

Федеральное агентство по образованию

---

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

---

**Ю.Б. ГАЛЕРКИН**

## **ТУРБОКОМПРЕССОРЫ**

Рабочий процесс, расчет и проектирование  
проточной части

**Учебное пособие**

Санкт-Петербург  
Издательство Политехнического университета  
2008

УДК 621.515, 621.438 (075.8)  
ББК 31.76я73  
Г156

**Турбокомпрессоры.:** Учеб. пособие. Ю.Б. Галеркин. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008.

Работа выполнена в рамках реализации Инновационной образовательной программы Санкт-Петербургского государственного политехнического университета «Развитие политехнической системы подготовки кадров в инновационной среде науки и высокотехнологичных производств Северо–Западного региона России».

Пособие соответствует содержанию лекционных курсов специальных дисциплин по ГОС «Теория, расчет и конструирование компрессорных машин динамического действия», «Машины низкотемпературной техники», «Холодильные машины и установки» для студентов, обучающихся по:

- направлению 657400 «Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника», специальность 101500 «Вакуумная и компрессорная техника физических установок»,
- направлению 651200 «Энергомашиностроение», специальность 101700 «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование»,
- направлению 651100 «Техническая физика», специальность 070200 «Техника и физика низких температур».

Пособие может быть полезно для студентов смежных специальностей и для всех лиц, нуждающихся в информации по турбокомпрессорам.

Ил. 372. Библиогр.: 17 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

© Ю.Б. Галеркин  
© Санкт-Петербургский государственный  
политехнический университет, 2008

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
ПРЕДИСЛОВИЕ	1-6
УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ	1-9
1. ВВОДНАЯ ЧАСТЬ	1-12
1.1. Определение	1-12
1.2. Принцип действия	1-13
1.3. Области применения компрессоров	1-22
2. ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА	2-1
2.1. Преобразование энергии в турбокомпрессоре. Основные уравнения	2-1
2.2. Система координат. Треугольники скоростей	2-12
2.3. Действительный характер течения и его схематизация	2-19
2.4. Характеристики турбокомпрессоров	2-21
2.5. Совместная работа турбокомпрессора с сетью. Помпаж	2-22
2.6. Заключение – цели и методы газодинамической теории турбокомпрессоров	2-34
3. ДВИЖЕНИЕ ГАЗА В КАНАЛАХ ПРОСТОЙ ФОРМЫ	3-1
3.1. Каналы простой формы как модели для рассмотрения процессов в проточной части турбомашин	3-1
3.2. Движение газа в трубах	3-2
3.3. Течение в прямоосных диффузорах	3-13
3.4. Течение в криволинейных каналах	3-28
3.5. Влияние сжимаемости на движение в каналах. Критерии подобия	3-45
3.6. Подobie условий течения в проточной части	3-54
3.7. Классификация потерь по физической природе	3-60
3.8. Специфика течения в межлопаточных каналах центробежных рабочих колес	3-62
4. ОБТЕКАНИЕ ПРОФИЛЕЙ И РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ.	4-1
4.1. Принципы анализа	4-1
4.2. Аналогия между треугольниками скоростей турбокомпрессоров и условиями обтекания элементарных лопаточных решеток	4-5
4.3. Обтекание тонкой пластинки	4-8
4.4. Возникновение подъемной силы. Постулат Жуковского-Чаплыгина	4-14
4.5. Циркуляция скорости. Разгонный и остановочный вихри	4-18
4.6. Невязкое и вязкое обтекание прямого профиля	4-22
4.7. Невязкое и вязкое обтекание изогнутого профиля	4-27

4.8. Обтекание решетки профилей	4-32
4.9. Перестройка потока на входе и выходе решетки	4-36
4.10. Диаграммы «невязких» скоростей как источник информации об эффективности решеток	4-40
4.11. Геометрические параметры профилей решеток	4-48
4.12. Определение силы взаимодействия профиля с потоком (Теорема Жуковского)	4-52
4.13. Аэродинамические коэффициенты. КПД диффузорной решетки	4-60
4.14. Основы методики испытаний в аэродинамических трубах	4-64
4.15. Аэродинамические характеристики профиля и решетки профилей	4-69
4.16. Обобщенная характеристика плоской решетки	4-73
4.17. Оптимальная нагрузка компрессорной решетки	4-77
4.18. Диаграмма номинальных режимов	4-79
4.19. Влияние критериев подобия на характеристики плоских решеток	4-82
4.20. Течение в пространственных решетках	4-101
4.21. Особенности обтекания реальных лопаточных аппаратов	4-109
5. СТУПЕНЬ ТУРБОКОМПРЕССОРА	5-1
5.1. Состав проточной части и ступеней турбокомпрессора	5-1
5.2. Характерные скорости в ступенях осевых и центробежных компрессоров	5-2
5.3. Производительность ступени. Коэффициенты расхода	5-3
5.4. Коэффициенты напора	5-7
5.5. Безразмерное число оборотов	5-12
5.6. Степень реактивности	5-15
5.7. Коэффициенты полезного действия ступени	5-17
5.8. Газодинамические характеристики ступеней	5-22
6. СТУПЕНЬ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА	6-1
6.1. Два этапа профилирования. Расчетный радиус	6-1
6.2. Кинематические схемы ступеней в зависимости от степени реактивности	6-2
6.3. Профилирование лопаточных аппаратов по результатам испытаний плоских решеток	6-13
6.4. Расчет треугольников скоростей по высоте лопаток	6-19
6.5. Выбор параметров и определение размеров ступени осевого компрессора	6-28
6.6. Построение аэродинамической формы лопаток	6-42
6.7. Окончательный этап профилирования ступеней осевого компрессора	6-46

6.8. Характеристики осевых ступеней. Влияние критериев подобия	6-48
6.9. Способы изменения газодинамических характеристик ступеней осевых компрессоров	6-52
6.10. Ступени предельных параметров	6-56
7. СТУПЕНЬ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА	7-1
7.1. Основы одномерной теории ступени	7-1
7.2. Внешние (щелевые) потери в рабочем колесе	7-25
7.3. Основы профилирования проточной части	7-47
7.4. Пространственный поток в центробежной ступени	7-148
7.5. Особенности трансзвуковых и сверхзвуковых центробежных ступеней	7-164
7.6. Особенности центробежных вентиляторов	7-171
7.7. Характеристики центробежных компрессорных ступеней	7-176
7.8. Способы изменения характеристик центробежных ступеней	7-199
8. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР	8-1
8.1. Причины применения многоступенчатого сжатия	8-1
8.2. Схемы проточной части осевых компрессоров	8-3
8.3. Схемы проточной части центробежных компрессоров	8-12
8.4. Многовальные турбокомпрессоры	8-15
8.5. Особенности газодинамических характеристик многоступенчатых турбокомпрессоров	8-18
8.6. Влияние условий работы на характеристики турбокомпрессора	8-24
8.7. Охлаждение газа в компрессорах	8-34
8.8. Подводящие и отводящие элементы проточной части турбокомпрессора	8-52
8.9. Коэффициенты полезного действия турбокомпрессора	8-76
8.10. Основы метода универсального моделирования	8-85
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	8-104
ПРИЛОЖЕНИЕ	П-1

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Прототипы современных компрессоров были, очевидно, первыми сложными техническими устройствами, которые изобрело и использовало человечество. Однако, несмотря на почтенный возраст компрессорная техника – одна из наиболее динамично развивающихся.

Традиционные области использования компрессоров – пневматика (передача энергии с помощью сжатого воздуха), металлургия, химия, энергетика (компрессоры газотурбинных установок, наддув ДВС, паровых котлов), холодильная техника, вентиляция и кондиционирование. В зависимости от области применения существенно различаются рабочие характеристики и конструкция компрессоров. Производство турбокомпрессоров (ТК) в развитых промышленных странах растет на 8 – 10% ежегодно. Применение компрессоров в современной экономике – это мощное средство интенсификации технологических и энергетических процессов.

Роль ТК велика в добыче, транспортировке и переработке углеводородного топлива, что особенно важно для нашей страны. Газовая промышленность в России является важной областью применения одного из двух основных видов турбокомпрессоров – центробежных компрессоров. ЦК используются при добыче газа, для его транспортировки, подготовки к транспортировке и при хранении. В системе ОАО “ГАЗПРОМ” работает более четырех тысяч крупных центробежных компрессоров суммарной мощностью более 42 млн. кВт, причем 92.5% машин – отечественной постройки (на 2007 г.). Только эта часть российского парка центробежных компрессоров равна примерно 20% от всех промышленных центробежных компрессоров в мире. Напомним, что основная часть газоперекачивающих агрегатов (ГПА) имеет газотурбинный привод, а газовые турбины имеют в составе осевые турбокомпрессоры с мощностью, примерно вдвое превосходящей механическую мощность на выходном валу турбины. Таким образом, в отношении промышленных турбокомпрессоров Россия – крупнейшая компрессорная держава.

Турбокомпрессоры потребляют большое количество энергии. Например, перекачивая огромное количество газа, центробежные компрессоры Газпрома требуют для их привода топлива на 3.5 млрд. долларов в год (цены 2007 г.). Прямой путь снижения этих издержек – повышение КПД компрессоров, который определяется техническим уровнем газодинамического проекта, то есть выбором оптимальной формы проточной части. Это же справедливо и в отношении осевых компрессоров

приводных газовых турбин.

Трудность газодинамического проектирования турбокомпрессоров связана с исключительно сложным характером движения газа в проточной части. Обычная практика – эксперименты с моделями (точными уменьшенными копиями), испытываемыми на специальных исследовательских стендах, что очень дорого и при недостаточно продуманной программе экспериментов не гарантирует получение решения, наилучшего из всех возможных. Все еще сложные, длительные и не вполне надежные численные исследования с помощью коммерческих программ расчета вязких течений пока не способны решить задачу оптимального проектирования большинства ТК. Как ранее, так сейчас и в обозримом будущем для успешной работы по созданию и эксплуатации турбокомпрессоров необходимо глубоко понимать их рабочий процесс.

Книга написана как пособие к учебным дисциплинам «Теория турбомашин» и «Турбокомпрессоры», которыми студенты, обучающиеся по специальностям 101500 «Вакуумная и компрессорная техника физических установок» и 101700 «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование» на кафедре Компрессорной, вакуумной и холодильной техники Санкт-Петербургского государственного политехнического университета, занимаются в 6 – 10 семестрах. Эти дисциплины включают курсы лекций (6 – 8 семестры), лабораторные работы и выполнение курсовых работ и проектов, сопровождаемых практическими занятиями.

Содержание книги и последовательность изложения практически полностью соответствует программе лекционных курсов. Характер изложения частей 1 – 3 должен помочь обучающимся освоить основные представления и понятия. Дальнейшее изложение рассчитано на читателя, имеющего определенную профессиональную подготовку. В силу специфики учебного пособия, ряд вопросов рабочего процесса (газодинамические характеристики, роль критериев подобия) рассматривается неоднократно, с последовательным усложнением. Ссылки на использованные источники – монографии помогут читателю подробнее познакомиться с заинтересовавшими вопросами.

Автор избежал ссылок на периодические публикации, полагая, что это было бы уместно для монографии, написанной для специалистов. Впрочем, часть 7 («Ступень центробежного компрессора») и некоторые другие разделы могут быть полезны работающим в области турбокомпрессоростроения.

При подборе материалов и иллюстраций большую помощь оказали Л.И. Козаченко, Ю.В. Кожухов и К.В. Солдатова, которая также выполнила окончательную проверку и техническое редактирование. Автор

приносит им глубокую благодарность.

Автор посчитал полезным включить приложение с краткой информацией о конструкции турбокомпрессоров, хотя это не входит в программу лекционных курсов. Над этим разделом автор работал вместе с К.В. Солдатовой.

## УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

### УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $B$  — хорда лопатки
- $c$  — абсолютная скорость (скорость потока в неподвижной системе координат)
- $C_p$  — теплоемкость при постоянном давлении
- $C_v$  — теплоемкость при постоянном объеме
- $c_u$  — окружная составляющая скорости (закрутка потока)
- $c_z$  — расходная составляющая скорости
- $c_a$  — коэффициент подъемной силы
- $c_w$  — коэффициент силы сопротивления
- $c_f$  — коэффициент силы сопротивления трения
- $f$  — площадь поперечного сечения
- $h_d$  — динамический напор
- $h_T$  — подведенный напор
- $h_w$  — потерянный напор
- $i_1 = \beta_{л1} - \beta_1, i_2 = a_{л2} - a_2$  — углы атаки на входе в рабочее колесо и в направляющий аппарат (диффузор) соответственно
- $k_{ш}$  — шероховатость поверхности
- $l$  — высота лопаток
- $\dot{m}$  — массовый расход
- $M$  — момент
- $n$  — показатель политропного процесса
- $N_{мех}$  — механическая мощность
- $N_e$  — мощность на валу турбокомпрессора («эффективная»)
- $N_i$  — мощность, передаваемая газу рабочими колесами («внутренняя»)
- $p$  — давление
- $p_a$  — атмосферное давление
- $P_a$  — подъемная сила
- $R$  — газовая постоянная
- $Re$  — число Рейнольдса
- $t$  — шаг решетки (расстояние между лопатками)
- $w$  — относительная скорость (скорость потока во вращающейся

системе координат), скорость вращения

$\omega$  — угловая скорость

$u$  — окружная скорость

$\bar{V}$  — объемный расход

$z$  — число лопаток, число ступеней компрессора, эмпирический

коэффициент сжимаемости

$\alpha$  — угол между абсолютной скоростью и окружным направлением

$\alpha_l$  — угол лопатки направляющего аппарата (диффузора)

$\beta$  — угол между относительной скоростью и окружным

направлением

$\beta_l$  — угол лопатки рабочего колеса

$\delta$  — толщина пограничного слоя

$\varepsilon$  — отклонение (поворот) потока

$\Phi$  — условный коэффициент расхода

$\varphi$  — коэффициент расхода

$\eta$  — политропный коэффициент полезного действия

$\lambda$  — коэффициент скорости

$\pi$  — отношение давлений

$\theta$  — угол изогнутости профилей

$\rho$  — плотность газа

$\zeta$  — коэффициент потерь

$\psi_T$  — коэффициент теоретического напора

$\psi_{Tн}$  — коэффициент теоретического напора на наружном радиусе

рабочего колеса

$\Omega$  — степень реактивности

## СОКРАЩЕНИЯ

БЛД – безлопаточный диффузор

ВНА – входящий направляющий аппарат

ВП – входной патрубок

ВУ – выходное устройство

ВрНА – вращающийся направляющий аппарат

ВхПНА – входной поворотный направляющий аппарат

ГТД – газотурбинный двигатель

ГТУ – газотурбинная установка

ДВС – двигатель внутреннего сгорания

КВХТ – Кафедра компрессорной, вакуумной и холодильной техники

КПД – коэффициент полезного действия

ЛА – лопаточный аппарат

ЛД – лопаточный диффузор  
ЛПИ – Ленинградский политехнический институт  
НА – направляющий аппарат  
НЗЛ – Невский Завод им. В.И. Ленина  
НП – нагнетательный патрубок  
ОК – осевой компрессор  
ОНА – обратно направляющий аппарат  
ОПК – осесимметричное поворотное колено  
РК – рабочее колесо  
СА – спрямляющий аппарат, система автоматизации  
САПР – автоматизированная система проектирования  
СПбГПУ – Санкт-Петербургский государственный политехнический университет  
ТК – турбокомпрессор  
ТКР – турбокомпрессор радиальный  
ТРД – турбореактивный двигатель  
ТПД – трубка полного давления  
ЦБН – центробежный нагнетатель  
ЦВ – центробежный вентилятор  
ЦК – центробежный компрессор  
ЦКУ – центробежная компрессорная установка  
ЧПУ – числовое программное управление

### **ПОДСТРОЧНЫЕ ИНДЕКСЫ**

1, 2, 3 — параметры потока на входе и выходе лопаточной решетки рабочего колеса и направляющего аппарата  
НА — решетка направляющего аппарата  
 $p$  — параметры на расчетном радиусе осевой ступени  
*расч* — относящийся к расчетному режиму (по расходу)  
РК — рабочее колесо  
 $r$  — проекция скорости на радиальное направление  
 $u$  — проекция скорости на окружное направление  
 $z$  — проекция скорости на осевое направление

### **НАДСТРОЧНЫЕ ИНДЕКСЫ**

\* — относится к полным параметрам (параметрам торможения)  
 $\bar{c} = c/u_2$ ,  $\bar{b} = b/D_2$  — надстрочная черта означает, что скорость отнесена к характерной скорости вращения, линейный размер отнесен к характерному линейному размеру (наружному диаметру рабочего колеса).

# 1. ВВОДНАЯ ЧАСТЬ

## 1.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ

**Компрессоры – это энергетические машины – орудия, служащие для сжатия и перемещения газов.** Такое определение является обычным для русской и иностранной технической литературы. Его следует пояснить.

Термин «сжатие», строго говоря, обозначает процесс уменьшения объема, занимаемого рассматриваемым количеством газа, или уменьшения соответствующей удельной величины – удельного объема  $\nu$  м<sup>3</sup>/кг. По уравнению состояния реального газа удельный объем равен  $\nu = zRT/p$ , откуда следует, что сжатие в обычном смысле слова может быть достигнуто либо путем увеличения давления, либо уменьшения температуры. Однако фактически компрессоры служат именно для повышения давления газов. Они создают перепад давлений, необходимый для обеспечения таких процессов как движение рабочего тела в газовых турбинах, передача механической энергии сжатым воздухом для последующего совершения механической работы в расширительных двигателях, подача смеси газов в химические реакторы, преодоление сопротивления трубопроводов при транспортировке природного газа, получение низких температур в турбохолодильных установках, и многих других.

В перечисленных выше и в ряде других случаев компрессоры решают техническую задачу не уменьшением удельного объема (сжатия), а путем повышения давления. Использование термина «сжатие» вместо термина «повышение давления» объясняется следующими соображениями:

- название «компрессор» в русском и ряде европейских языков происходит от латинского слова, в буквальном переводе означающего «сжимающий»;

- в так называемых **объемных компрессорах** отдельные порции газа повышают свое давление за счет уменьшения объема замкнутой полости, в которую они помещены;

- термин «сжатие» короче, чем «повышение давления», что имеет немаловажное значение для технического языка.

Содержащееся в определении компрессора указание на то, что назначением компрессоров является не только повышение давления, но и перемещение газов, действительно необходимо. Перемещение газов – основная задача одного из видов компрессоров – вентиляторов.

Создаваемое при их работе повышение давления или очень невелико, или практически отсутствует вовсе (вентиляторы для обдува открытых теплообменников, открытые комнатные вентиляторы). У других типов компрессоров совершаемая работа расходуется как на повышение давления, так и на перемещение из области низкого в область высокого давления.

Принадлежность компрессоров к энергетическим машинам определяется тем, что сущностью их рабочего процесса является передача совершаемой двигателем механической работы газу. За счет работы двигателя осуществляется процесс сжатия и перемещения, (а также преодолеваются сопротивления движению газа в компрессоре и его механических частях). Потенциальная энергия давления и кинетическая энергия движения газа могут быть увеличены только за счет работы, совершаемой двигателем.

**Турбокомпрессор (ТК)** – 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. Однако различие в направлении рабочего процесса и в параметрах рабочего тела, присутствие специфических физических явлений делает различными конструкцию, методы проектирования и расчета турбокомпрессоров и турбин.

## 1.2. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

Принцип действия пояснен на примере простейшего **осевого компрессора (ОК)**, схема которого показана на рис. 1.2.1. Он состоит из корпуса (статора) 1 и ротора 2, приводимого во вращение через муфту 3 непосредственно или через повышающую обороты зубчатую передачу (мультипликатор) электродвигателем, паровой или газовой турбиной.

Внутренняя поверхность корпуса и поверхность ротора образуют внутреннюю полость компрессора, омываемую сжимаемым газом – **проточную часть**.

Плоскость, проходящая через ось вращающейся части компрессора – **ротора** – это **меридиональная плоскость**. У осевого компрессора сжимаемый газ – **рабочее тело** – движется в меридиональной плоскости примерно в направлении оси ротора.

Воображаемыми поверхностями, так называемыми **контрольными**

сечениями Н, 1, 2, 3, 4, К (в данном случае это плоские поверхности за исключением конической поверхности 4), проточная часть делится на отдельные элементы проточной части. Основным элементом проточной части – это **рабочее колесо (РК)** – совокупность лопастей специальной аэродинамической формы – **лопаток**, равномерно расположенных по окружности ротора между сечениями 1 и 2 (рис. 1.2.1). На рисунке условно показаны только три лопатки: две в плоскости чертежа, и одна в перпендикулярной ей. В действительности число лопаток рабочего колеса измеряется десятками.

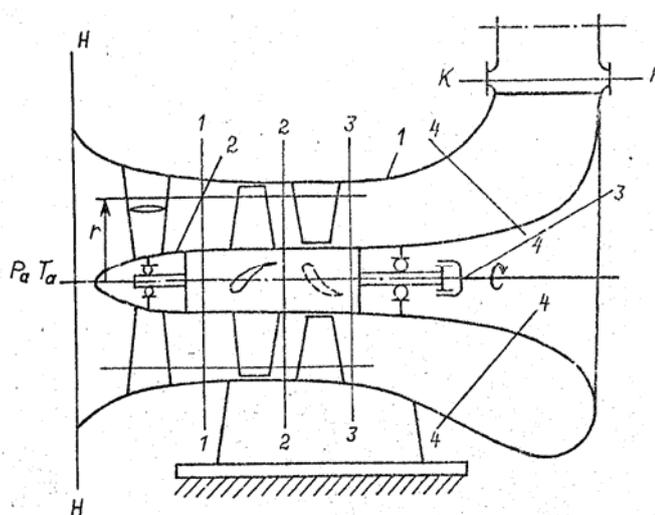


Рис. 1.2.1. Схема осевого компрессора с одной ступенью.

Если в проточной части провести воображаемую цилиндрическую поверхность произвольного радиуса  $r$ , то частицы газа, находящиеся на этой поверхности в начале проточной части, будут оставаться весьма близкими к этой поверхности при прохождении между лопатками, т.е. эту поверхность можно приближенно принять за поверхность тока. Пересечение **цилиндрической поверхности тока** с поверхностью лопатки образует **профиль лопатки**, совокупность профилей всех лопаток на одной поверхности тока – **элементарную кольцевую лопаточную решетку**. Теоретические соображения и опыт показывают, что характер взаимодействия потока с лопатками на цилиндрической поверхности тока такой же, как в плоскости, на которую развернута кольцевая решетка. Такая развертка образует **элементарную прямую решетку**, в которой бесконечный ряд лопаток расположен друг от друга на расстоянии  $t = 2\pi r/z$ , где  $r$  – радиус цилиндрической поверхности тока, а  $z$  – число лопаток колеса (рис. 1.2.2). Профили лопаток имеют удобообтекаемую аэродинамическую форму. Качественный и количественный характер их

взаимодействия с потоком зависит от направления лопаток на входе и выходе, т.е. от угла входа  $\beta_{л1}$  и выхода  $\beta_{л2}$ . Это углы между касательными к средней линии профиля и передним и задним **фронтами решетки**. Это линии, которые соединяют **входную и выходную кромки** лопаток.

В плоскости чертежа решетка колеса перемещается с **линейной скоростью  $u$** , равной **окружной скорости** движения лопаток  $u = \omega \times r$  на цилиндрической поверхности тока.

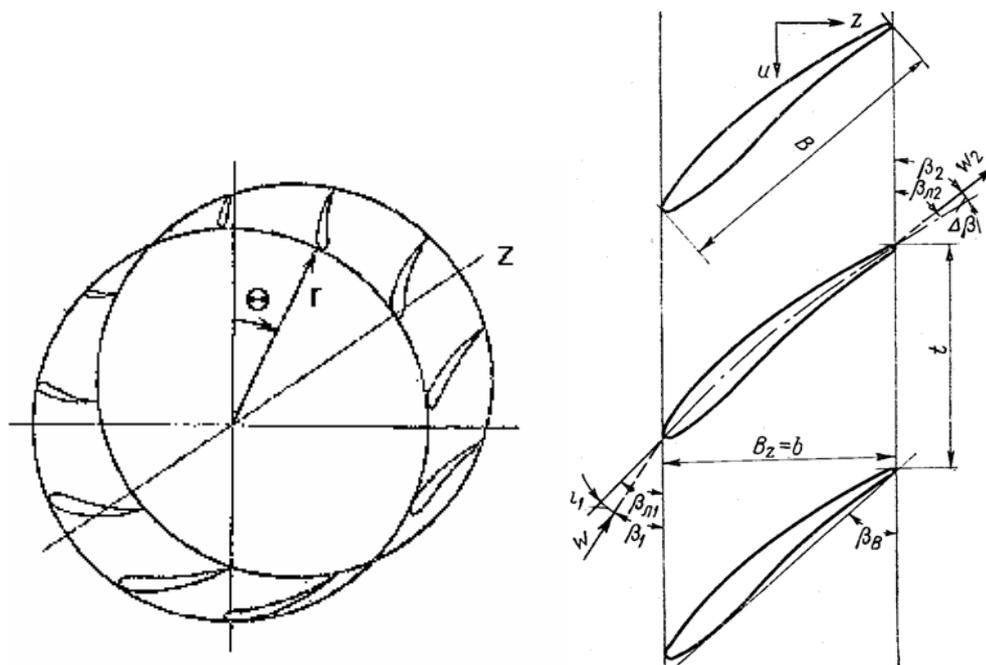


Рис. 1.2.2. Элементарная кольцевая и прямая лопаточные решётки рабочего колеса осевого компрессора

Представим, что в начальный момент времени ротор не вращается:  $\omega = 0$ . Тогда вся проточная часть с учетом межлопаточного пространства заполнена неподвижным газом. Давление газа во всех точках одинаково и в данном случае равно атмосферному давлению  $p_a$ . При включении двигателя лопатки начнут перемещаться. При этом на **передней поверхности** лопаток (обращенной в сторону движения) возникнет повышенное давление, которое создадут силы инерции частиц (элементарно малых объемов) газа на поверхности лопатки, выводимых из состояния покоя перемещающейся лопаткой.

Если бы частицы, находящиеся на **задней поверхности** лопатки, не последовали за ней в момент начала движения ротора, то здесь образовалась бы зона абсолютного вакуума, чего быть не может. В

действительности на задней поверхности возникает пониженное давление. Под действием более высокого давления вдали от задней поверхности частицы газа выходят из состояния покоя и следуют за задней поверхностью лопаток. Области повышенного и пониженного давления (рис. 1.2.3 а) условно обозначены знаками плюс и минус.

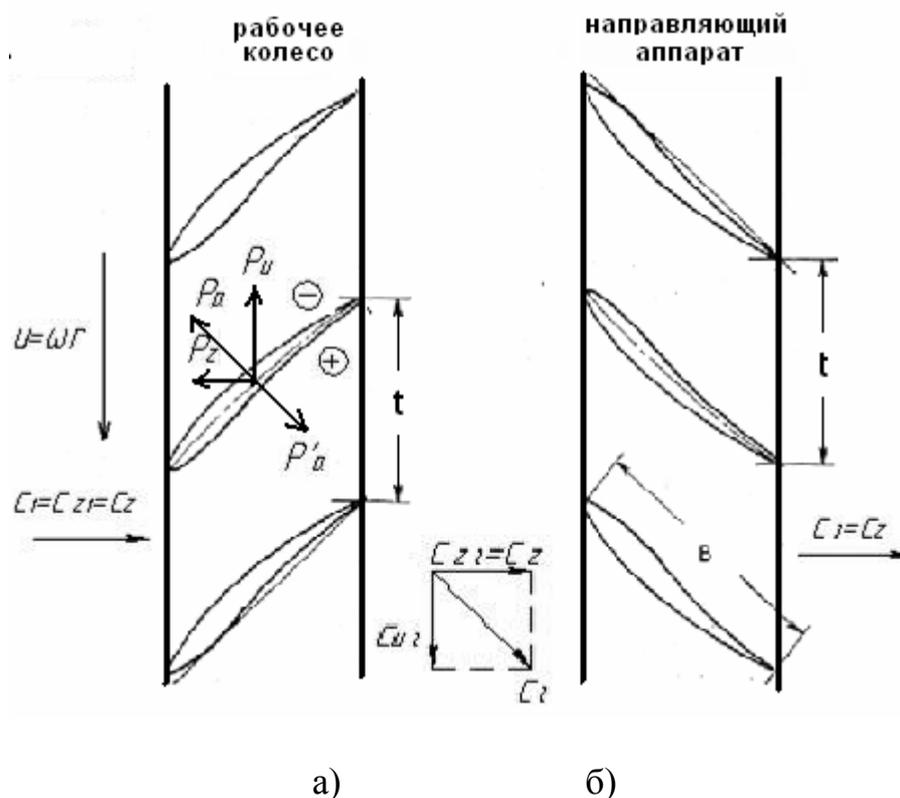


Рис. 1.2.3. Взаимодействие газа с элементарной лопаточной решёткой (решеткой профилей): (а) – рабочего колеса, (б) – направляющего аппарата.

Как известно, на газовые частицы действуют две группы внешних сил:

- сила от разности давления на границах частицы,
- сила трения на границах частицы, направленная вдоль поверхности и возникающая при перемещении соседних частиц относительно друг друга.

Силы трения – основной источник возникновения сопротивления движению газа. Преодоление этого сопротивления требует дополнительных затрат мощности двигателя, т.е. ведёт к потере механической энергии. Однако в суммарном взаимодействии лопаток с газом доля сил вязкости невелика. Если пренебречь силами вязкости, то

получаемая интегрированием давлений по всей поверхности лопатки сила называется **подъемной силой**, или силой Жуковского (академик Н.Е. Жуковский – «отец русской авиации»). При прочих равных условиях эта сила тем больше, чем больше размер лопатки в направлении, перпендикулярном поверхности тока (высота). Так как у элементарной решетки лопатка высоты не имеет, принято считать подъемную силу  $P_a$  действующей на лопатку с высотой, равной единице линейного размера.

В связи с тем, что давление действует по нормали к поверхности профиля, сила  $P_a$  направлена так, как это показано на рис. 1.2.3 а – приблизительно перпендикулярно к хорде профиля. Подъемная сила может быть разложена на составляющие в направлении скорости  $u$  и перпендикулярном направлении  $z$ , совпадающем с осью ротора.

На ротор действует осевая сила  $P_z \cdot l \cdot z$ , где  $l$  – высота лопаток, а  $z$  – их число. У воздушных винтов самолетов и гребных винтов кораблей это сила тяги, ради которой и осуществляется работа таких устройств. В турбокомпрессорах и турбинах эта сила через **упорный подшипник** передается на статор и воспринимается фундаментом. Сила  $P_u$  создает относительно оси  $z$  момент, противодействующий его вращению. Этот момент преодолевается двигателем, который при этом развивает мощность  $N_T = M_z \omega = \omega z \int_l P_u r dl$ . Мощность  $N_T$  передается лопатками рабочего колеса газу, в результате чего совершается работа сжатия и перемещения газа.

В соответствии с законом равенства действия и противодействия, лопатки колеса действуют на газ с силой  $P_a' = -P_a$ . Газ, находившийся в состоянии покоя до начала движения лопаток, начинает двигаться в направлении действующей на него силы  $P_a'$ . Таким образом, в сечении 2 газ приобретает **абсолютную скорость**  $c_2$  (скорость в системе координат, связанной с корпусом компрессора), также имеющую две составляющие: **расходную скорость**  $c_z$  и **закрутку**  $c_u$ .

Через контрольное сечение 2 проходит газ в количестве  $\bar{m} = \rho_2 f_2 c_{z2}$ , где  $\rho_2$  – плотность газа в сечении 2,  $f_2$  – площадь сечения. Массовый расход должен быть одинаковым во всех контрольных сечениях (условие неразрывности потока). Следовательно, в сечении 1 возникает движение в направлении оси  $z$  со скоростью  $c_{z1} = \frac{\bar{m}}{\rho_1 f_1} = \frac{\rho_2 f_2}{\rho_1 f_1} c_{z2}$ . У рабочих колес осевых компрессоров произведение  $\rho \times f$  в сечениях перед, и за

лопатками примерно одинаково и для простоты анализа общепринято считать  $c_{z1} = c_{z2} = c_z$ . В сечении 1 движение газа возникает под действием разрежения, создаваемого лопатками колеса, отбрасывающими газ в направлении  $z$  и  $u$ . Давление  $p_1$  становится меньше давления перед компрессором, в данном случае меньше атмосферного давления  $p_a$ . Под действием разности давлений  $p_a - p_1$  осуществляется процесс непрерывного подвода газа к рабочему колесу через входной патрубок.

В компрессоре, показанном на рис. 1.2.1, разность давлений заставляет газ двигаться в осевом направлении, т.е.  $c_1 = c_{z1} = c_z$  и перед рабочим колесом газ закрутки не имеет. Очевидно, что скорость газа при прохождении через рабочее колесо увеличивается, т.е.  $c_2 \succ c_1$  и при  $c_1 = c_z$  разность кинетических энергий единицы массы газа после и перед колесом равна  $0,5(c_2^2 - c_1^2) = 0,5c_{u2}^2$ . На ускорение потока в колесе тратится часть мощности двигателя  $N_T$ , в данном случае весьма значительная. Другая часть идет на повышение давления и преодоление сопротивления движению газа в колесе. Отметим, что повышение давления в компрессоре может происходить только тогда, когда в конечном сечении  $K$  сопротивление сети создает некоторое противодавление  $\Delta p = p_k - p_a$ . Если бы выходной патрубок не был соединен с сетью, а связывал проточную часть с атмосферой, то при  $\Delta p = 0$  вся мощность двигателя затрачивалась бы на разгон газа и преодоление сопротивления движению газа в проточной части. Но при обычном  $p_k \succ p_a$  за рабочим колесом устанавливается некоторое давление  $p_2 \succ p_a \succ p_1$ . Перемещение газа из области меньшего давления  $p_1$  в область большего  $p_2$  с одновременным его сжатием осуществляется в результате действия силы  $P_a'$  на газ со стороны лопаток.

Таким образом, рабочее колесо является основным, обязательным элементом компрессора. Оно передает газу механическую работу от двигателя, и тогда создается непрерывный поток газа, в котором давление газа возрастает. Избыточная же кинетическая энергия в колесе (при  $c_{u1} = 0$  она равна  $0,5c_u^2$ ) является неизбежным следствием работы колеса, но сама по себе не нужна: для перемещения газа из области низкого  $p_1$ , в область высокого давления  $p_2$  и далее по проточной части достаточна расходная скорость  $c_z$ . Сохранение закрутки потока после РК только увеличило бы потери трения о стенки проточной части.

Известно, что кинетическая энергия газа переходит в энергию

давления, если скорость снижается в каналах специальной формы – диффузорах. У рассматриваемой ступени диффузоры образованы поверхностями соседних неподвижных лопаток **направляющего аппарата (НА)** (сечения 2, 3 на рис. 1.2.1).

Лопатки направляющего аппарата изогнуты таким образом, что входящий в межлопаточные каналы со скоростью  $c_2$  поток отклоняется к осевому направлению, его закрутка уменьшается и на выходе скорость  $c_3$  становится равной расходной составляющей  $c_z$ , а давление возрастает  $p_3 > p_2$ . Следовательно, в сечениях 1 и 3 скорости  $c_1 = c_3 = c_z$  равны и в пределах ступени РК+НА кинетическая энергия не меняется. Благодаря направляющему аппарату поток выходит из ступени не только с той же величиной скорости, но и с тем же направлением, как на входе. Это позволяет в случае необходимости поставить вслед за первой вторую, третью и т.д. ступени.

У современных осевых компрессоров число последовательно устанавливаемых ступеней достигает 15 – 25 и более. В результате конечное давление  $p_k$  может превышать начальное  $p_n$  в десять – тридцать (и более) раз при обычном для одной ступени отношении давлений  $\pi = \frac{p_3}{p_1} \approx 1,15 - 1,35$ . Плоская решетка НА, показанная на рис. 1.2.3 б, уменьшает закрутку потока частично, что характерно для определенного типа ступеней ОК.

**Выходное устройство (ВУ)** (сечения 3 – К) отводит газ от ступени (от последней ступени в случае многоступенчатого компрессора) к трубопроводу сети. Скорость в трубопроводе не может быть большой, иначе по пути к потребителю будет потеряна большая часть давления. Поэтому выходное устройство состоит из осесимметричного кольцевого диффузора (сечение 3 – коническое сечение 4) и патрубка (сечения 4 – К), собирающего газ по окружности выхода из диффузора и направляющего его в нагнетательный трубопровод.

Итак, проточная часть осевого компрессора состоит из следующих элементов (рис. 1.2.1):

- **входного патрубка** (сечения Н – 1), в который газ засасывается и где он разгоняется до скорости  $c_1$ , благодаря разрежению, создаваемому рабочим колесом;
- одной или нескольких **ступеней** (сечения 1 – 3), состоящих из **рабочего колеса и направляющего аппарата**;
- **выходного диффузора** (сечения 3 – 4);
- **выходного патрубка** (сечения 4 – К).

На рис. 1.2.4 показана схема одноступенчатого **центробежного компрессора (ЦК)**, который по принципу действия не отличается от осевого компрессора. Лопатки 1 рабочего колеса расположены не на цилиндрической поверхности ротора, как у осевого, а на радиальной поверхности основного диска 2 рабочего колеса. Высота лопаток меньше, чем у осевого компрессора, поэтому протечки через зазор между неподвижным корпусом и открытыми торцами лопаток, как у ОК, были бы слишком велики. Поэтому торцы лопаток закрыты покрывающим диском 3. Лопатки 1 и диски 2 и 3 образуют центробежное рабочее колесо **закрытого типа**. Иногда покрывающий диск не делают, тогда колесо называют **полуоткрытым**.

При вращении колеса его лопатки закручивают поток, т.е. придают ему окружную составляющую скорости  $c_u$  и перемещают газ в направлении от оси машины к периферии со скоростью  $c_r$ , чем объясняется название машины – центробежный компрессор. При движении газа через межлопаточные каналы колеса и потом через неподвижные лопатки следующего элемента ступени, **лопаточного диффузора (ЛД)** 4, за поверхности тока можно приближенно принять радиальные плоскости. На рис. 1.2.4 б показано сечение центробежной ступени радиальной плоскостью. Пересечение этой плоскости с лопатками колеса и лопаточного диффузора образует соответствующие элементарные **круговые решетки**, форма которых ясна из рис. 1.2.4 б.

Характер взаимодействия лопаток колеса с потоком такой же, как у осевого компрессора. Аэродинамическая сила  $P_a$  создает на лопатках колеса момент, для преодоления которого необходим приводной двигатель. Сила  $P_a'$ , действующая на газ со стороны лопаток, заставляет газ двигаться со скоростью  $c$  в направлениях  $u$  и  $r$ . Составляющая скорости  $c_u$  – «закрутка», составляющая  $c_r$  – расходная скорость. Возникающее перед лопатками разрежение заставляет газ непрерывно двигаться к колесу, сначала в осевом направлении, а потом – в радиальном (рис. 1.2.4 а). Лопатки диффузора 4 сделаны так, что скорость на его выходе  $c_4$  меньше, чем  $c_2$ , как за счет радиальной, так и за счёт окружной составляющей. Выходное устройство – **улитка** 5 – собирает газ по окружности лопаточного диффузора 4 и выводит его из проточной части. Обычно скорость  $c_k < c_4$ , т.е. улитка – это дополнительный диффузор.

Показанная на рис. 1.2.4 схема соответствует одноступенчатому компрессору. Если для получения большого конечного давления требуется последовательное сжатие в нескольких ступенях, вместо улитки применяют **обратно-направляющий аппарат (ОНА)**. Форма этого

элемента ясна из рис. 1.2.5, где показана схема двухступенчатого центробежного компрессора. В случае необходимости на одном валу можно разместить до 6 – 8 ступеней и получить отношение давлений до нескольких десятков, что больше чем у осевых компрессоров.

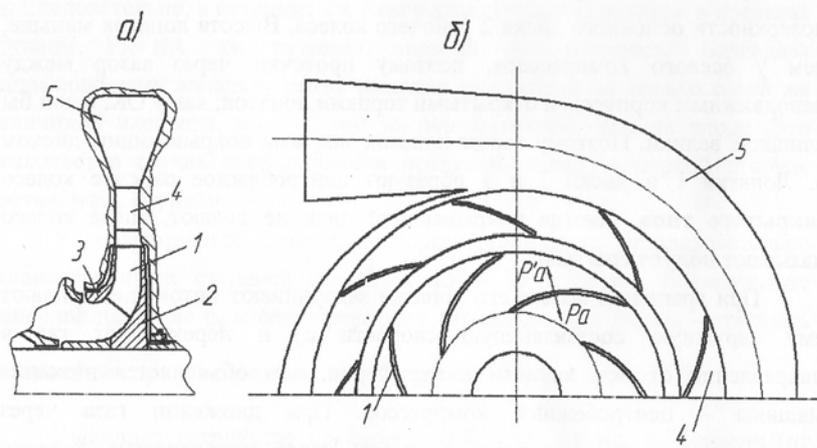


Рис.1.2.4. Схема одноступенчатого центробежного компрессора (а) – меридиональная плоскость, (б) – радиальная плоскость

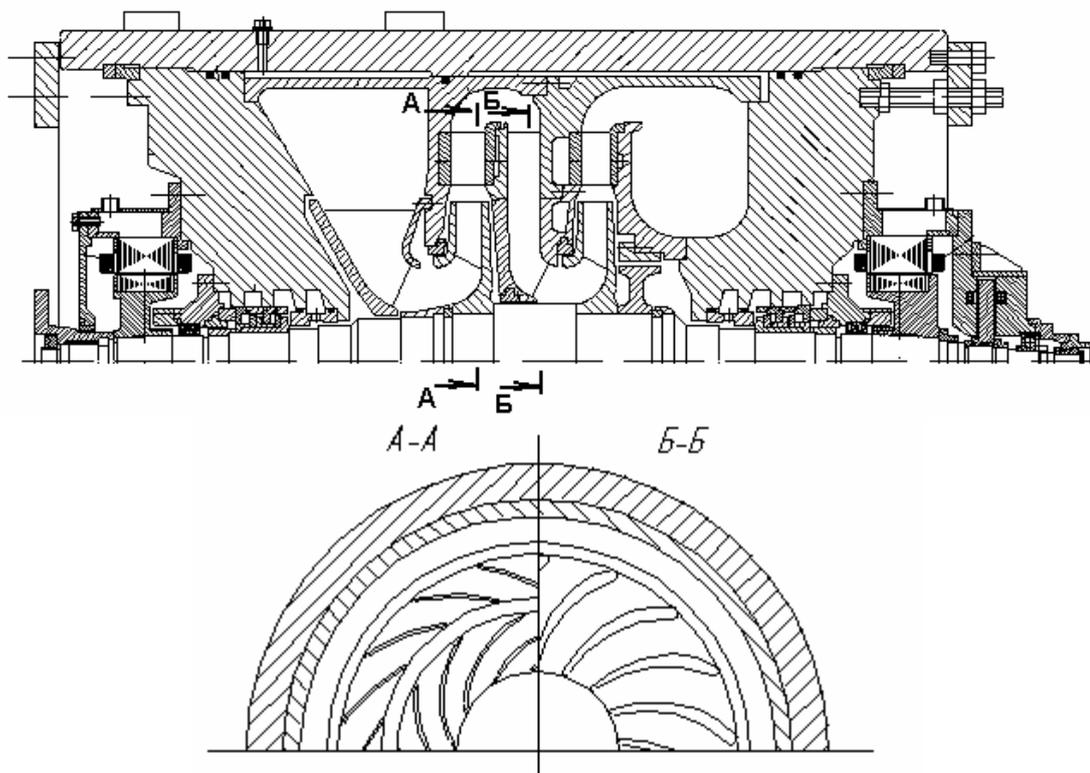


Рис. 1.2.5. Двухступенчатый центробежный компрессор высокого давления.

В основном элементе центробежной ступени – рабочем колесе – в меридиональной плоскости газ движется от центра к периферии, чем объясняется название этого типа турбокомпрессоров («центробежный»). Более общее и реже применяемое название – **радиальный компрессор**. Дело в том, что иногда требуется осуществлять процесс сжатия при обратном направлении движения газа в РК – от периферии к центру. Это неэффективно с позиций организации рабочего процесса, но может быть целесообразно по конструктивным соображениям у некоторых нетипичных компрессоров. Строго говоря, под термин «радиальный компрессор» подпадают и центробежный и **центростремительный** компрессоры.

Принцип действия и назначение основных элементов проточной части центробежных компрессоров аналогично рассмотренным выше на примере одноступенчатого ОК, хотя форма и конструктивное оформление разные. Элементом, которого нет в проточной части ОК, является ОНА для подвода газа к РК последующей ступени из диффузора предыдущей.

### 1.3. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КОМПРЕССОРОВ

Турбокомпрессоры применяются во всех базовых отраслях промышленности, энергетике, транспорте. Основные применения перечислены ниже.

– **цикловые компрессоры газотурбинных двигателей**, подающие воздух в камеру сгорания. Потребляемая мощность значительно превышает мощность на валу газотурбинной установки и у крупных двигателей измеряется десятками и сотнями тысяч киловатт. Массовый расход быть более ста кг/с, отношение давлений до двух – трех десятков в зависимости от типа и схемы ГТУ. У ГТУ большой мощности применяются исключительно осевые компрессоры, у ГТУ меньшей мощности могут применяться одноступенчатые центробежные или многоступенчатые осевые компрессоры с центробежной ступенью на выходе.

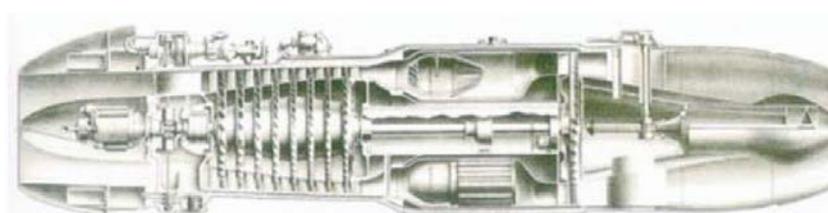


Рис. 1.3.1 Первый реактивный двигатель боевого самолета с осевым компрессором (1940-е гг. Германия)

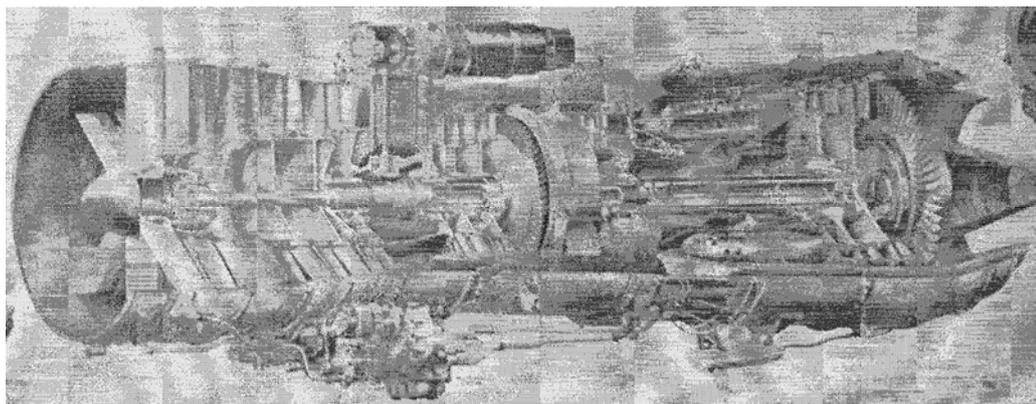


Рис. 1.3.2. Современный двухконтурный турбореактивный двигатель с двухкаскадным (два соосных ротора с разной скоростью вращения) осевым компрессором

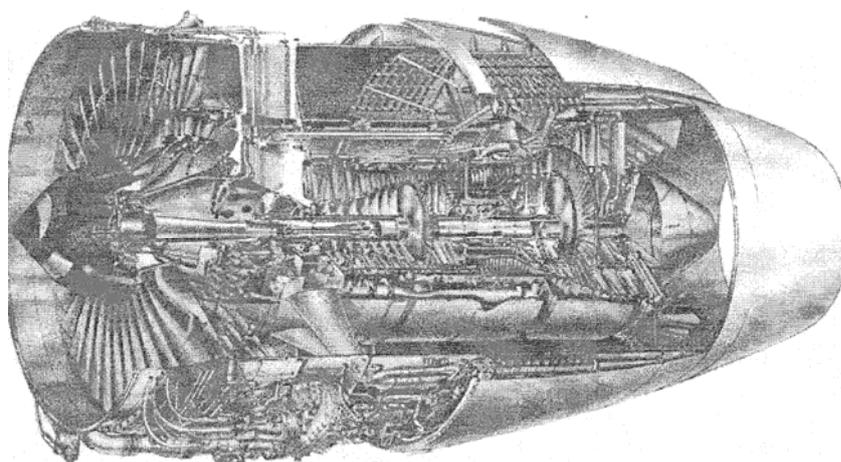


Рис. 1.3.3. Двухконтурный турбореактивный двигатель пассажирского лайнера с турбовентилятором и осевым компрессором

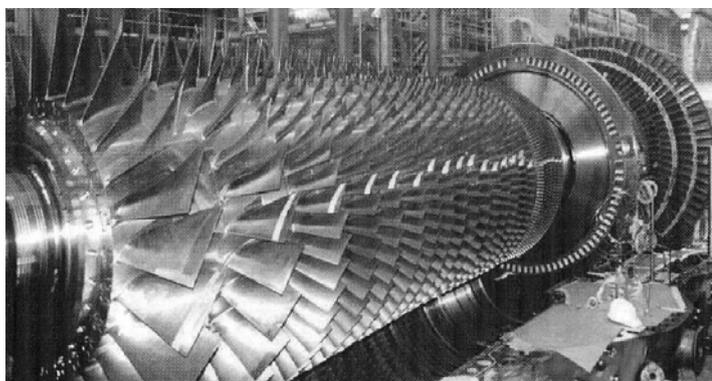


Рис. 1.3.4. Ротор современной энергетической ГТУ мощностью 280 мВт

– **турбонаддув двигателей внутреннего сгорания.** Выхлопные газы приводят в действие турбину, вращающую одноступенчатый центробежный компрессор, сидящий с ней на одном валу.

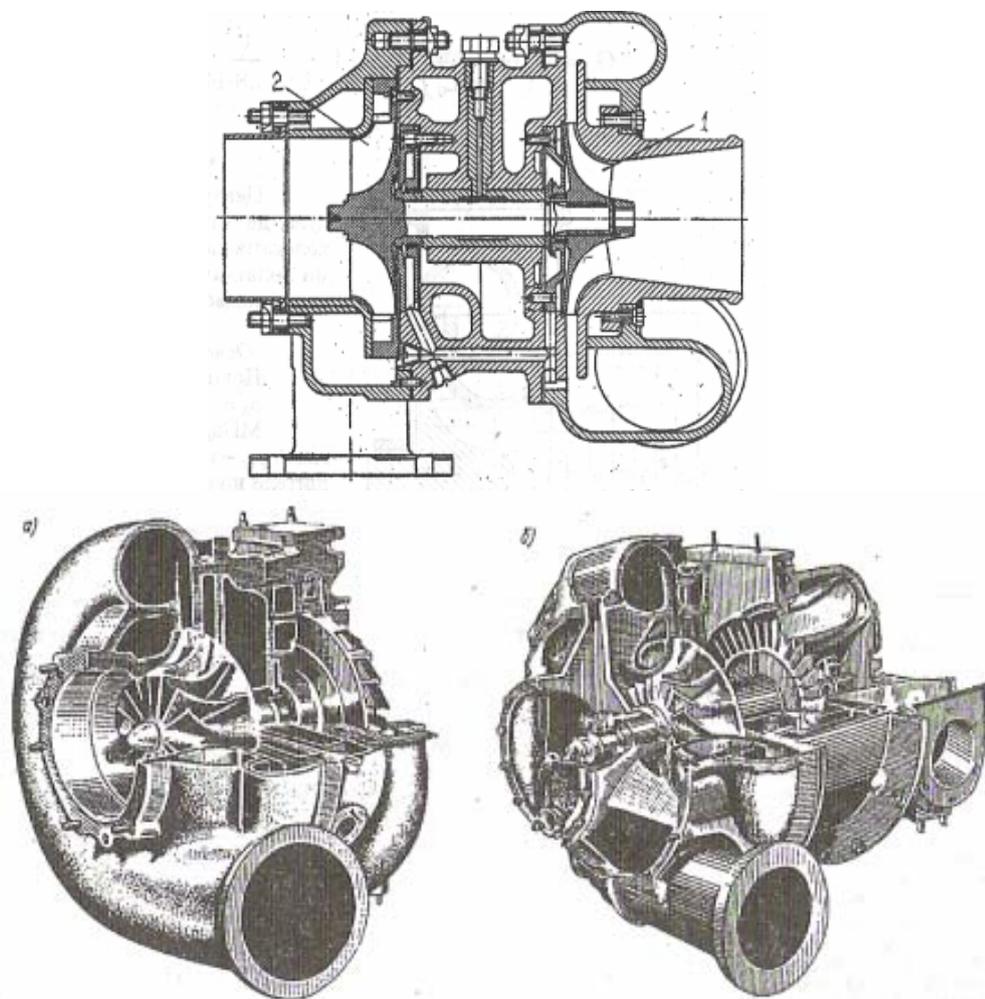


Рис. 1.3.4. Вверху – продольный разрез агрегата турбонаддува двигателя внутреннего сгорания типа ТКР (радиальная турбина, вращающаяся выхлопными газами двигателя – слева)

Внизу – внешний вид агрегатов турбонаддува с радиальной и осевой турбинами.

Турбокомпрессор увеличивает массу воздуха в цилиндрах, что позволяет сжигать больше топлива и увеличивает литровую мощность двигателя. Применение турбонаддува способствует увеличению КПД. Особенно эффективно применение турбонаддува у дизельных двигателей. Турбонаддув применяется также у бензиновых двигателей современных легковых автомобилей. Отношение давлений в зависимости от типа

1-24

двигателя может быть в пределах от 1,25 до 3,5. Массовый расход определяется теоретически необходимым количеством воздуха для сжигания одного килограмма топлива (примерно 15 кг воздуха) и коэффициентом избытка воздуха, который может быть очень большим у дизельных двигателей. У сравнительно небольших двигателей легковых автомобилей массовый расход центробежного компрессора измеряется малыми долями килограмма в секунду, при этом диаметр рабочих колес может быть порядка 50 мм, а для получения необходимой окружной скорости число оборотов измеряется десятками тысяч в минуту. Наоборот, у крупных судовых дизелей центробежные компрессоры турбонаддува должны обеспечивать расход, измеряемый многими кг/с и имеют большие размеры.

**Тягодутьевые машины** обеспечивают подачу необходимого количества воздуха в топку паровых котлов паровых турбин и удаление продуктов сгорания. Это очень крупные по размерам осевые или центробежные машины с мощностью, измеряемой тысячами киловатт, и небольшим отношением давлений порядка 1,1 – 1,2. Судовые парогенераторы наддуваются до давления 3,5 бар с последующим расширением топочных газов в турбине, вращающей компрессор. Такая схема так же эффективно форсирует парогенератор, как агрегаты наддува – двигатели внутреннего сгорания.

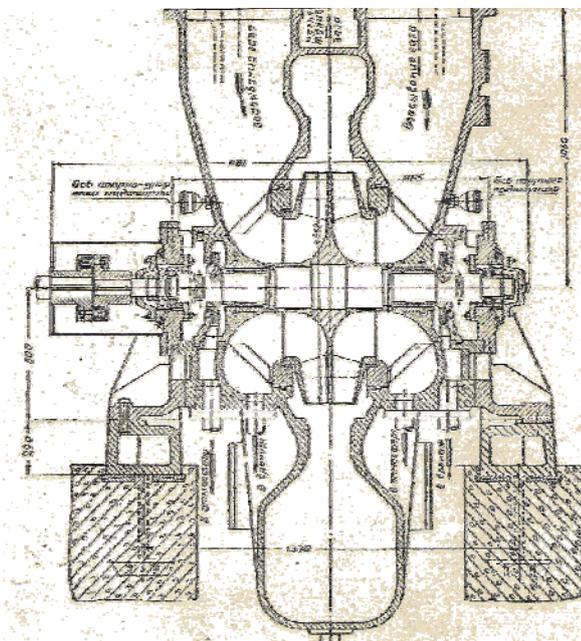


Рис. 1.3.5 а. Типичный центробежный компрессор с небольшим повышением давления. Может применяться как тягодутьевой компрессор (при больших размерах корпус сварной), в производстве цемента и пр.

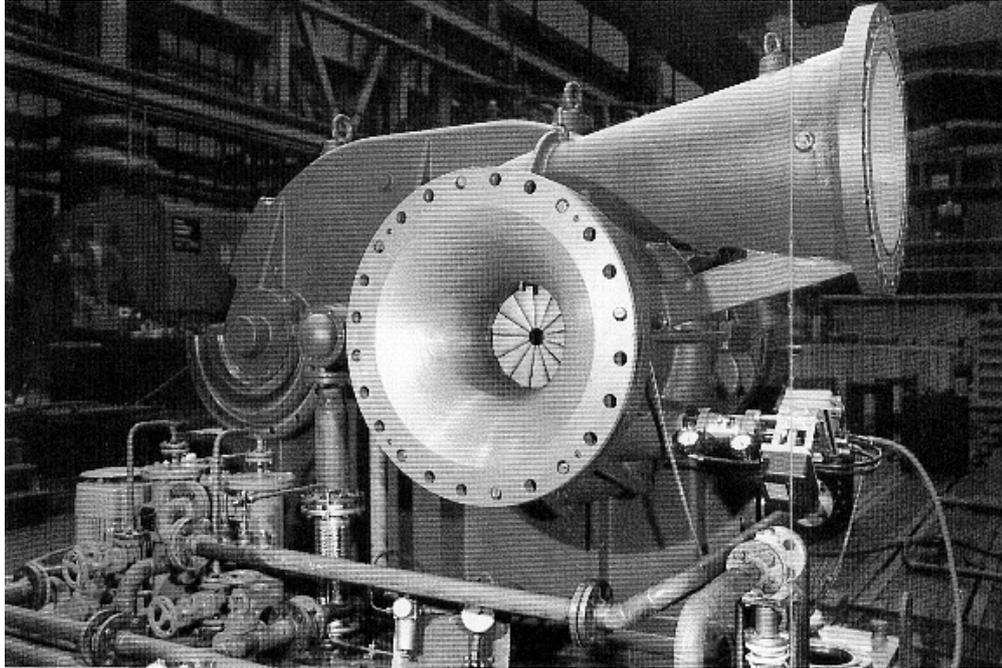


Рис. 1.3.5 б. Конструкция одноступенчатого центробежного нагнетателя, совмещенного с повышающей зубчатой передачей и регулируемым входным направляющим аппаратом

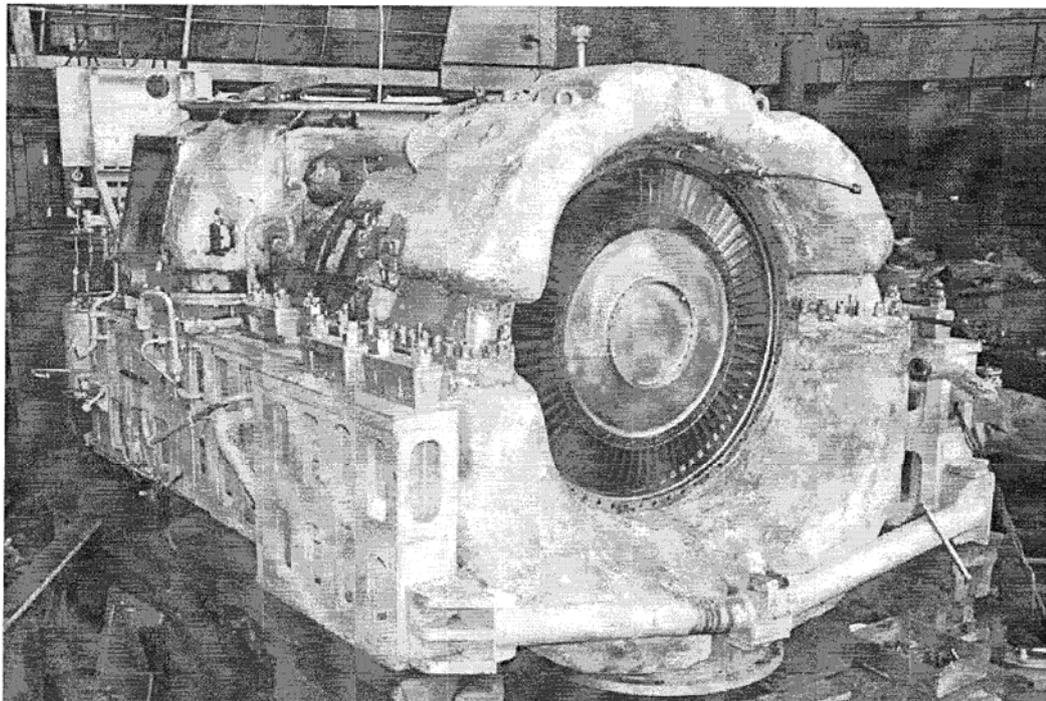


Рис. 1.3.6. Агрегат наддува судового парогенератора с осевым компрессором ОАО «Киров – Энергомаш»  
(так же для антиобледенительных систем ледоколов, и пр.)

**Вентиляторы** – осевые или центробежные компрессоры, работающие на атмосферном воздухе и практически не сжимающие его. Их задача обеспечивать перемещение определенной массы воздуха практически без изменения давления.

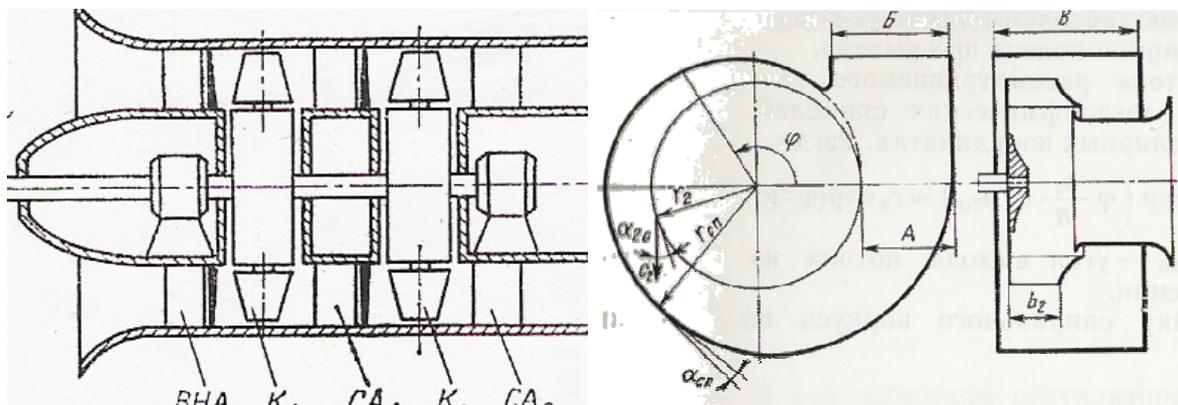


Рис. 1.3.7. Схема двухступенчатого промышленного осевого вентилятора и одноступенчатого центробежного вентилятора (справа)

Хорошо известны бытовые вентиляторы, вентиляторы для проветривания промышленных помещений и общественных зданий. Аналогичные более крупные машины применяются для проветривания помещений и тоннелей метро и шахт. Вентиляторы применяются также для интенсификации теплообмена – обдув радиаторов систем охлаждения ДВС, охлаждение ЭВМ и т.п. Размеры и мощность вентиляторов лежат в очень широких пределах. Характерным является небольшая окружная скорость (обычно менее ста метров в секунду) и упрощенная конструкция машин. Общая потребляемая вентиляторами мощность очень велика.

**Обслуживание пневматических систем.** Современные предприятия металлообработки до 40% потребляемой мощности используют в виде энергии сжатого воздуха. Разветвленная система трубопроводов подводит сжатый воздух к рабочим местам, где он используется в различных пневматических двигателях, штампах, прессах, приспособлениях ручных инструментов, автоматических линиях. Обслуживающие пневматические системы центробежные компрессоры обычно имеют отношение давлений в пределах от 8 до 12 и в зависимости от размеров системы имеют объемный расход от 30 до 500 кубических метров в минуту. Пневматическую систему обслуживают несколько параллельно работающих и резервных центробежных компрессоров.

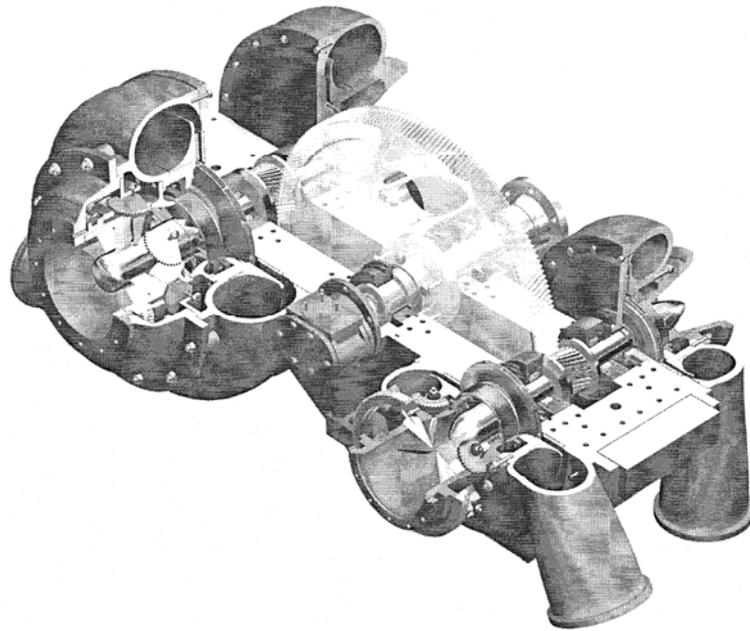


Рис. 1.3.8 а. Двухвальный четырехступенчатый центробежный компрессор ОАО «Дальэнергомаш» для подачи воздуха в пневматические системы (корпуса ступеней и верхняя крышка корпуса повышающей зубчатой передачи сняты)

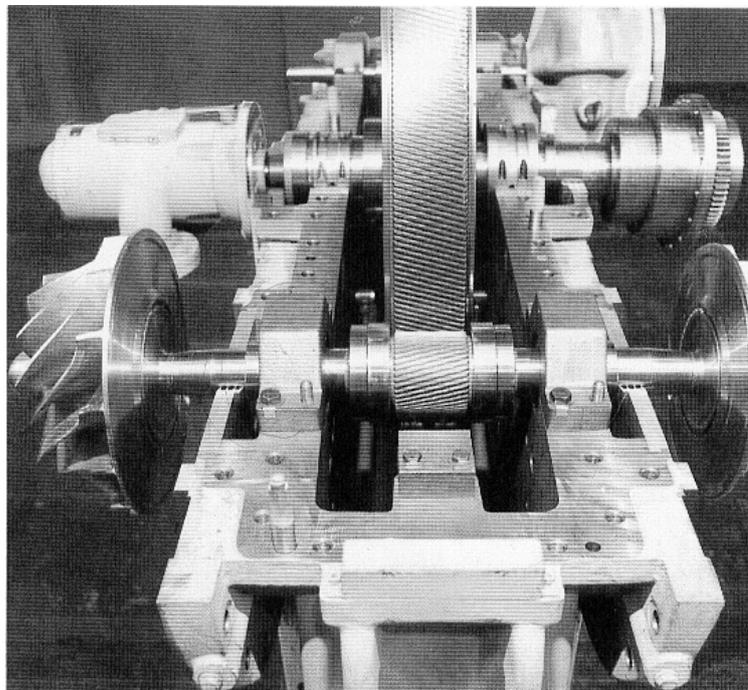


Рис. 1.3.8 б. Вид на быстроходный и тихоходный роторы многовального центробежного компрессора (корпуса ступеней и верхняя крышка корпуса повышающей зубчатой передачи сняты)

**Производство чугуна.** Для выплавки чугуна в доменную печь подается атмосферный воздух, обогащенный кислородом.

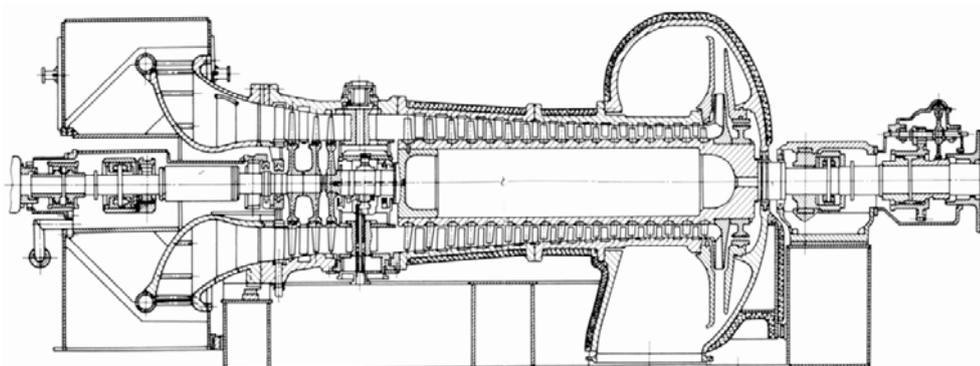


Рис. 1.3.9. Двухкаскадный доменный осевой компрессор с встречным вращением валов мощностью 30 мВт («Невский Завод»)

Для этой цели используются осевые, а иногда, центробежные компрессоры с отношением давлений порядка 3,4 – 5,5. Объемная производительность определяется размерами доменной печи и лежит в пределах 1500 – 7200 кубических метров в минуту. У крупных машин потребляемая мощность достигает 30 тысяч киловатт.

**Производство стали.** В настоящее время производство стали осуществляется, в основном, конверторным способом. Расплавленный чугун заливается в огнеупорную емкость – конвертор, через сопла в дне конвертора подается кислород под давлением, способным преодолеть гидростатическое давление столба жидкого чугуна. Кислород выжигает избыток углерода, превращая чугун в сталь. Подача кислорода осуществляется центробежными компрессорами с конечным давлением порядка 4 МПа и мощностью порядка 2000 кВт.

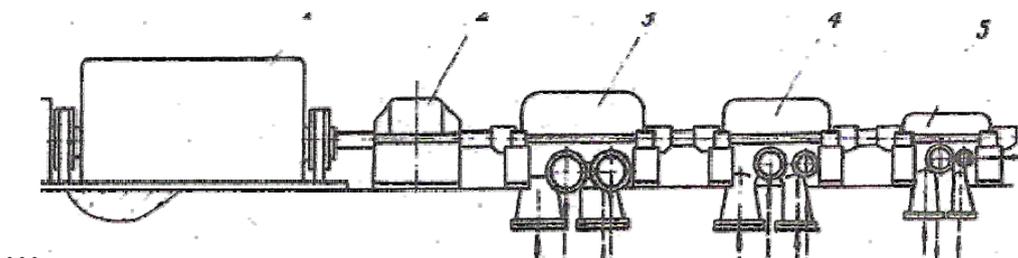


Рис. 1.3.10. Компоновка кислородного центробежного компрессора ЦЦК-500 для производства стали (НИИТК – ККЗ). Производительность 500 м<sup>3</sup>/мин, конечное давление 4,0 МПа, три корпуса, пять промежуточных охладений

**Производство удобрений.** Наиболее крупнотоннажным из химических производств является производство азотных удобрений на основе аммиака (соединение азота и водорода). Источником водорода является природный газ, коксовый газ, а азот берется из атмосферного воздуха. В производстве применяются различные компрессоры, среди которых можно выделить центробежные компрессоры для сжатия атмосферного воздуха с отношением давлений порядка 35 и мощностью 10000 кВт и компрессоры азотоводородной смеси с конечным давлением 32 МПа.

**Химия и нефтехимия.** Переработка нефти с получением высокосортных топлив и масел, получение разнообразных синтетических материалов основано на реакциях газообразных веществ под большим давлением. В этих производствах используется большое количество центробежных компрессоров различного назначения и различных параметров.

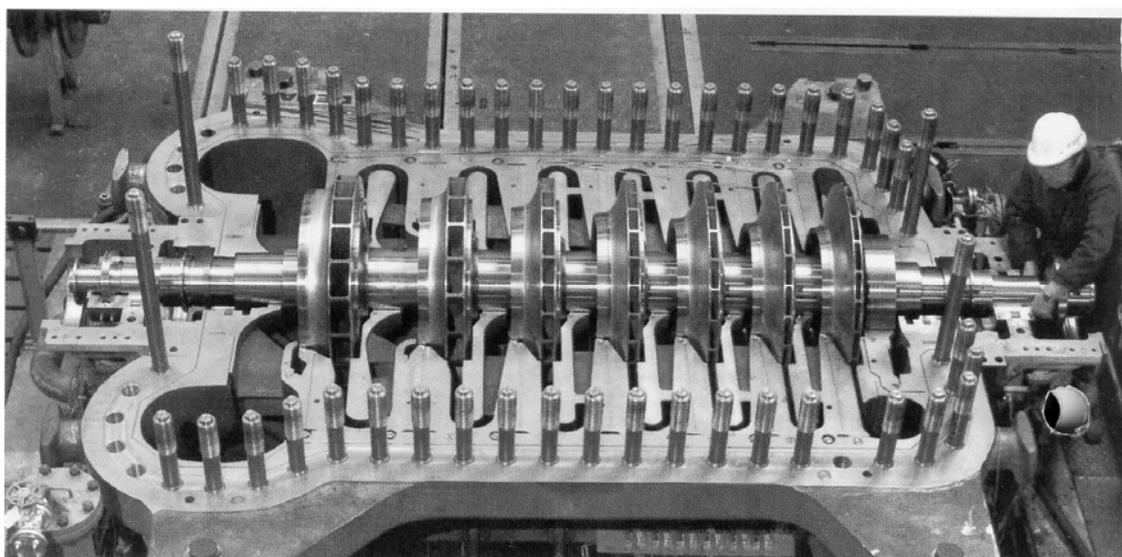


Рис. 1.3.11. Семиступенчатый одновальный центробежный компрессор для одного из химических производств (верхняя часть корпуса снята)

**Холодильная техника.** Получение умеренного холода в системах кондиционирования, замораживание продуктов и т.п. основано на парокомпрессионном цикле. Специальные газы – хладагенты сжимаются в центробежном компрессоре, охлаждаются и дросселируются со снижением температуры, приводящим к их ожижению. Жидкий хладагент соответствующей температуры создает нужную температуру охлаждаемых объектов, двигаясь в теплообменнике – испарителе. Центробежные

компрессоры парокompрессионных холодильных установок могут иметь мощность до 2 – 3 тысяч киловатт, развивая в замкнутой системе циркуляции хладагента отношение давлений около 11. Для глубокого охлаждения может быть выгоден воздушный цикл, применяемый в описанных выше установках разделения воздуха.

Центробежные компрессоры крупных холодильных установок конструктивно близки к другим промышленным компрессорам. Их существенной проблемой является обеспечение герметичности уплотнений, так как хладагенты очень текучи и представляют опасность для озонового слоя. На рис. 1.3.12 приведен пример компактного герметичного холодильного ЦК предельно малой хладопроизводительности 32 кВт. Встроенный высокочастотный электродвигатель обеспечивает скорость вращения 45 000 об/мин, газодинамические подшипники не требуют смазки.

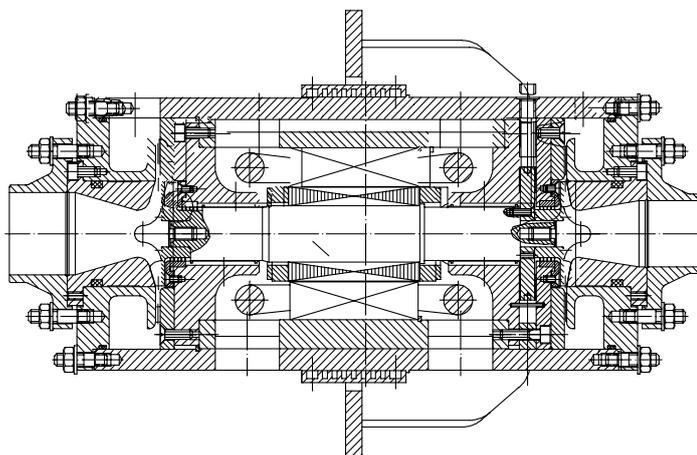


Рис. 1.3.12. Двухступенчатый холодильный центробежный компрессор со встроенным электродвигателем и газодинамическими подшипниками (ВНИИХолодмашхолдинг, г. Москва)

**Блоки разделения воздуха.** Атмосферный воздух сжимается осевыми или центробежными компрессорами и пропускается через турбину – детандер, в которой давление снижается, а температура становится значительно меньше начальной. При достижении температуры ожижения азота воздух разделяется на газообразный кислород и жидкий азот. Основной потребитель кислорода – названные выше металлургические производства. Кроме того, кислород и азот находят разнообразные промышленные применения. Отношение давлений компрессоров от 6 до 30, мощность от 360 до 2400 кВт.

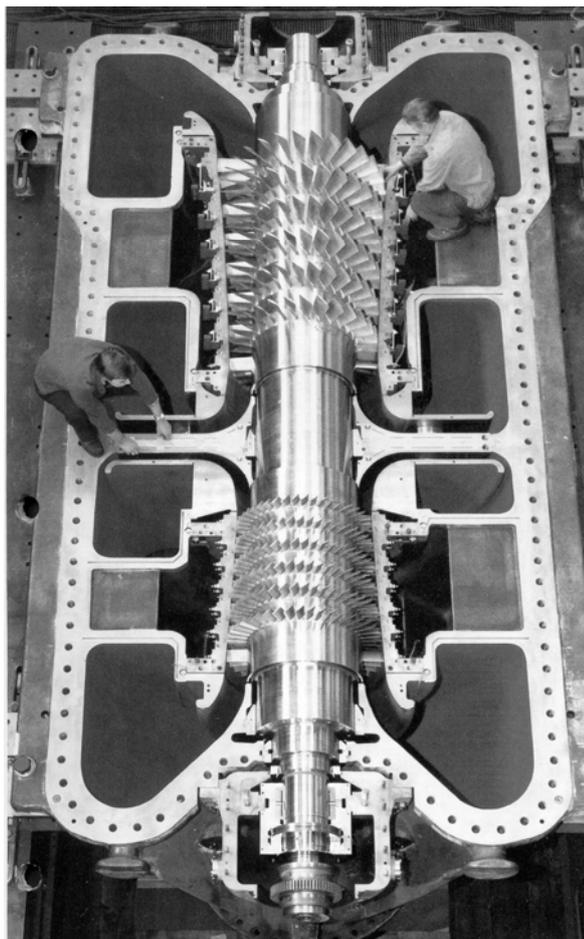


Рис. 1.3.13. Двухсекционный осевой компрессор промышленного назначения (верхняя часть корпуса снята)

**Газовая промышленность** – крупнейший потребитель центробежных компрессоров (часто их называют нагнетателями), а том числе:

– **дожимные компрессоры** с отношением давлений до 1,7 – 3,5 устанавливают непосредственно около скважин, когда давление в пласте сильно падает. Их задача – поддерживать заданное давление в трубопроводе по мере истощения пласта.

– **линейные центробежные компрессоры** (так же употребителен термин «нагнетатель») мощностью 6,3, 10, 16 и 25 МВт (50 МВт в перспективе) транспортируют газ по трубопроводам при давлении 5,5 – 7,6 МПа, в ближайшей перспективе 10 и более МПа, при отношении давлений 1,35 – 1,5 (перечислены параметры, типичные для российской газовой промышленности). Они располагаются на компрессорных станциях вдоль трубопроводов на расстоянии 100 – 120 км друг от друга.

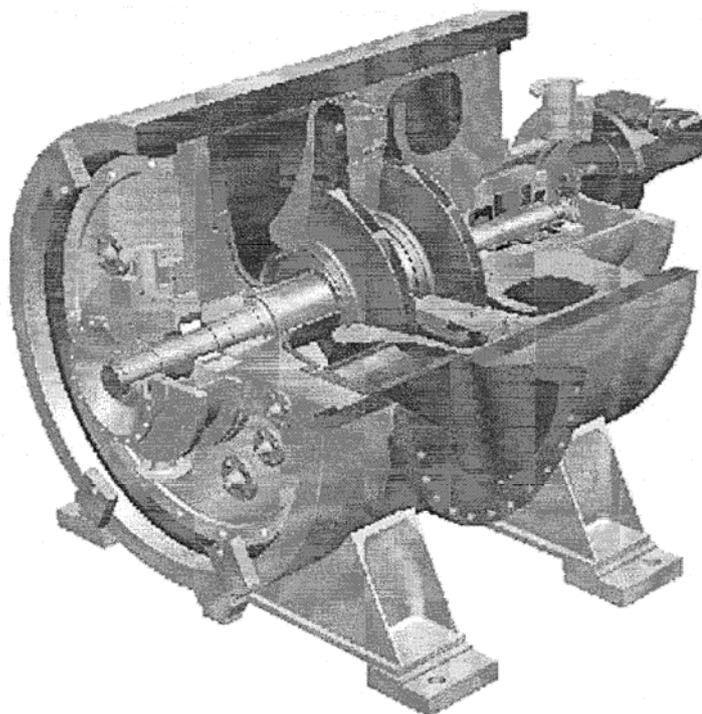


Рис. 1.3.14. Линейный двухступенчатый центробежный компрессор 16 мВт, (НПО «Искра» по г/д проекту кафедры КВХТ СПбГПУ)



Рис. 1.3.15. Нагнетатель типа 108 для подземных хранилищ газа с конечным давлением 12,3 МПа. Сменные проточные части с 5 – 8 ступенями (ОАО «Компрессорный комплекс» по г/д проекту кафедры КВХТ СПбГПУ)

– компрессоры подземных хранилищ газа (рис. 1.3.15) с конечным

давлением до 125 – 150 бар закачивают газ в естественные подземные емкости, расположенные вблизи потребителей газа. Газ накапливается, а затем используется в период максимального потребления – зимой. Организации РАО «Газпром» используют около 4500 газоперекачивающих агрегатов (газотурбинный или электрический привод) со средней мощностью около 10 МВт.

**Добыча нефти.** При добыче нефти с больших глубин, в том числе на морских месторождениях, необходимо принимать меры для увеличения расхода нефти через скважину. Для этой цели попутный нефтяной газ отбирается от нефти, сжимается центробежными компрессорами и закачивается обратно в пласт. Этим поддерживается пластовое давление, а поднимающийся вместе с нефтью попутный газ, уменьшая вязкость и плотность, способствует увеличению выхода нефти из скважины. Необходимое давление, развиваемое компрессором, может достигать 50 – 80 МПа в зависимости от глубины скважины и толщи воды на морских месторождениях.

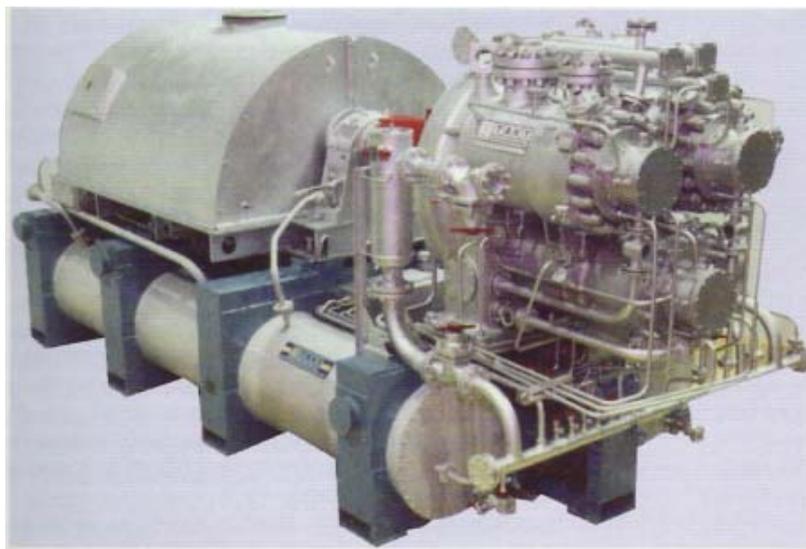


Рис. 1.3.16. Установка с трехвальным многоступенчатым центробежным компрессором для газлифта нефти (НИИТК – ККЗ)

Приведенные выше примеры не исчерпывают всех областей применения турбокомпрессоров. Турбокомпрессоры применяются в космической и оборонной технике, в электронике и т.д. Принцип действия и основы рабочего процесса всех этих машин одинаковы и подробно рассматриваются ниже.