессоров являются:

- уменьшение производительности;
- появление ложных сигналов
- увеличение нагрузки приводного электродвигателя;
- утечка воздуха;
- сильная вибрация;
- повышение или падение давления после 1-ой или другой ступени,
- подрыв соответствующих предохранительных клапанов;
- повышение температуры воздуха за воздухоохладителем;
- пропуски воздуха в картер;
- стуки в районе всасывающего и нагнетательного клапана;
- стуки в цилиндре;
- стуки в подшипниках вала и шатуна;
- увеличение расхода масла и уменьшение уровня масла в картере, — помутнение масла и обводнение масла;
- понижение давления масла, поступление масла через контрольное отверстие;

- чрезмерный нагрев цилиндров;
- наличие белого металла в камере;
- появление воды в нагнетательной полости, появление капель из клапана продувания ресивера 2–ой ступени при неработающем компрессоре;
- отсутствие включения электромагнитного клапана продувания;
- самопроизвольная остановка;
- невозможность проворачивания приводным двигателем;

ФГБОУ ВО "ГУМРФ им. адм. С.О. Макарова"

## Глава 4. ВИНТОВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

### 4.1. Основные понятия.

#### Преимущества, типы, регулирование

Винтовая конструкция компрессора была запатентована еще в 1934 году. Но активное их распространение началось лишь с тех пор, как технологии изготовления позволили добиться надежности работы.

В России первый серийный винтовой компрессор сошел с конвейера в 1953 году. Выпущенный Конструкторским Бюро Ленинградского компрессорного завода (ныне ОАО «Компрессор») — «ЛКИ» (так называли компрессор) имел производительность в 60 м<sup>3</sup>/мин при 10000 об/мин, создавая давление в 4 атмосферы!

Современные винтовые компрессоры имеют близкую к совершенству конструкцию и имеют множество преимуществ:

- конструкция современного компрессорного оборудования винтового типа не предполагает наличия быстроизнашивающихся элементов, требующих частой замены: у них отсутствуют поршневые кольца и клапаны, являющиеся частой причиной ремонта;

- компактные размеры, простота монтажа и эксплуатации;
- низкий уровень шума и вибрации;
- возможность непрерывной работы;
- максимальная надежность и минимальные энергозатраты;
- длительный эксплуатационный период.

Это предопределили их широкое распространение. Винтовые компрессоры успешно конкурируют с другими типами объемных компрессорных машин, значительно заменив поршневые в судовых холодильных установках, и практически полностью вытеснив их в передвижных компрессорных станциях.

Винтовые компрессоры отличаются хорошей производительностью при непрерывной подаче воздуха.

Отсутствие клапанов и неуравновешенных механических сил обеспечивают винтовым компрессорам высокие рабочие частоты вращения, то есть позволяют получать большую производительность при сравнительно небольших внешних габаритах.

Для снижения трения между входящими в зацепление винтами, которое увеличивает износ деталей, применяется смазка. В маслозаполненных компрессорах ведущий ротор взаимодействует с ведомым непосредственно, без шестерен.

Если требуется получить сжатый воздух (газ) без примесей смазочных материалов, то применяются безмасляные винтовые аппараты. Чтобы уменьшить силу трения, подвижные детали изготавливаются из антифрикционных материалов. В сухих (безмасляных) винтовых компрессорах для предотвращения контакта роторов и их износа синхронное вращение роторов обеспечивается с использованием синхронизирующих шестерен.

Масло в рабочую полость винтового компрессора подается не только для смазки трущихся поверхностей; но и для создания гидрозатворов, препятствующих перетеканию газа из полости сжатия во всасывающую полость через неплотности; охлаждения сжимаемого газа в процессе сжатия; уменьшения уровня шума. Отметим, что общепринятое название компрессоров «маслозаполненные» не совсем корректно — подача масла происходит впрыском и в разных агрегатах по-разному, иногда для этого проектируется отдельный шестеренчатый насос, но чаще используется давление нагнетания самого компрессора отводом части масла от сепаратора. Масло инжeksiруется через штуцеры на всасывающей, иногда и на нагнетательной стороне, а также в объем впадин между зубьями ведущего и ведомого роторов, который называется парной полостью. Установки оборудуются специальными высокоэффективными маслоотделителями так, что, к примеру, сжатый воздух не содержит больше 2–3 ppm масла на максимуме давления и подачи.

Ненапряженный температурный режим и большая жесткость роторов (меньшее расстояние между подшипниками), достигаемая в результате упрощения узлов концевых уплотнений, позволяет в два раза уменьшить конструктивные зазоры и увеличить степень повышения давления в одной ступени до 9, а в отдельных случаях — до 17.

А верхняя граница конечного давления в двухступенчатом винтовом компрессоре сухого сжатия обусловлена нагрузочной способностью упорных подшипников, которая не позволяет увеличить раз-

ность давлений газа на входе и выходе второй ступени более чем на 0,7–0,9 МПа. При давлениях больших 1,2 МПа винтовые компрессоры приходится изготавливать многокорпусными, в результате чего установки становятся слишком громоздкими.

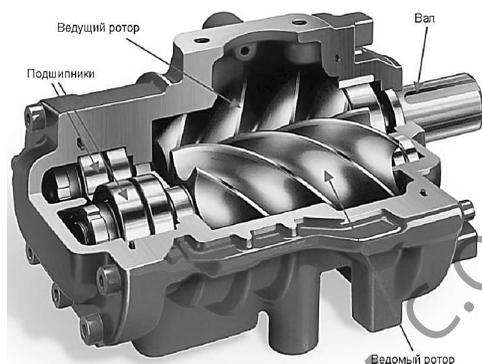


Рис. 4.1. Конструкция винтового компрессора

Регулирование подачи винтового компрессора.

В настоящее время применяются следующие способы регулирования энергоэффективности винтовых компрессоров:

- изменение эффективной длины винтов (золотниковое регулирование);
- изменение частоты вращения электродвигателя (частотное регулирование — п. 4.4);
- регулирование включением–выключением компрессора;
- дросселирование на всасывании.

Золотниковое регулирование — это возможность регулирования подачи винтовых маслозаполненных компрессоров в широком диапазоне: от полной до примерно пятнадцатипроцентной. Перемещаясь вдоль оси в сторону торца нагнетания, золотник открывает доступ газу из рабочих полостей в камеру всасывания, тем самым фактически сокращая рабочую длину винтов и, следовательно, подачу компрессора. При пуске компрессора необходимо до минимума уменьшить потребляемую им мощность. С этой целью золотник перемещают в крайнее положение, в сторону полости нагнетания, тем самым обеспечивая минимальную подачу компрессора и соответственно минимальную

пусковую мощность. Это позволяет осуществить один из наиболее экономичных способов регулирования подачи, обеспечивающий в конечном итоге значительную экономию энергии. (Пример применения принципа регулирующего золотника см. рис. 4.7 — у рефрижераторного компрессора фирмы Битцер).

Далее рассмотрим примеры конструкций реальных моделей и их способы регулирования производительности.

#### 4.2. Винтовой воздушный компрессор фирмы «ALUP», Германия

На рис. 4.2 приведен внешний вид компрессорного агрегата SCK 26 фирмы «ALUP» для воздуха автоматики и хозяйств. Поставляется в компактном кубическом исполнении на одной раме, включает в себя одноступенчатый винтовой маслозаполненный компрессор (рис. 4.3) и обязательное дополнительное оборудование (рис. 4.4). Характеристики: давление 8 бар производительность 2,97 м<sup>3</sup>/мин.; габариты изображенного компрессорного агрегата 1,27м x 0,8 x 1,17.

а)

б)

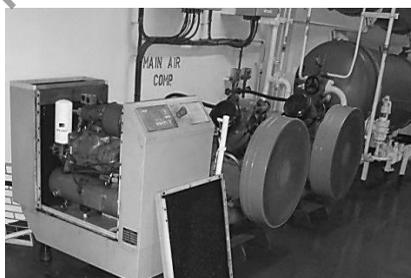


Рис. 4.2. Компрессор “ALUP”SCK26 (а),  
фотография компрессоров в МО — винтового и поршневых (б)  
(боковые и верхняя теплоизоляционные панели у винтового агрегата сняты;  
правее на фото видны поршневые компрессоры пускового воздуха  
Sauer WP65L и баллоны пускового воздуха)

На панели управления этого компрессорного агрегата (рис. 4.2, а) можно увидеть всю информацию, касающуюся как параметров воздуха, так и часов работы и времени замены фильтров и другого обслуживания. А также задать необходимые настройки работы.

На рис. 4.4 представлены схема работы установки — масло впрыскивается в зацепление винтов, а потом отделяется от сжатого воздуха в специальных маслоотделителях. Сжатый воздух и масло имеют отдельные охладители.

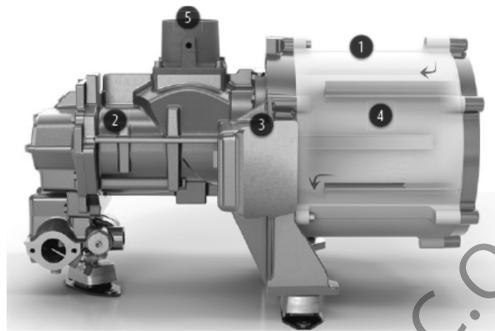


Рис.4.3. Винтовой компрессор воздуха автоматики и хозяйств фирмы «ALUP»: 1 — электромотор IP66; 2 — винтовая группа; 3 — привод (трансмиссия); 4 — масляное охлаждение электромотора; 5 — впускной клапан

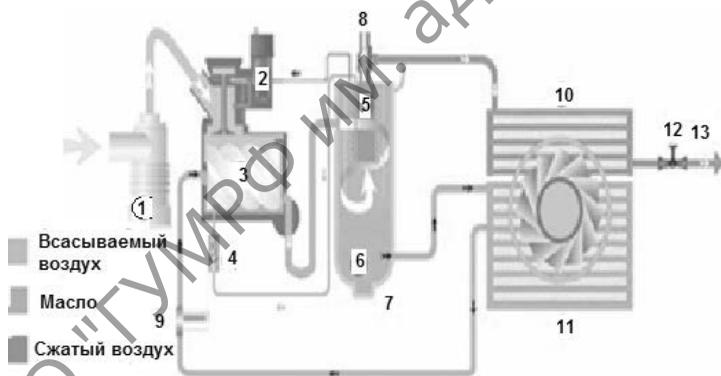


Рис. 4.4. Схема работы винтового компрессора ALUP серии SCK:

- 1 — приемный воздушный фильтр; 2 — впускной клапан;  
 3 — винтовой компрессор; 4 — клапан подпитки маслом в зависимости от давления подачи компрессора; 5 — картридж маслоотделителя;  
 6 — масло; 7 — маслосборник; 8 — предохранительный клапан;  
 9 — маслофильтр; 10 — воздухоохладитель; 11 — маслоохладитель;  
 12 — клапан шаровой; 13 — выход воздуха

По опыту работы — в этой компрессорной установке очень важную роль играют воздухонеплотные, звукопоглощающие кожухи. Именно точная их установка организует правильно направленный поток

воздуха охлаждения. С течением времени уплотнения несколько изнашиваются, что приводит к срабатыванию сигнализации по перегреву воздуха. Производительность модельного ряда таких агрегатов “ALUP” до 30 м<sup>3</sup>/мин с давлением сжатия до 13 бар.

### 4.3. Винтовой компрессор фирмы Битцер («Bitzer»), Германия

Как уже отмечалось, винтовые компрессоры очень широко представлены в холодильных установках.

В качестве примера рассмотрим винтовой холодильный компрессор фирмы Битцер (Bitzer) серии HS. А также способы регулирования его холодопроизводительности. Ее принципы отражают основные методы, используемые для компрессоров этого типа.

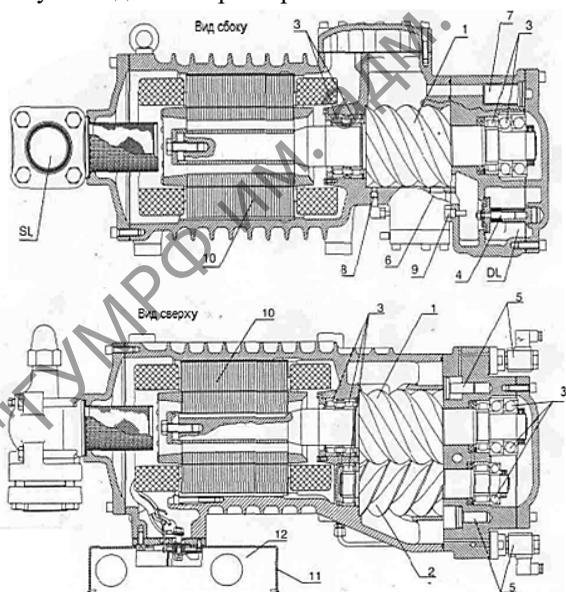


Рис. 4.5. Схема герметичного винтового компрессора Битцер HS:

- 1 — ведущий ротор; 2 — ведомый ротор; 3 — подшипники качения;
- 4 — обратный клапан; 5 — регулирование производительности и разгрузка при запуске; 6 — Vi-контроль (объяснение — текст «ECO» и рис. 4.7 — см. ниже); 7 — предохранительный клапан разности давления; 8 — впрыск масла;
- 9 — датчик контроля температуры нагнетания; 10 — электромотор;
- 11 — коробка управления; 12 — устройство защиты двигателя (не показано)

Серия HS представлена 13 моделями с подачей: 84–535 м<sup>3</sup>/час.

Максимальное рабочее давление фреона компрессоров 28 бар, а производительность компрессора до 500 м<sup>3</sup>/час.

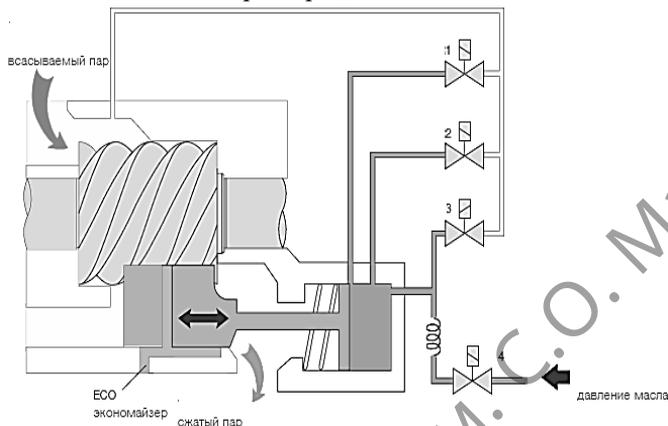


Рис. 4.6. Принципиальная схема гидравлической четырехступенчатой системы регулирования производительности винтового компрессора Битцер

Размер и геометрия нагнетательной полости определяется так называемым относительным объемом ( $V_i$ ) компрессора. Величина которого обеспечивается с помощью так называемого  $V_i$ -контроля: когда нагнетательный канал оптимизирован для номинальных эксплуатационных условий. При необходимости более низкой степени сжатия, часть сжимаемого газа непосредственно течет в камеру нагнетания с помощью вентильного механизма в корпусе ротора (байпасирование нагнетательного канала или тип «золотникового регулирования»).

Изображенное на рис. 4.6 четырехступенчатое регулирование производится электрическими соленоидными клапанами, расположенными на нагнетательном фланце, и работающими в следующем порядке:

- при старте и остановке — открыт только клапан № 3 — разгрузка при пуске;
- первая ступень 25 % нагрузки — после запуска остается открыт клапан № 3, а клапан № 4 работает в режиме периодического по 10 сек открытия–закрытия;
- вторая ступень — 50 % — открыт клапан № 2 и № 4 (в том же режиме);

- 75 % — открыт №1 и №4 (также);
- 100 % — клапана № 1, 2, 3 закрыты, клапан № 4 в том же режиме открытия/закрытия.

В результате нагнетательная часть оптимизируется по степени сжатия.

Дополнительно отметим также изображенную на рис. 4.6 систему регулирования, называемую у фирмы Битцер «ЕСО» или «экономайзер», которая особенно эффективна при повышении степени сжатия при низкотемпературном охлаждении ( $-15^{\circ}/-45^{\circ}\text{C}$ ). Ее используют в установках с системой переохлаждения.

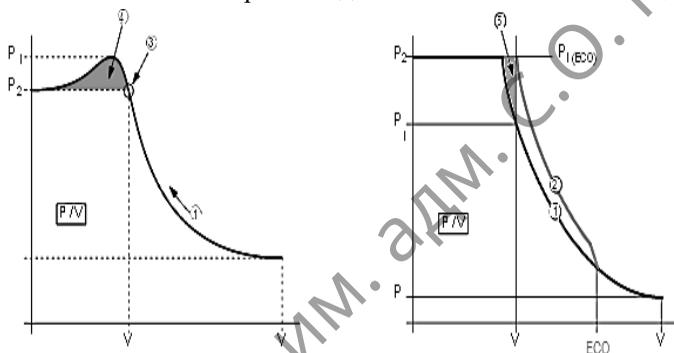


Рис. 4.7. Диаграмма  $p$ - $V$  процессов сжатия у винтового компрессора Битцер с «экономайзером» и без:

- 1 — процесс сжатия в винтовом компрессоре без ЭКО;
  - 2 — процесс сжатия в винтовом компрессоре с ЭКО с большим перепадом рабочих давлений;
  - 3 — давление в порту нагнетания компрессора при идеальном сжатии;
  - 4 — потери вследствие избыточного сжатия (пересжатие);
  - 5 — потери вследствие недостаточного сжатия (недожатие);
- $p_1, p_2, p_i$  — давление всасывания, нагнетания и внутреннего сжатия, соответственно

Объяснение работы системы «ЕСО»: известно, что давление нагнетаемых паров возрастает вдоль винтовой пары по направлению от порта всасывания к фланцу нагнетания; в корпусе винтового компрессора на боковой поверхности есть специальный порт всасывания (ЕСО), расположение которого относительно положения винтовой пары соответствует месту промежуточного давления аналогично системам с двухступен-

чатым сжатием. На жидкостном трубопроводе между ресивером и ТРВ испарителя устанавливается теплообменник–переохладитель, в котором жидкий хладагент переохлаждается холодными парами от кипения этого же хладагента расширенного специальным ТРВ. После переохладителя перегретые пары (рекомендуемое значение перегрева 7–10 °С) поступают в этот порт промежуточного давления в винтовом компрессоре. Такая схема получила название «экономайзер» винтового компрессора. Часть объема возвращается в профиль и таким образом недосжатие и пересжатие исключается. Такая система регулирования обеспечивает высокую эффективность в широком диапазоне применения — см. рис. 4.7

#### 4.4. Компрессоры фирмы «Атлас Копко», Швеция (частотно-регулируемый привод)

С развитием технологий электропривода в последние годы все более широкое распространение получает метод регулирования производительности компрессоров посредством изменения частоты вращения. Это так называемый «частотно-регулируемый привод». Рассмотрим его на примере винтовых компрессоров компании «Атлас Копко» (Atlas Copco) серии MAS (Marine Air Solution). Эти винтовые компрессоры с впрыском масла покрывают при давлении воздуха в 1,3 МПа диапазон от 28 до 507 м<sup>3</sup>/час. Привод с изменяемой скоростью вращения в компании и называется — VSD (Variable Speed Drive).



Рис. 4.8. Компрессорный агрегат Атлас Копко  
серии MAS диапазона 110–160  
(цифры — это мощность привода в кВт)

Не вдаваясь в элетротехническое описание, скажем только, что VSD регулирует частоту вращения компрессора (об/мин) с помощью инвертора. Вместо того, чтобы направлять всю мощность напрямую на традиционный электродвигатель переменного тока с постоянной частотой вращения, который работает только на полной мощности, инвертор подает на компрессор VSD определенное, необходимое в соответствии с потреблением напряжение, обеспечивая экономию электроэнергии.

Технология VSD лучше всего работает в ротационных винтовых компрессорах. Подача и потребляемая мощность ротационного винтового компрессора практически пропорциональны частоте вращения. Технология частотно-регулируемого привода VSD компании «Атлас Копко» отслеживает потребность в сжатом воздухе и автоматически регулирует частоту вращения вала двигателя. Это обеспечивает экономию энергии до 35 %.

#### **4.5. Основы эксплуатации винтовых компрессоров**

Следует отметить, что, строго говоря, процедуры подготовки, запуска, обслуживания и остановки будут весьма различны для компрессоров предназначенных для различных сфер эксплуатации — разница в первую очередь между воздушными (газовыми) и холодильными компрессорами.

Поэтому, как и при начале работы с любым новым механизмом, требуется внимательно изучить и понять инструкцию изготовителя!

Назовем только обязательные общие правила для винтовых компрессоров, опираясь здесь, в большей мере, на инструкцию от «Атлас Копко» для воздушных компрессоров.

##### *А) Подготовка к пуску:*

После ремонта или сервиса проводится осмотр и проверка:

- надежности крепления механической части (теплообменника, электродвигателя, вентиляционного устройства, а также пневматических и гидравлических труб);
- привода компрессора (правильность установки шкивов, степень натяжения ремней, протяжка фиксирующих шкивы болтов);

– надежности электрических соединений; при подключении винтового компрессора к электросети необходимо обратить внимание на правильность подключения фаз — именно от этого зависит направление вращения двигателя, и в случае неправильного подключения он начнет вращаться в обратную сторону и может очень быстро выйти из строя;

– проверка автоматики (крепёж температурных датчиков и датчиков давления, параметры давления и температуры, значения тепловых реле, параметры максимального давления на входе в сепаратор);

– контроль уровня масла в сепарационном баке. Уровень должен соответствовать средним значениям, переливать или недоливать масло на данном этапе недопустимо. Кроме того, надо следить за тем, чтобы масло не протекало через соединения и исключить попадание его на наружные поверхности компрессора.

#### Б) *Пуск.*

– Открыть выпускной клапан;

– При наличии системы автоматического дренажа конденсата, закрыть клапан ручного дренажа, который открывался после остановки.

– Холодильные компрессора после сервиса пускаются с закрытым всасывающим клапаном, который затем постепенно открывают.

– На панели управления нажать кнопку «Пуск».

– Контролировать величину пускового тока, отсутствие звуков, указывающих на неисправность, и чрезмерной вибрации.

При первом пуске после ремонта винтового компрессора необходимо дать ему проработать «вхолостую» на протяжении 10–15 минут, после чего можно использовать его для снабжения сжатым воздухом потребителей.

#### В) *Во время работы.*

– Регулярно проверять показания приборов и (или) сообщения на дисплее.

– Проверять уровень масла. Если требуется пополнить, то — для воздушных компрессоров — нажать кнопку «Остановка», закрыть выпускной воздушный клапан и открыть клапан ручного дренажа конденсата. Подождать, пока из компрессора сбросится избыточное давление. Отвинтить заглушку маслосливного отверстия на один оборот,

чтобы сбросить избыточное давление из системы в атмосферу. Снять заглушку и залить масло до уровня заливной горловины. Установить на место и затянуть заглушку.

*Примечание:* здесь не рассматривается процедура пополнения маслом для холодильных компрессоров — это отдельный важный пункт в теме изучения холодильных установок.

– Регулярно проверять отвод конденсата из влагоотделителя. Количество конденсата зависит от условий окружающей среды и условий работы компрессора.

– Проверять уровень масла в маслосборнике.

Г) *Остановка.*

– Нажать кнопку останова.

– Если работа компрессора не будет продолжена в автоматическом режиме — закрыть нагнетательный воздушный клапан и выключить питание.

– Открыть клапан ручного дренажа (если имеется).

– В холодильных агрегатах — перед остановкой закрыть всасывающий, а после остановки — нагнетательный клапан.

– В компрессорах с водяным охлаждением — закрыть вентиль на входе охлаждающей воды.

#### **4.6. Характерные неисправности**

К необходимости ремонта винтовых компрессоров приводит использование некачественных масел, превышение температурного режима работы компрессора, выход из строя воздушного либо масляного фильтров, поломка термостата, износ приводных ремней, износ винтовой пары и подшипников.

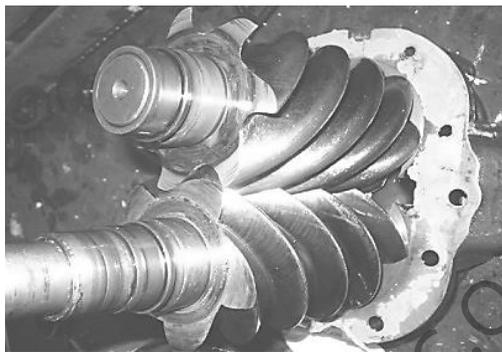
Основными признаками того, что компрессор требует как минимум диагностики, являются:

– повышенная температура или локальный нагрев винтового блока компрессора;

– падение давления и производительности;

– посторонние шумы при работе компрессора;

- повышенная вибрация;
- течь масла по стыкам винтового блока;
- заедание, подклинивание винтового блока.



*Рис. 4.9. Общий вид винтовой пары*

Если при ТО не ограничиваться сменой фильтров, а проводить тщательную диагностику деталей, склонных к преждевременному износу, компрессорное оборудование прослужит заявленное время и даже больше. Своевременный ремонт и плановое техническое обслуживание винтовых компрессоров в соответствии с рекомендациями производителя существенно снижают риск серьезных поломок техники.

## Глава 5. КОМПРЕССОРЫ В СИСТЕМАХ ОБРАБОТКИ ГРУЗА НА ТАНКЕРАХ–ГАЗОВОЗАХ

### 5.1. Особенности применения

При работе танкеров–газовозов, как при грузовых операциях, так и при перевозках всегда приходится иметь дело с так называемым BOG (Boil-off gas) — «отпарным газом». Сжиженный природный (СПГ — LNG) и нефтяной (СНГ/СУГ — LPG) газы всегда частично испаряются и при грузовых операциях, и при перевозке (0,1–0,15 % в сутки). Этот «отпарной» (boil-off) газ нужно опять сжать охладить и вернуть в танки для хранения или, при разгрузке–за очистке танков, чтобы была возможность откачать его в сжиженном виде насосами на берег; или же чтобы использовать его как топливо для двухтопливных (DF— double fuel) двигателей на борту.

Для работы по сжатию и перемещению этих газов (метан, этан, бутан, этилен и др.) применяются и поршневые, лопастные лопаточные (турбо), и мембранные, и некоторые другие типы компрессоров.

*Примечание: в 1971 году Международный институт холода принял рекомендацию называть «криогенной» температуру ниже 120К. Это температура конденсации природного газа (т. е. смеси метана (от 70 до 98 %) с азотом, углекислым газом, этаном и др. газами). Соответственно, название «криогенный компрессор» получает при работе в установках криогенных, то есть в таких, в которых сжимаемый газ хотя бы на одной из стадий цикла имеет криогенную температуру.*

### 5.2. Поршневой компрессор для «отпарного» газа фирмы «Бурхардт» (Burckhardt) тип 2K120–2A

Характеристики:

- газ: метан CH<sub>4</sub> (макс. 10% N<sub>2</sub>);
- подача 3015 м<sup>3</sup>/ч;
- температура всасывания –150 °С;
- давление всасывания 1,17 бар;
- давление нагнетания 10.3 bar;

- мощность на валу 520 кВт / 697 л.с.;
- число обороты коленвала 710 мин<sup>-1</sup>;
- картер: газоплотный до 15 бар.

Данный компрессор работает с относительно малыми потоками газа при низкой, но не криогенной температуре. Имеет высокую эффективность, простую конструкцию и компактный дизайн (рис. 5.1–5.2). Он установлен на открытой палубе LPG-танкера грузоподъемностью 3000 м<sup>3</sup> «В Gas Mariner». Из рис. 5.2. понятна схема его работы.



Рис. 5.1. Компрессор «отпарного газа» Бурхардт 2К120–2А на открытой палубе судна

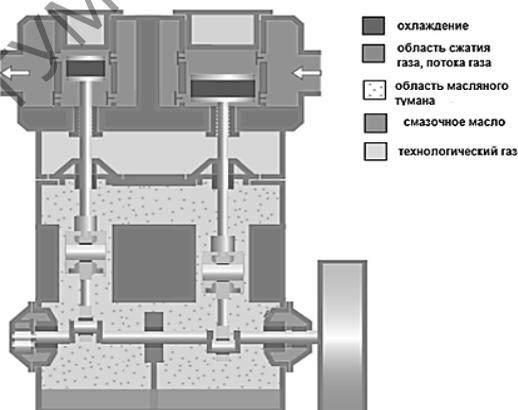


Рис. 5.2. Схема работы компрессора 2К120 для «отпарного» газа

Компания Бурхардт также предлагает поршневые компрессоры этой же серии с такими характеристиками работы:

- температура всасывания до  $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,
- давление нагнетания при пяти ступенях 35 МПа и подача в этом случае до 8800 кг газа в час. (для метана это ок. 13 000 м<sup>3</sup>/час); при трех ступенях и 6 МПа давления нагнетания подача будет в два раза больше.

Но для более крупных газозовов требуются более значительные производительности компрессоров, которые легче получить от турбокомпрессорных агрегатов.

### **5.3. Криогенный центробежный турбокомпрессор для газа CM series фирмы CryoStar, Франция**

Подобные криогенные компрессоры установлены на судах-газовозах компании «Совкомфлот».

Кратко рассмотрим особенности работы этих компрессоров.

КМ подразделяются на компрессоры высокой производительности и компрессоры низкой производительности.

Компрессоры *высокой производительности* (два) используются для поддержания стабильного давления во время погрузки, перед началом перекачки отпарного газа на берег в процессе погрузки и при первоначальном охлаждении, а также при зачистки (during loading, warming up and gas purging operation).

Два компрессора *низкой производительности* предназначены для подачи пара СПГ, который образуется обычным путем и через принудительное испарение, как топливо для двухтопливных ДВС и котлов.

Каждый сдвоенный агрегат установлен на одной жесткой раме в помещении грузовых операций, в отдельных компрессорных отделениях.

Компрессоры приводятся в действие электрическими моторами, установленными в отдельном помещении, между ними и компрессорами установлена газонепроницаемая переборка. Вал привода, проходящий через переборку, оборудован газонепроницаемым масляным затвором. Компрессоры можно запускать с места или из ПУГО.

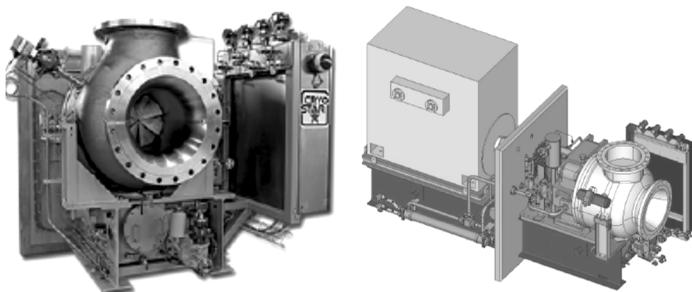


Рис. 5.3. Внешний вид компрессоров для газа фирмы CryoStar серии CM (фото из рекламных материалов и рисунок из судовой документации танкера «Прспект Гагарина»)

Характеристики компрессора высокой производительности (так называемый «Heavy Duty Compressor»):

- тип: центробежный одноступенчатый, с фиксированной скоростью и изменяемым углом входных лопаток;
- подача 34000 м<sup>3</sup>/час или 53414 кг/час;
- давление на входе / выходе 1,13 / 1,96 (бар абс.);
- температура газа на входе / выходе –140 / –109,3 °С;
- скорость вращения вала 11200 мин<sup>-1</sup>;
- скорость вращения вала электромотора 3576 мин<sup>-1</sup>;
- характеристики мотора 6600 VAC, 60 Гц, 1065 кВт.

Компрессор высокой производительности (“HD Compressor”) для достижения требуемого протока газа имеет входные управляемые лопасти (сопла ВНУ), расположенные на всасывании (см. рис. 5.4). Лопасти управляются пневматикой, которая получает сигнал от измерителя потока. Изменение позиции лопастей возможно от –30 °С до +80 °С. Эта позиция показывается как на месте, так и в ПУГО.

Характеристики компрессора низкой производительности (так называемый «Low Duty Compressor»):

- модель CM 2–200;
- тип: центробежный двухступенчатый, двухскоростной с диффузорными направляющими лопатками;
- подача 4300 м<sup>3</sup>/час или 6476 кг/ч;
- давление на входе / выходе 1, 03/6,5 (бар абс.);
- температура газа на входе / выходе –120/60,6 °С;

- скорость вращения вала  $29775 \text{ мин}^{-1}$ ;
- скорость вращения вала электромотора  $3578 \text{ мин}^{-1}$ ,  $1781 \text{ мин}^{-1}$ ;
- характеристики мотора 6600 VAC, 60 Гц, 800 кВт.

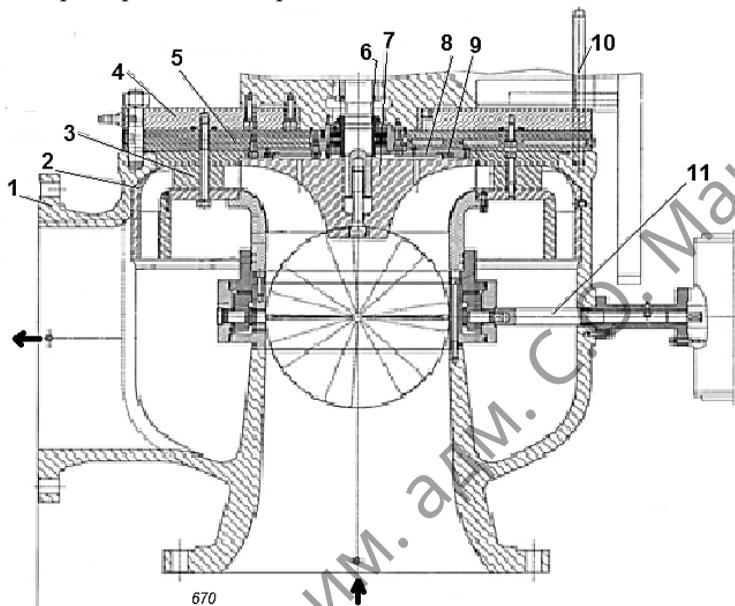


Рис. 5.4. Компрессорная часть турбокомпрессора SM 400/55-HD:

- 1 — корпус; 2 — осевой диффузор; 3 — диффузор; 4 — промежуточная плита;
- 5 — изолирующий диск; 6 — набор уплотнений сальника вала;
- 7 — колесо компрессора; 8 — упорный диск; 9 — лабиринтовое уплотнение;
- 10 — центрирующий штифт; 11 — привод набора сопел

На рис. 5.5 изображена упрощенная реальная схема компрессорного отделения танкера «Проспект Гагарина» (dw114 000 тонн), предназначенного для перевозки сжиженного природного газа.

Система газового затвора предусмотрена для предотвращения проникновения масляного тумана в пространство сжатого пара СПГ и для избежания проникновения холодного газа в редуктор и в систему смазки. В затворе используется азот, производимый азотным генератором на борту судна. Азот вводится в углеродное кольцо набивки типа возвратного лабиринта, которое расположено между подшипником вала редуктора и маховиком (колесом компрессора).

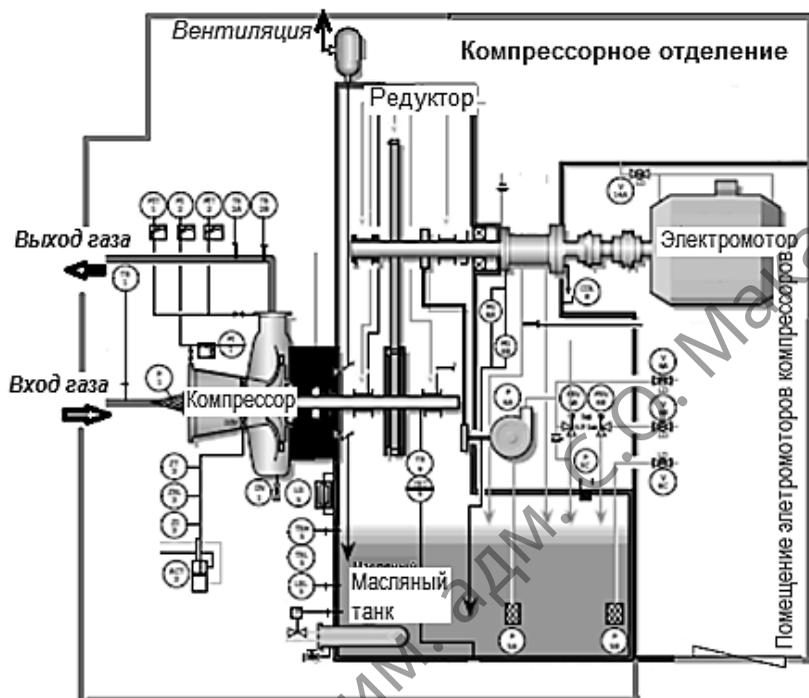


Рис. 5.5. Упрощенная схема компрессорного отделения танкера «Проспект Гагарина»

Система переборочного масляного затвора. Каждый вал компрессора оборудован масляным затвором, предотвращающим проникновение газа из компрессорного отделения в электродвигательное отделение. Затворы гибкого типа. Они закреплены на переборке и свободно плавают на валах, ограниченные двумя шарикоподшипниками. Масляный затвор между ними обеспечивают газонепроницаемость.

## Глава 6. ДРУГИЕ ТИПЫ КОМПРЕССОРОВ, УСТАНОВЛИВАЕМЫХ НА СУДАХ

Нижеописанные КМ на судах встречаются реже, но судовой механик должен понимать базовые принципы их работы для обеспечения правильной эксплуатации.

### 6.1. Судовые спиральные компрессоры

*Спиральные КМ* — это разновидность безмасляных компрессоров роторного типа. Спиральные аппараты сжимают газ в объеме, который уменьшается постепенно. Основной рабочий орган, как следует из названия класса агрегатов — архимедова спираль. Одна спираль закреплена неподвижно в корпусе устройства.

Другая — подвижная — соединена с приводом. Сдвиг по фазе между спиральями равняется  $180^\circ$ , благодаря чему происходит образование воздушных полостей с изменяемым объемом.

Принцип работы агрегата следующий (рис. 6.1):

- во время вращения рабочей спирали между ее концом и стенками стационарного элемента отсутствует зазор;
- в процессе оборачивания образуется зона сжатия, по мере поступления к центру спирали воздух сжимается;
- сжатое рабочее тело выбрасывается в выходной тракт.

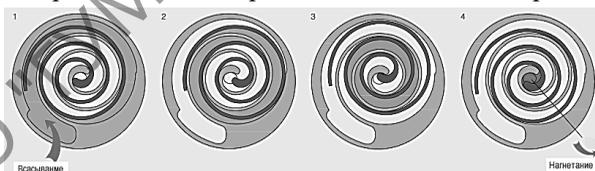


Рис. 6.1. Принцип работы спирального компрессора

К числу достоинств спиральных компрессоров относятся невысокая нагрузка на электродвигатель, включая момент пуска, и низкие уровни шума и вибрации.

Еще одно достоинство спиральных компрессоров — более высокие энергетические показатели по сравнению с компрессорами других типов, в том числе объемный и эффективный коэффициент полезного дей-

ствия. Спиральный компрессор даже в одной ступени способен достигнуть отношения давления нагнетания к давлению сжатия выше 10!



Рис. 6.2. Спиральный компрессор в разрезе:

- 1 — охлаждающий вентилятор;
- 2 — всасывающая камера;
- 3 — всасывающее отверстие;
- 4 — напорное отверстие;
- 5 — фиксированная спираль;
- 6 — орбитальная спираль;
- 7 — температурный датчик защиты;
- 8 — камера сжатия

Спиральные компрессоры с каждым годом находят все большее применение в технике и прежде всего в холодильной. Это обусловлено тем, что они более надежны в эксплуатации, содержат на 40% меньше деталей, чем поршневые, производят меньше шума и имеют больший ресурс эксплуатации. По сравнению с поршневым компрессором аналогичной производительности у спирального — суммарное число деталей меньше в два раза. А масса и габаритные размеры на 20–50 %.

Границы холодопроизводительности для спиральных компрессоров постоянно увеличиваются и в настоящее время приближаются к 200 кВт при использовании многокомпрессорной станции. Спиральные компрессоры нашли применение во всех основных системах воздушного кондиционирования на судах и в транспортных установках, включая рефрижераторные контейнеры.

Например, на рис. 6.3, разработанная ВНИИХОЛОДМАШ, машина холодильная морская МХМ25 со спиральным компрессором водоохлаждаемая модульная мал шумная ударостойкая. Холодопроизводительность 25кВт, подача хладоносителя 6 м<sup>3</sup>/час, масса 560 кг, размеры 590 мм×1390 мм.



Рис. 6.3. Разработанная ВНИИХОЛОДАМШ —  
Машина холодильная морская MXM25

Другой пример — спиральные компрессоры фирмы «Атлас Копко» серии SF. Основные характеристики КМ: подача 0,17 — 2,45 м<sup>3</sup>/мин, давление 0,8–1,0 МПа, потребляемая мощность 1 – 22 кВт, уровень шума 53–65 дБА. Компания предлагает их и в рамках морской программы MAS (Marine Air Solution).

## 6.2. Воздуходувки

Воздуходувки можно иначе охарактеризовать как «компрессоры низкого давления», служащие для подачи воздуха или производства вакуума. На судах компрессоры низкого давления представлены как объемным типом КМ — пластинчатыми (часто именуемые как «шиберные» или «роторно-пластинчатые» — “rotary vane compressor”) компрессорами и двухроторными компрессорами типа «Рутс» (“Roots rotary displacement”), а также динамическим типом КМ — вихревыми воздуходувками. Первые можно встретить, например, в станциях биологической обработки сточных вод, для постоянного насыщения жидкости воздухом, необходимого для жизнедеятельности аэробных бактерий и, значит, для нормального функционирования всей установки.

Вихревые КМ на судах они довольно редки, но и они находят применение, например, в специализированных судовых системах — таких как установки воздухообеспечения для подачи очищенного от радиоактивных веществ воздуха, в установках осушения инертных газов, для создания вакуума и др.

### 6.2.1. Принципы работы

Принцип работы пластинчато–роторного КМ понятен по рис. 6.5, двухроторного компрессора Рутса из рис. 6.6, а вихревого КМ — по рис. 6.7.

В *пластинчатом КМ* — пластины при вращении ротора перемещаются центробежной силой от его центра к периферии и прижимаются к внутренней поверхности корпуса. В результате происходит непрерывное создание рабочих камер, ограниченных соседними пластинами и корпусами ротора и аппарата. За счет смещенных осей изменяется объем рабочих камер.

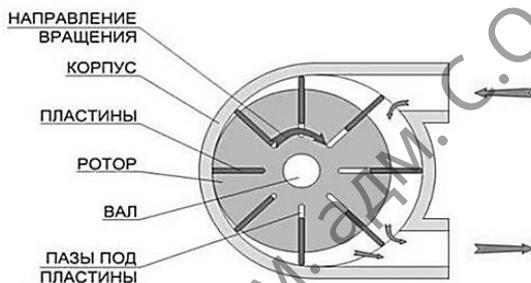


Рис. 6.5. Схема роторно-пластинчатого компрессора

Английские братья-изобретатели Рутс (Roots) в 1859 году создали низконапорный *двухроторный компрессор*, где пара роторов особой формы, объединены механическими приводами с вращением в противоположные стороны.

Между роторами и стенками корпуса присутствует небольшой зазор. Особенность этого метода нагнетания в том, что воздух сжимается не внутри, а как бы снаружи компрессора, непосредственно в нагнетательном трубопроводе. Именно поэтому их иногда называют компрессорами с внешним сжатием. Воздух как бы зачерпывается кулачками (попадая в пространство между роторами и корпусом) и выжимается в нагнетательный трубопровод. Главным минусом такого способа нагнетания является то, что, раз процесс сжатия воздуха осуществляется вовне компрессора, его эффективная работа возможна лишь до определенных значений наддува. Роторы не касаются ни стенок, ни друг друга, соответственно, нет и износа.

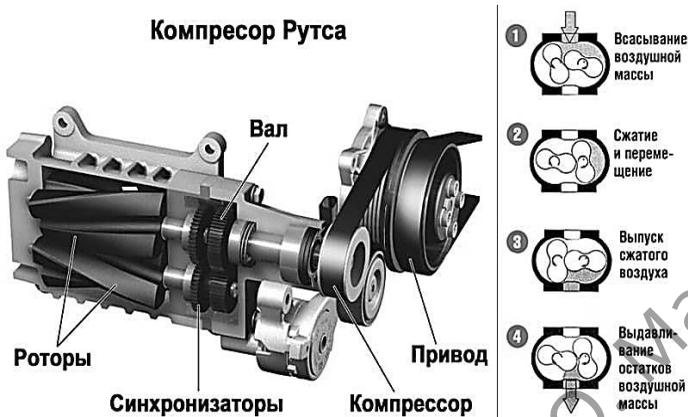


Рис. 6.6. Компрессор Рутса и его принцип работы

В *воздуходувках вихревого типа* газ возвращается к оси по внутренней стенке бокового канала, затем поступает повторно в область действия того же рабочего колеса. Так как рабочее колесо неоднократно воздействует на газ, то передаваемая ему кинетическая энергия увеличивается, способствуя повышению давления. Воздуходувки вихревого типа работают почти бесшумно, имеют компактную форму, достаточную степень надежности, и просты в обращении. Это машины с малым давлением сжатия порядка до 60–105 кПа и подачей до 160 м<sup>3</sup>/мин. Они уступают, однако, своим двухроторным конкурентам по КПД.

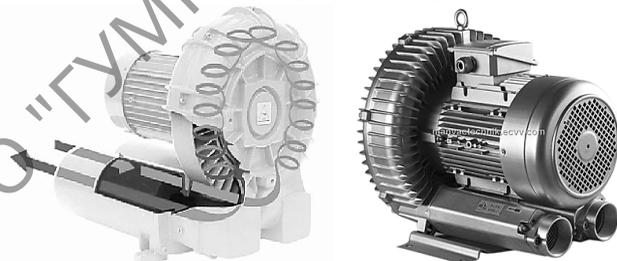


Рис. 6.7. Схема движения газа и внешний вид воздуходувки вихревого типа

#### 6.2.2. Судовой пластинчатый компрессор фирмы «Хамворти»

На рис. 6.8 изображен пластинчатый компрессор DLT40 английской фирмы Hamworthy, производительностью 40 м<sup>3</sup>/час с давлением

до 1,0 бар установки биологической обработки сточных вод ST6A. Передняя крышка снята. Скользящие в пазах ротора графитовые пластины — иное название «угольные ламели» (carbon blades) — изнашиваемые расходные детали, минимальный комплект которых всегда должен быть в запасе.



Рис. 6.8. Пластинчатый компрессор DLT40 фирмы Hamworthy

### 6.2.3. Судовой компрессор типа Рутс фирмы «Атлас Копко»

На рис. 6.9 изображен принцип работы и внешний вид безмасляного компрессора-воздуходувки от компании «Атлас Копко» предлагаемый для работе на судах — так называемые “Tri-lobe element” — «трехлопастные / трехроторные» серии ZL 2 VSD. Их производительность 500–1090 м<sup>3</sup>/ч, создаваемое давление 30–100 кПа, мощность 11–45кВт.

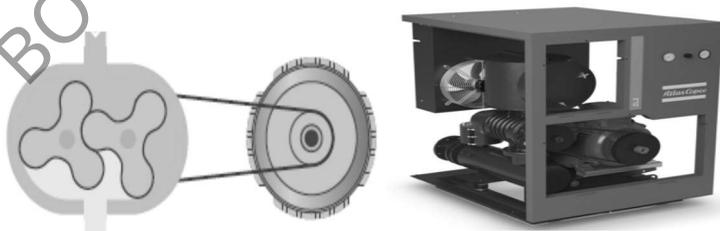


Рис. 6.9. Принцип работы и внешний вид КМ «Атлас Копко» серии ZL 2 VSD

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках данного пособия невозможно рассмотреть все варианты КМ, с которыми может встретиться судовой инженер. Например, вне обзора остались мембранные, водокольцевые, струйные, с кулачковыми роторами, с кулисным приводом и другие типы из огромного мира компрессоров.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Тигарев П. А.* Справочник по судовым компрессорам. — Л.: Судостроение, 1981. — С. 320.
2. *Харин В. М.* Судовые машины, устройства и системы: учеб. / В. М. Харин [и др.]; под ред. В. М. Харина — О.: Фееникс; М.: Транслит, 2010. — 648 с.
3. *Харин В. М., Скоморохов В. И.* Судовые воздушные компрессоры. — О.: Фееникс, 2003. — 144 с.
4. *Возницкий И. В., Пунда А. С.* Судовые двигатели внутреннего сгорания. Т. 2: М. Моркнига, 2008. — 470 с.
5. *Пластинин П. И.* Поршневые компрессоры. Т. 1. Теория и расчет. — М.: КолосС, 2006. — 456 с.
6. *Абдурашитов С. А.* Насосы и компрессоры / С. А. Абдурашитов [и др.]. — М.: «Недра», 1974. — С. 296.
7. *Попов В. В.* Эксплуатация судовых вспомогательных механизмов, систем и устройств: конспект лекций — Керчь, 2021. — 182 с.
8. *Железняк А. А., Бордюг А. С.* Судовые вспомогательные механизмы: учебное пособие — Керчь, 2020. — 87 с.
7. *Чиняев И. А.* Судовые вспомогательные механизмы, — М.: Транспорт, 1989. — 295 с.
8. Судовые вспомогательные механизмы: пер. с англ. / Под ред. Е. Сушита и Д. Смита. — Л.: Судостроение, 1978. — С. 376.
9. Процессы и аппараты химической технологии. Общий курс: в 2 кн./ В. Г. Айнштейн [и др.]; под ред. В. Г. Айнштейна — М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2014. — 1758 с.

10. *Галеркин Ю. Б., Козаченко Л. И.* Турбокомпрессоры.: учеб. пособие. — СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. — 374 с.
11. *Лазарев Е. А., Лазарев В. Е.* Конспект лекций по агрегатам наддува двигателей: учеб. пособие (электронная версия). — Южно-Уральский гос. ун-т, Челябинск, 2010. — 187 с.
12. *Фотин Б. С., Пирумов И. Б. и др.* Поршневые компрессорные машины и установки — Л.: Машиностроение, 1987. — 372 с.
13. *Ляшков В. И.* Тепловые двигатели и нагнетатели: учебное пособие — Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. — 124 с.
14. *Молодова Ю. И.* Компрессоры объемного действия. Типы и механизм движения: учеб.-метод. пособие. — СПб.: НИУ ИТМО; ИХи БТ, 2014. — 41 с.
15. *Воронин В. П., Танасов Е. Н.* Судовые вспомогательные механизмы: учеб. пособие. — Одесса, 2010. — 265 с.
16. *Фока А. А.* Судовой механик: Справочник / А. А. Фока [и др.] под ред. А.А. Фока — В 3-х т. — Т. 2. — О.: Феникс, 2010. — 1032 с.
17. *Петров Ю. С.* Судовые холодильные машины и установки — Л.: Судостроение, 1991. — 400 с.
18. *Рис В. Ф.* Центробежные компрессорные машины. М.-Л.: «Машиностроение», 1964. — 336 с.
19. *Носков А. Н.* Объемные компрессоры холодильных машин: учеб.-метод. пособие. — СПб.: Университет ИТМО, 2016. — 33 с.
20. *Черкасский В. М.* Насосы, вентиляторы, компрессоры: учебник. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 416 с.
21. *Костылев И. И., Петухов В. А.* Судовые системы: учебник. — СПб.: Изд-во ГМА им. адм. С. О. Макарова, 2010. — 420 с.

Учебное издание

**Перов Валентин Николаевич**

**Судовые компрессоры**

*Учебно-методическое пособие*



198035, Санкт-Петербург, Межевой канал, 2

Тел.: (812) 748-97-19, 748-97-23

E-mail: izdat@gumrf.ru

*Публикуется в авторской редакции*

Техническая редакция

и оригинал-макет

*М. Н. Евсюткина*

Подписано в печать 03.08.2022

Формат 60×90/16. Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman  
Усл. печ. л. 5,5. Тираж 100 (первый завод — 50) экз. Заказ № 280/22