

**Федеральное агентство по образованию
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Ю.Б. ГАЛЕРКИН К.В.СОЛДАТОВА В.И. ТИТЕНСКИЙ

**ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ КОМПРЕССОРНЫХ
МАШИН ДИНАМИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ.
ТУРБОКОМПРЕССОРЫ.**

**Принцип действия, области применения, основы рабочего процесса и
конструкции**

Учебное пособие

Санкт-Петербург

2007

Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В., Титенский В.И. **Теория, расчет и конструирование компрессорных машин динамического действия. Турбокомпрессоры. Базовая информация:** Учебное пособие. 2007. 142 с.

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».

В пособии рассмотрен принцип действия, области применения, основы рабочего процесса и конструкции осевых и центробежных компрессоров.

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

Ил. 97. Библиогр.: 19 назв.

ОГЛАВЛЕНИЕ	стр.
Предисловие	4
Условные обозначения	5
1. ВВОДНАЯ ЧАСТЬ	8
1.1. Определение	8
1.2. Принцип действия	9
1.3. Области применения компрессоров	15
2. ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА	28
2.1. Преобразование энергии в ТК. Основные уравнения	28
2.2. Охлаждение при сжатии	36
2.3. Система координат. Треугольники скоростей	39
2.4. Действительный характер течения и его схематизация	45
2.5. Виды характеристик ступени и компрессора	47
2.6. Форма характеристик ТК	48
2.7. Совместная работа с сетью. Помпаж	57
2.8. Изменение характеристик ТК	59
2.9. Газодинамическое подобие турбокомпрессоров	61
3. ОСНОВЫ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ	67
3.1. Общие положения	67
3.2. Газодинамическое проектирование (профилирование) осевых компрессоров	68
3.3. Газодинамическое проектирование центробежных компрессоров	98
4. КОНСТРУКЦИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ	106
4.1. Состав и компоновка турбокомпрессорной установки	106
4.2. Примеры конструкции ОК и ЦК	107
4.3. Корпуса ТК	110
4.4. Роторы осевых компрессоров	111
4.5. Роторы центробежных компрессоров	112
4.6. Подшипники	116
4.7. Уплотнения роторов	122
4.8. Приводные двигатели	130
4.9. Мультипликаторы	130
4.10. Соединительные муфты	132
4.11. Рамы	133
4.12. Смазочные системы	134
4.13. Межсекционное оборудование и коммуникации	135
4.14. Системы автоматизации	138
Список литературы	141

ПРЕДИСЛОВИЕ

Вопросы, связанные с основами рабочего процесса, расчетом, проектированием и конструированием ТК изучаются на кафедре компрессорной, вакуумной и холодильной техники энергомашиностроительного факультета (кафедра КВХТ ЭнМФ) в 6 – 10 семестрах в рамках лекционных курсов, циклов лабораторных работ, упражнений, курсовых работ и курсовых проектов. Лица, выбравшие для дипломного проекта вопросы, связанные с ТК, продолжают обучение в 11 семестре, а готовящие магистерские диссертации, в 11 – 12 семестрах. В процессе длительного обучения возникает необходимость вернуться к рассмотрению тех или иных разделов учебной дисциплины. Настоящее учебное пособие должно дать обучающимся основную информацию по всем аспектам ТК. Пособие может быть использовано при подготовке к сдаче магистерских и кандидатских экзаменов лицами, для которых ТК являются смежной дисциплиной.

Текст подготовлен под общей редакцией Ю.Б. Галёркина, им же написаны разделы 1 и 2, 3.1 и 3.3. Раздел 3.2 написан В.И. Титенским, раздел 4 – совместно Ю.Б. Галёркиным и К.В. Солдатовой. В части, относящейся к центробежным компрессорам, в разделе 4 широко использованы материалы из книги В.Б. Шнеппа «Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин».

Условные обозначения

B - хорда лопатки

c - абсолютная скорость (скорость потока в неподвижной системе координат)

c_u - окружная составляющая скорости (закрутка потока)

c_z - расходная составляющая скорости

C_a – коэффициент подъемной силы

C_p - теплоемкость газа

C_w - коэффициент силы сопротивления

f - площадь поперечного сечения

h_d – динамический напор

h_T – теоретический (Эйлеровский) напор

h_w - потерянный напор

i - энтальпия

$i_1 = \beta_{\lambda 1} - \beta_1, i_2 = a_{\lambda 2} - a_2$ - углы атаки на входе в РК и НА (диффузор) соответственно

$k_{ш}$ - максимальная высота неровностей поверхности (шероховатость)

l – высота лопаток

$\bar{m}$ - массовый расход

n - показатель процесса

$N_{\text{мех}}$ - механическая мощность

N_e - мощность на валу ТК (“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)

T - абсолютная температура

w – относительная скорость (скорость потока во вращающейся системе координат)

ω -угловая скорость вращения

u – окружная скорость

$\bar{V}$ - объемный расход

Z – число лопаток, число ступеней компрессора, эмпирический коэффициент сжимаемости

α - угол между абсолютной скоростью и окружным направлением

α_n - угол лопатки НА (диффузора)

β - угол между относительной скоростью и окружным направлением

β_n - угол лопатки рабочего колеса

$\varepsilon_1 = \beta_2 - \beta_1$, $\varepsilon_2 = \alpha_2 - \alpha_1$ - угол поворота потока лопатками РК и НА соответственно

$\Phi = \frac{\bar{m}}{\rho_1^* \pi r_n^2 u_n}$ - условный коэффициент расхода

$\varphi = c_z / u = w_2 / u$ - коэффициент расхода

$\varphi_n = \frac{\bar{V}}{\pi r_n^2 (1 - (r_{em} / r_n)^2) u_n}$ - коэффициент расхода по наружному диаметру РК ОК

$\eta = 1 - \frac{h_w}{h_T}$ - политропный КПД

$\lambda_u = \frac{u}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_1^*}}$ - условный коэффициент скорости

$\pi = p_2 / p_1$ - отношение давлений

θ - угол изогнутости профилей

ρ - плотность газа

ζ - коэффициент потерь

$\psi_T = (w_{u1} - w_{u2}) / u$ - коэффициент теоретического напора

ψ_{Tn} - коэффициент теоретического напора на наружном радиусе РК ОК

Ω - степень реактивности

Сокращения

БЛД – безлопаточный диффузор

ВНА – входящий направляющий аппарат

ВУ – выходное устройство

ГТД – газотурбинный двигатель

ГТУ – газотурбинная установка

ДВС – двигатель внутреннего сгорания

КПД – коэффициент полезного действия

ЛД – лопаточный диффузор

НА – направляющий аппарат

НП – нагнетательный патрубок

ОК – осевой компрессор

ОНА – обратно направляющий аппарат

РК – рабочее колесо

СА – спрямляющий аппарат, система автоматизации

САПР – автоматизированная система проектирования

ТК – турбокомпрессор

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 – относящийся к расчетному режиму (по расходу)

$расч$ – параметры на расчетном радиусе

РК – рабочее колесо

r - проекция скорости на радиальное направление

u - проекция скорости на окружное направление

z - проекция скорости на осевое направление

Надстрочный индекс

* - 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 РК ЦК).

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 v м³/кг. По уравнению состояния реального газа удельный объем равен $v = z \frac{RT}{P}$, 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. Подробнее в разделе 1.3.

В перечисленных выше и 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 всех 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.

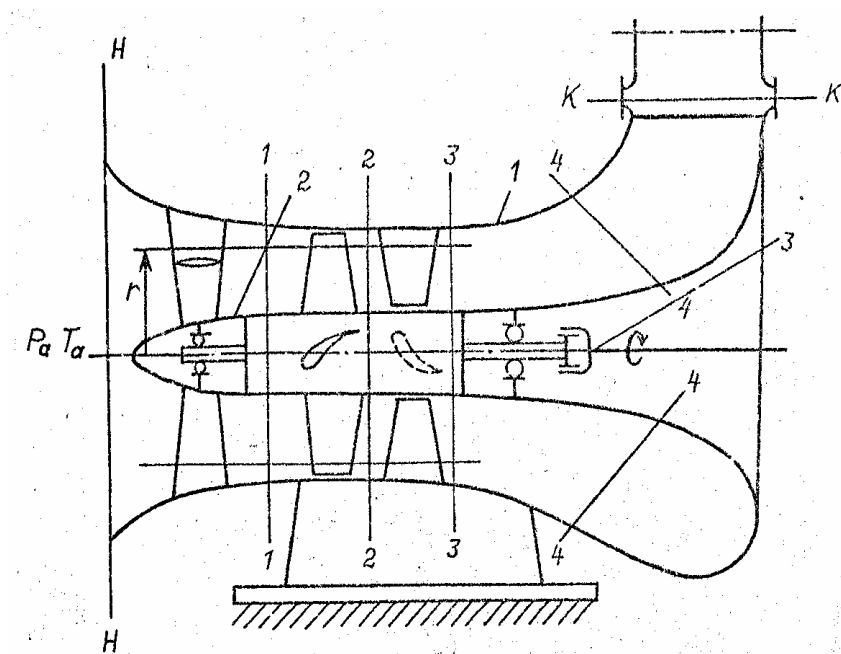


Рис.1.2.1. Схема осевого компрессора с одной ступенью.

Воображаемыми поверхностями, так называемыми **контрольными сечениями** Н, 1, 2, 3, 4, К (в данном случае это плоские поверхности за исключением конической поверхности 4), проточ-

ная 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.

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** (рис.1.2.2).

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 (рис.1.2.3). 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.

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

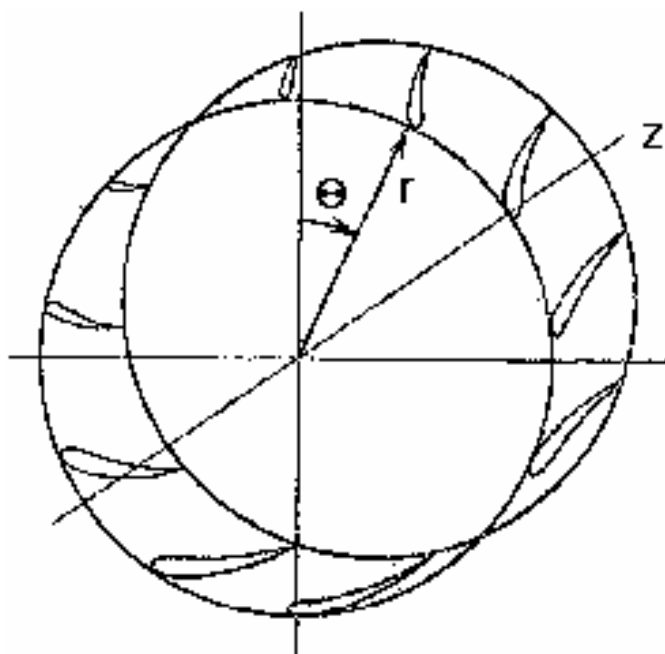


Рис.1.2.2. Элементарная кольцевая лопаточная решётка осевого компрессора.

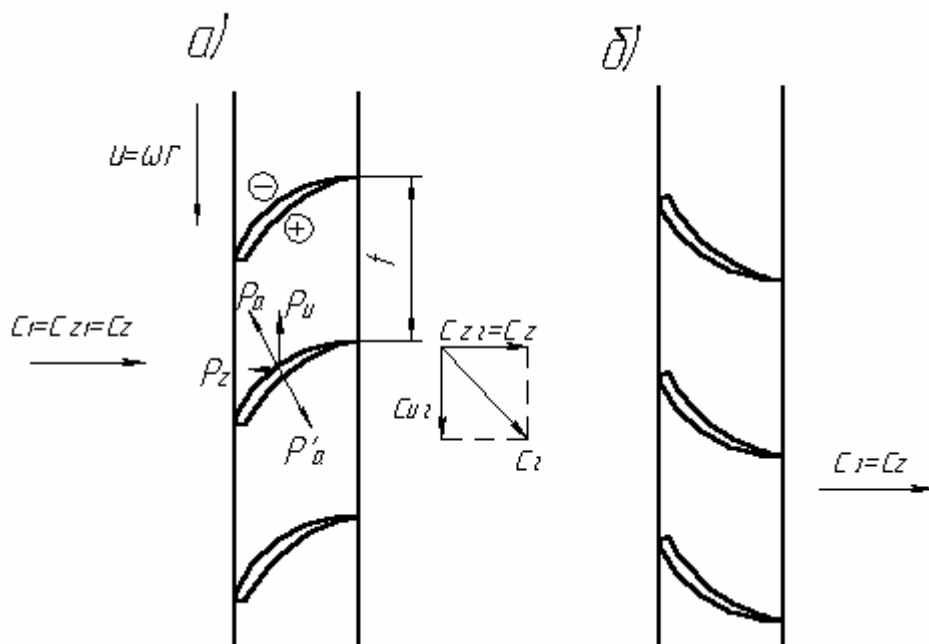


Рис.1.2.3. Взаимодействие газа с элементарной лопаточной решёткой (решеткой профилей) рабочего колеса (а) и направляющего аппарата (б).

Представим, что в начальный момент времени ротор не вращается: $w = 0$. 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 на рис.1.2.3-а условно обозначены знаками плюс и минус.

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

- сила от разности давления на границах частицы,
- сила трения на границах частички, 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 (акад. 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 ρ_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 ρf 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. $c_2 > c_1$ и при

$c_1 = c_z$ разность кинетических энергий единицы массы газа после и перед колесом равна $0,5(c_z^2 - c_1^2) = 0,5c_{u2}^2$. 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 $p_k > p_a$ за рабочим колесом устанавливается некоторое давление $p_2 > p_a > p_1$. 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). Соответствующая плоская решетка показана на рис.1.2.3-б.

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

$$\pi = \frac{p_3}{p_1} \approx 1,15 - 1,35.$$

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 (см. 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.

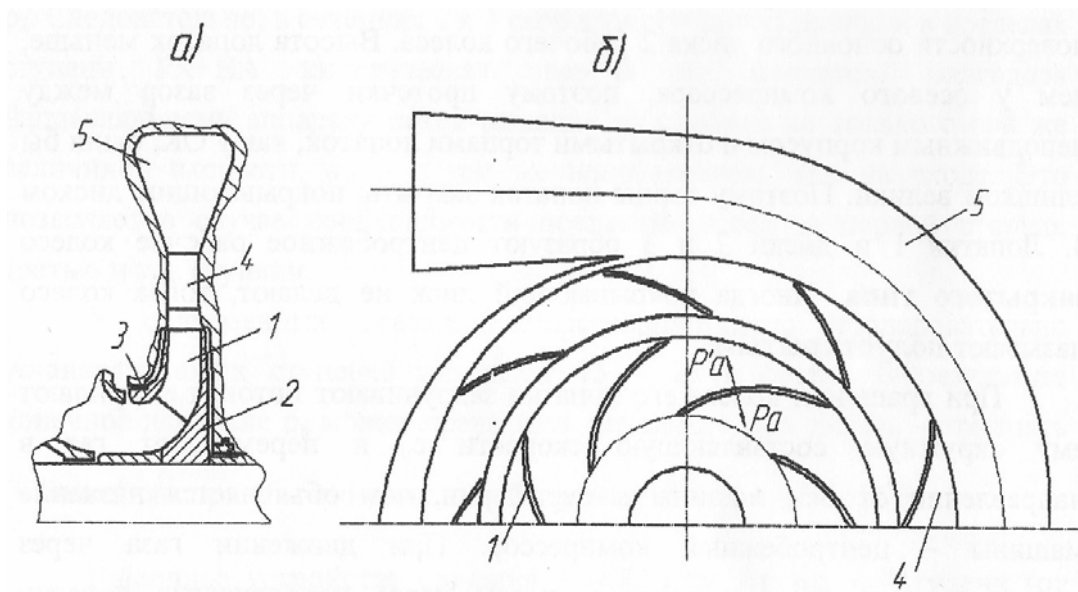


Рис.1.2.4. Схема одноступенчатого центробежного компрессора
а) – меридиональная плоскость, б) – радиальная плоскость

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

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.

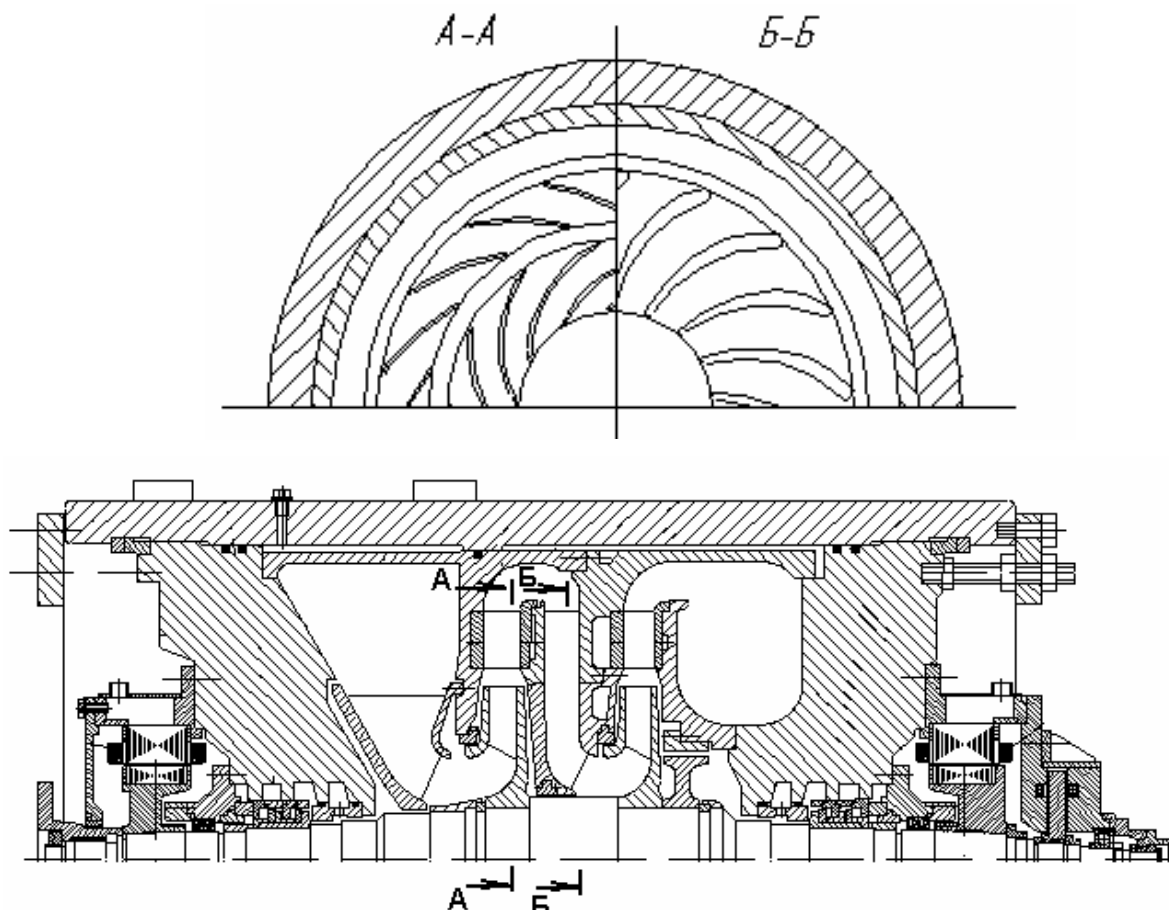


Рис.1.2.5. Двухступенчатый центробежный компрессор высокого давления.

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 тысяч киловатт. Массовый расход достигает десятков, и может быть более ста кг/с, отношение давлений от двух до нескольких 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.

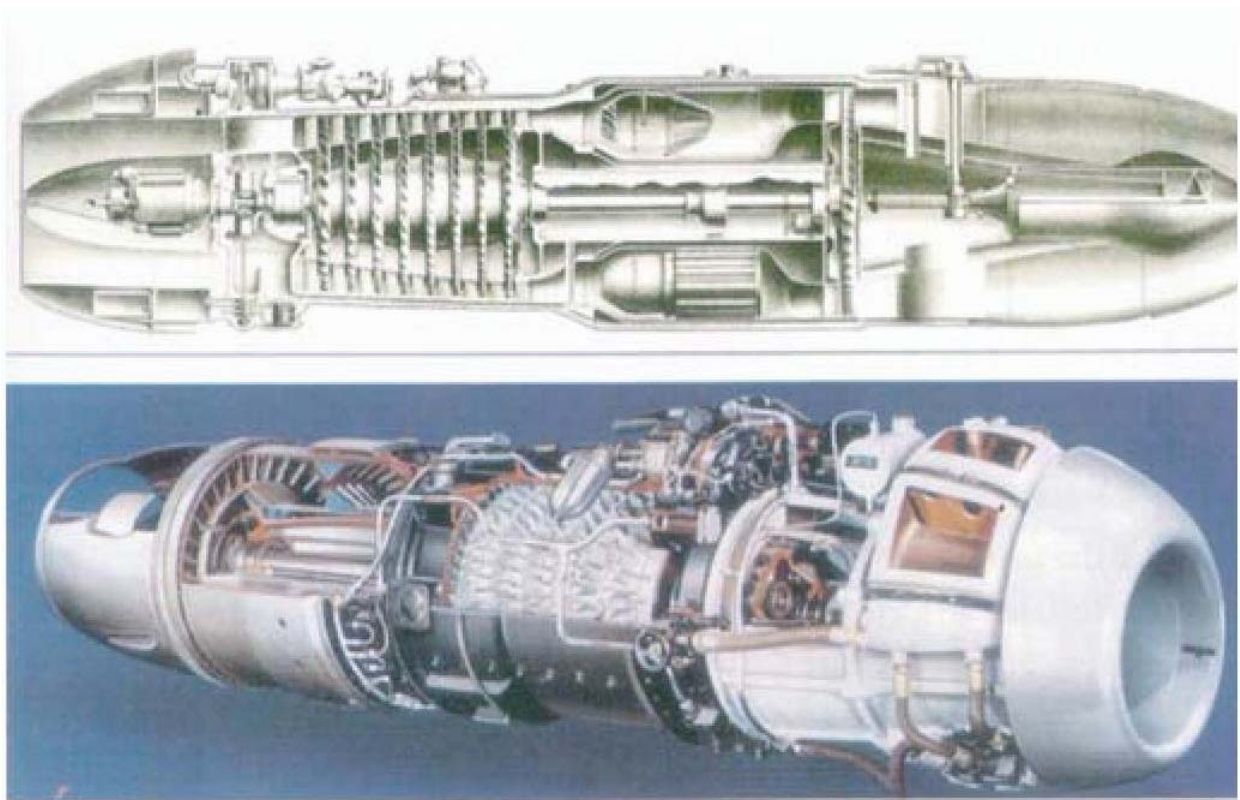


Рис.1.3.1. Первые реактивные двигатели боевых самолетов с осевыми компрессорами (1940-е гг. Германия).

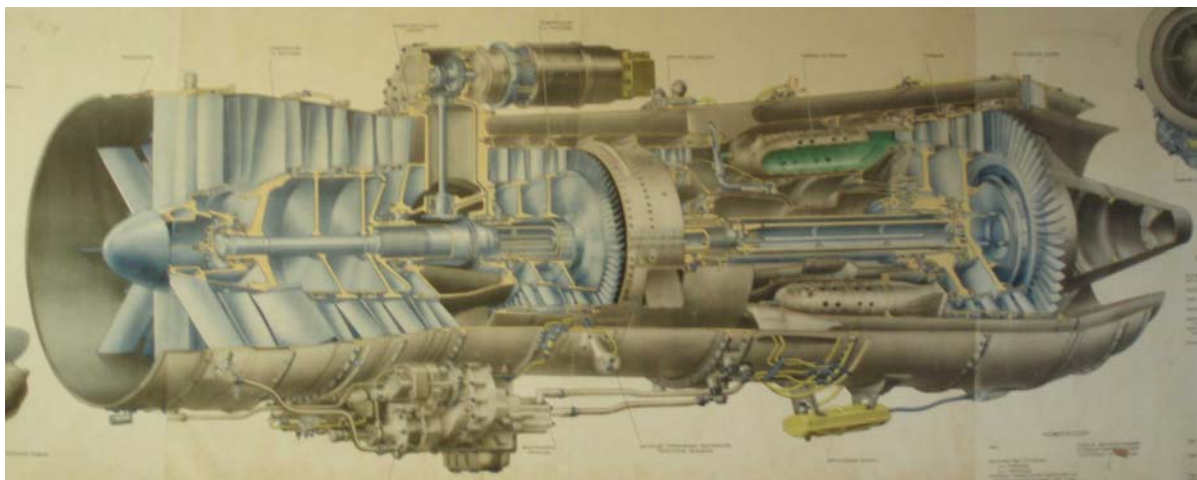


Рис. 1.3.2. Современный двухконтурный турбореактивный двигатель с двухкаскадным (два соосных ротора с разной скоростью вращения) осевым компрессором.

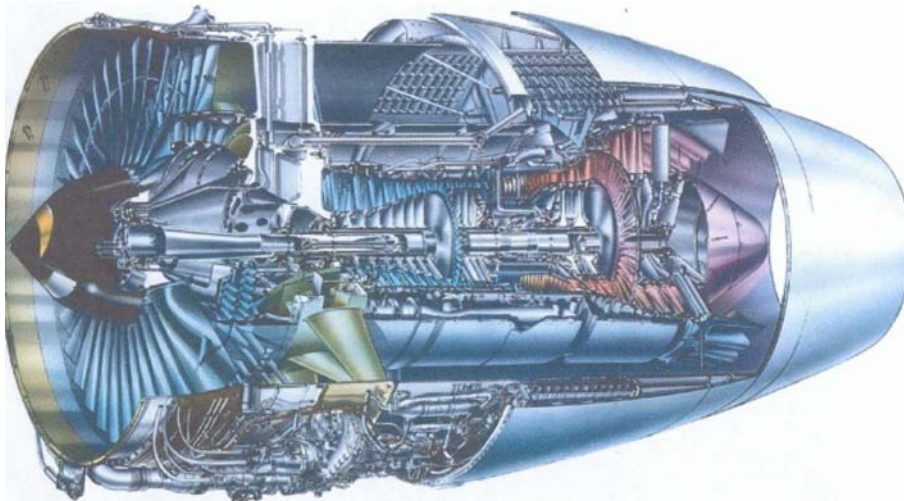


Рис.1.3.3. Двухконтурный турбореактивный двигатель пассажирского лайнера с турбовентилятором и осевым компрессором.

- **турбонаддув двигателей внутреннего сгорания.** Выхлопные газы приводят в действие турбину, вращающую одноступенчатый центробежный компрессор, сидящий с ней на одном валу. должны обеспечивать расход, измеряемый многими кг/с и имеют большие размеры.

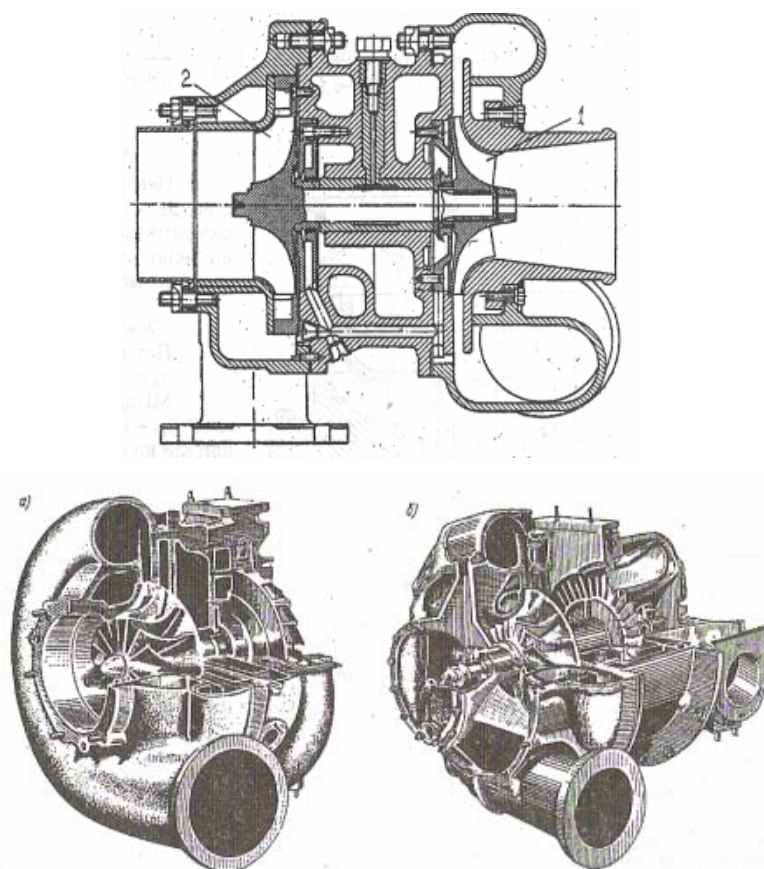


Рис.1.3.4. Вверху – продольный разрез агрегата турбонаддува ДВС типа ТКР (радиальная турбина, вращающаяся выхлопными газами двигателя – слева)

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 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

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 надуваются до давления 3,5 бар с последующим расширением топочных газов в турбине, вращающей компрессор. Такая схема также эффективно форсирует парогенератор, как агрегаты наддува – двигатели внутреннего сгорания.

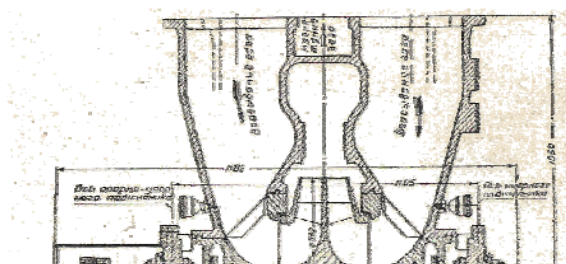




Рис.1.3.6. Агрегат наддува судового парогенератора с осевым компрессором ОАО «Киров – Энергомаш» (так же для антиобледенительных систем ледоколов, и пр.).

Вентиляторы – осевые или центробежные компрессоры, работающие на атмосферном воздухе и практически не сжимающие его.

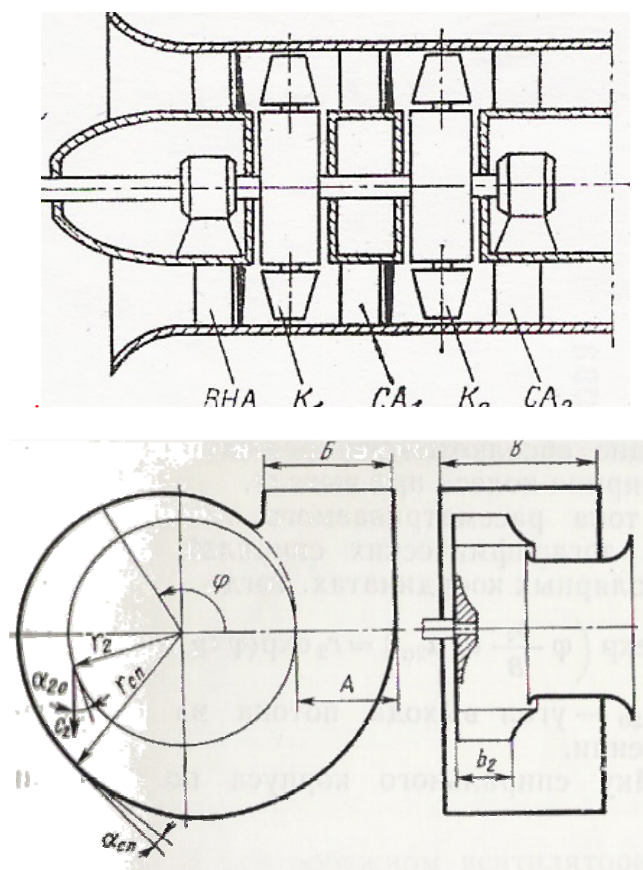


Рис. 1.3.7. Схема двухступенчатого промышленного осевого вентилятора.

Их задача обеспечивать перемещение определенной массы воздуха практически без изменения давления. 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.

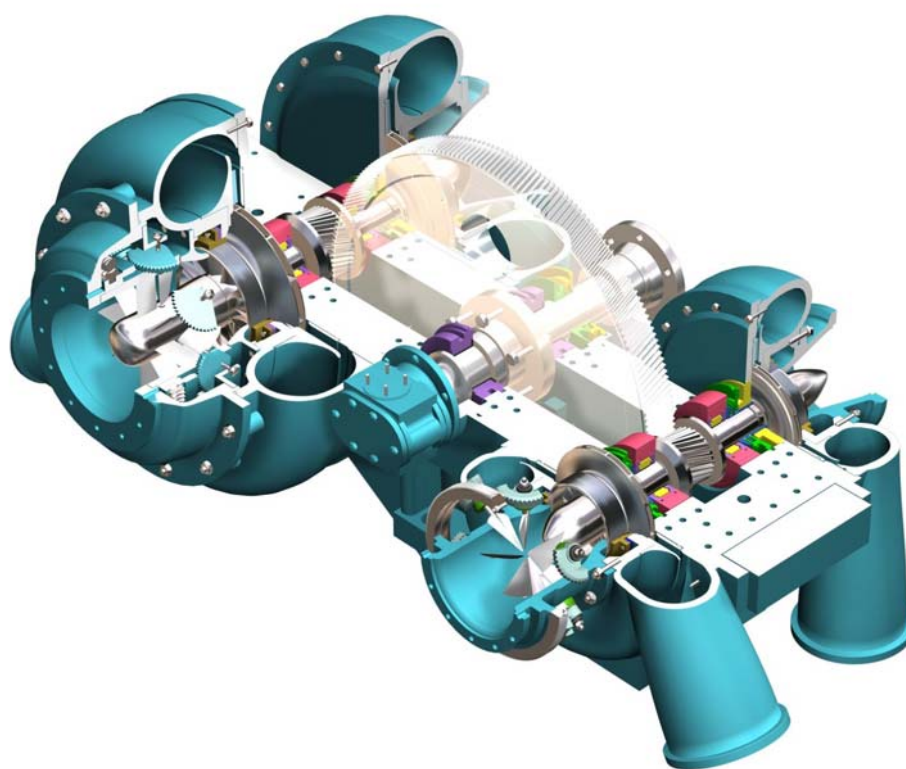


Рис.1.3.8. Двухвальный четырехступенчатый центробежный компрессор ОАО «Дальэнергомаш» для подачи воздуха в пневматические системы (корпуса ступеней и верхняя крышка корпуса повышающей зубчатой передачи сняты)

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

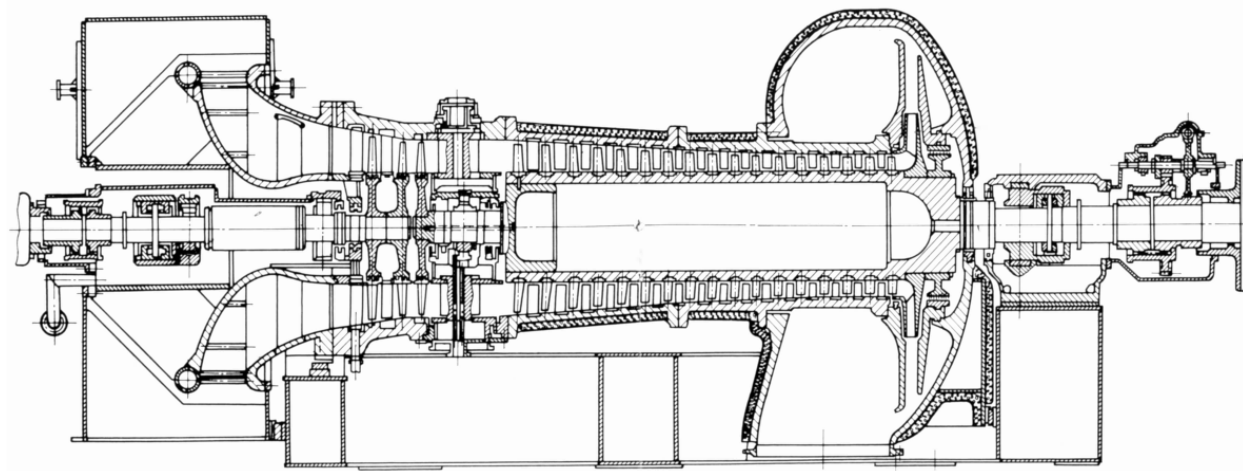


Рис.1.3.9. Двухкаскадный доменный ОК с встречным вращением валов мощностью 30 мВт (НЗЛ).

Основные технические характеристики осевых и осецентробежных компрессоров НЗЛ для доменного производства и блоков разделения воздуха.

Параметры	Типы компрессоров				
	K3750-1	K4300-1	K4950-1	K7100-1	KO3000
Объемная производительность, м ³ /мин	3750	4280	4930	7220	3330
Конечное давление, МПа	0,46	0,48	0,54	0,57	0,75
Начальная температура, °C	30	30	30	30	30
Начальное давление, МПа	0,098	0,098	0,098	0,098	0,098
Мощность, МВт	15,8	18,7	23,6	35	15,9

Номинальная частота вращения, об/мин	5400	5100	5200	3000	5000
Частота вращения, об/мин	3900-5400	4600-5200	4600-5200	2850-3150	4800-5300
Тип приводной паровой турбины	П-16	П-18 П-23	П-23	К-35	П-18 П-23

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.

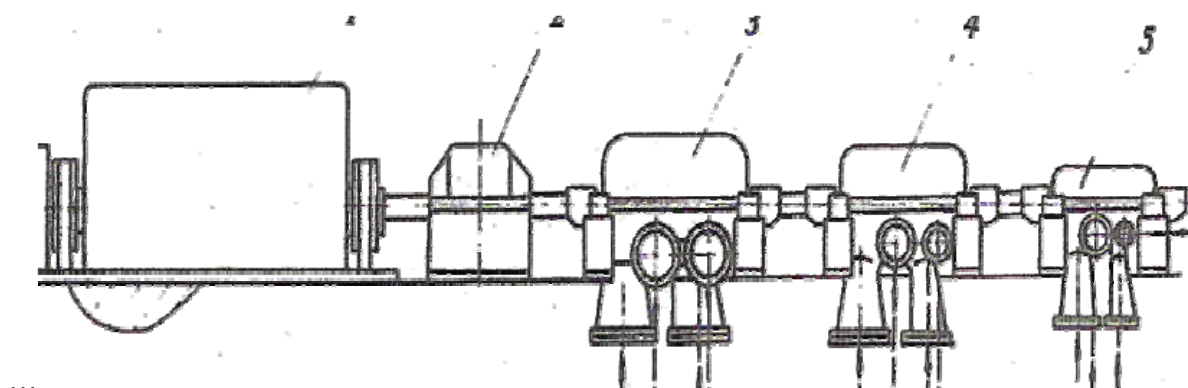


Рис.1.3.10. Компоновка кислородного центробежного компрессора ЦЦК-500 для производства стали (НИИТК – ККЗ). Производительность 500 м³/мин, конечное давление 4,0 МПа, три корпуса, пять промежуточных охладителей.

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.

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 и такой же мощностью.

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.

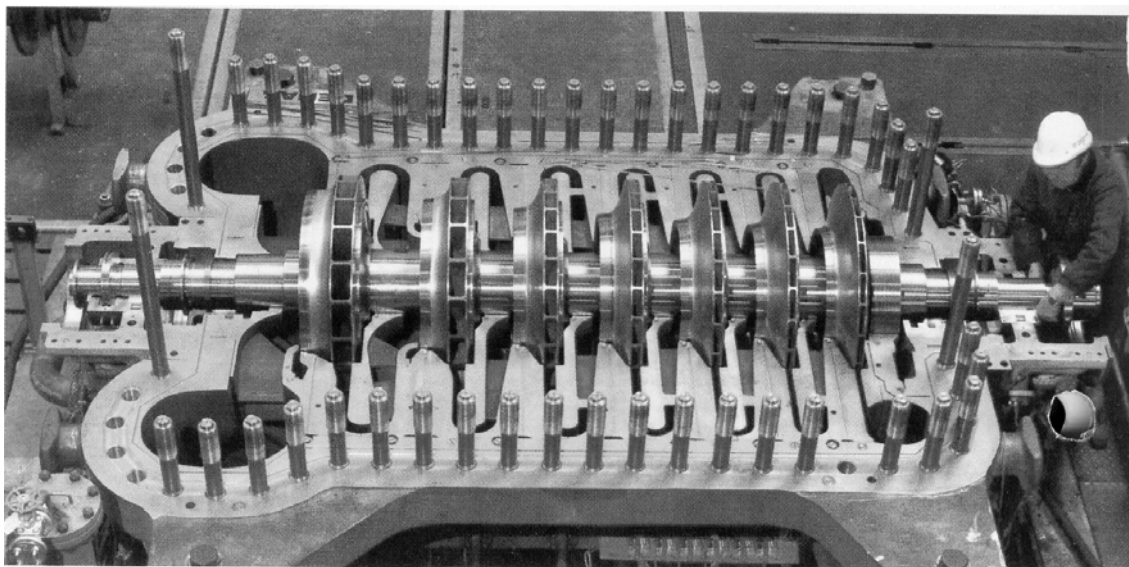


Рис.1.3.11. Семиступенчатый одновальный центробежный компрессор для одного из химических производств (верхняя часть корпуса снята).

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 парокомпрессионных 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.

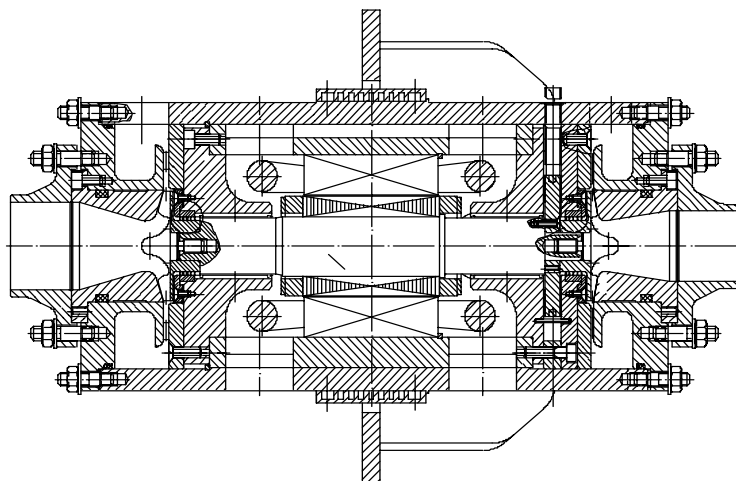


Рис. 1.3.12. Двухступенчатый холодильный ЦК с встроенным электродвигателем и газодинамическими подшипниками (ВНИИХолодмашхолдинг, г. Москва).

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

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 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.

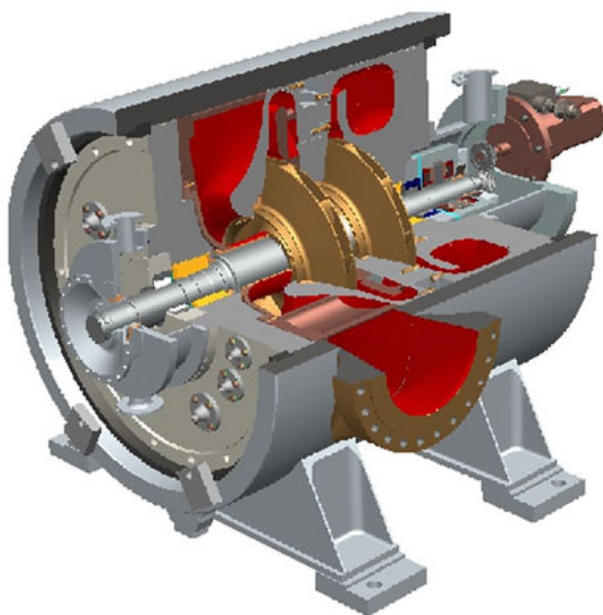


Рис. 1.3.14. Линейный двухступенчатый центробежный компрессор 16 мВт,
(НПО «Искра» по г/д проекту кафедры КВХТ СПбГПУ).

- **компрессоры подземных хранилищ газа** 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.



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 KBХТ СПбГПУ).

2. ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

2.1. Преобразование энергии в ТК. Основные уравнения.

Мощность приводного двигателя (**“эффективная”**) N_e расходуется на преодоление механических сопротивлений $N_{мех}$ (трение в подшипниках, а при наличии - в повышающей зубчатой передаче, в контактных или масляных уплотнениях вала), а большая ее часть N_i (**“внутренняя”**) передается рабочим колесам и далее - сжимаемому газу:

$$N_e = N_i + N_{мех}. \quad (2.1.1)$$

Доля механических потерь определяется механическим КПД $\eta_{мех} = N_i / N_e = 0,99...0,92$ (до 0.85 в некоторых случаях). Низшие значения характерны для компрессоров с большими потерями в повышающей передаче и контактных или масляных уплотнениях.

Внутренняя мощность расходуется на собственно работу сжатия и перемещения газа (N_p), на изменение его кинетической энергии (N_d) и на преодоление сопротивления движению газа в проточной части (N_r). Изменением энергии положения газа в поле тяготения принято пренебрегать:

$$N_i = N_p + N_d + N_r. \quad (2.1.2)$$

Деление последнего соотношения на массовый расход $\bar{m}$ приводит к **уравнению Бернулли**, так же выражающему закон сохранения энергии, но в виде суммы напоров $H = N / \bar{m}$ (напор - удельная работа, т.е. отнесенная к единице массы газа).

$$H_i = H_n + H_d + H_r. \quad (2.1.3)$$

Напоры H есть сумма напоров ступеней многоступенчатого компрессора, в которых осуществляется последовательное сжатие:

$$H = \sum_1^z h. \quad (2.1.4)$$

Для отдельной ступени уравнение Бернулли принято записывать в виде:

$$h_i = h_p + h_d + h_r. \quad (2.1.5)$$

h_i – **внутренний напор** – механическая работа, передаваемая единице массы газа при его прохождении через рабочее колесо. В общем случае внутренний напор имеет три составляющие, рассмотренные ниже;

h_p – **политропный напор** – работа, необходимая для повышения давления (сжатия) и перемещения единицы массы газа из области с давлением p_1 в область с давлением p_2 . В общем случае политропный напор равен интегралу:

$$h_n = \int_1^2 v dp . \quad (2.1.6)$$

Как известно, уравнение связывающее давление, температуру и плотность газа называется уравнением состояния:

$$p / \rho = pv = zRT , \quad (2.1.7)$$

где $z \rightleftharpoons 1$ - эмпирический коэффициент сжимаемости, величина которого зависит от физической природы газа и его состояния (давление, температура).

Отсутствие описываемой аналитически зависимости $z = f(p, T)$ делает невозможным строгое аналитическое решение даже простых термогазодинамических задач. Некоторый воображаемый газ, у которого $z = 1$ в любых случаях, называют **совершенным газом**. При умеренных давлениях и температурах значения z практически равны единице и у реальных газов, то есть, они ведут себя как совершенные.

Для совершенного газа (подчиняющегося уравнению состояния $pv = RT$) величина политропного напора, необходимого для повышения давления газа от p_1 до p_2 и его перемещения в область большего давления определяется уравнением (R - газовая постоянная, T_1 - начальная температура, n - показатель процесса):

$$h_n = \int_1^2 v dp = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] . \quad (2.1.8)$$

Здесь n - показатель политропы в уравнении процесса $pv^n = const$. Показатель политропы связан с показателем изоэнтропы (неточно именуемом показателем изоэнтропы) $k = \frac{c_p}{c_v}$ и КПД процесса сжатия.

Так как при сжатии температура газа повышается, температура стенок корпуса компрессора обычно больше температуры окружающей среды. В результате внешнего теплообмена некоторое количество тепла теряется газом и его температура несколько понижается. Однако в подавляющем

большинстве случаев процесс внешнего теплообмена настолько мало меняет температуру газа, что им пренебрегают при расчете и анализе. В этом случае показатель процесса n связан с показателем изоэнтропы газа k через политропный КПД. А именно, чем меньше КПД, (то есть, чем большая часть механической энергии газа тратится на преодоление сопротивления движению и рассеивается в газе в виде тепла), тем больше показатель политропы отличается от показателя изоэнтропы ($n > k$):

$$\frac{n}{n-1} = \eta_p \frac{k}{k-1}. \quad (2.1.9)$$

Здесь η_p - политропный КПД, являющийся отношением полезного (политропного), и напора, затраченного на сжатие и перемещение газа:

$$\eta_p = \frac{h_p}{h_i - h_d}. \quad (2.1.10)$$

Последнее выражение следует из уравнения Бернулли. В пределах ступени, а тем более компрессора в целом, динамический напор пренебрежимо мал по сравнению с другими членами уравнения Бернулли $h_d = 0,5(c_2^2 - c_1^2) \approx 0$. Тогда:

$$\eta_p = \frac{h_i - h_r}{h_i} = 1 - \frac{h_r}{h_i}. \quad (2.1.11)$$

h_d – **динамический напор** – изменение кинетической энергии единицы массы газа при прохождении между контрольными сечениями «1» и «2»;

$$h_d = 0,5(c_2^2 - c_1^2) \quad (2.1.12)$$

h_r – **потерянный напор** - механическая работа, необходимая для преодоления сопротивления движению единицы массы газа в ПЧ между сечениями «1» и «2». В рабочем колесе центробежного компрессора потери напора складываются из потерь в проточной части h_w , потерь из-за трения наружных поверхностей дисков РК $h_{m\partial}$ и протечек в лабиринтных уплотнениях h_{np} . В рабочих колесах ОК и в неподвижных элементах проточной части $h_{m\partial}$ и h_{np} или пренебрежимо малы, или отсутствуют вовсе. Итак, для РК центробежного компрессора:

$$h_r = h_w + h_{m\partial} + h_{np}. \quad (2.1.13)$$

Для РК осевого компрессора и неподвижных элементов проточной части:

$$h_r = h_w. \quad (2.1.14)$$

Отметим, что в уравнении Бернулли опущен член, описывающий работу массовых сил. Применительно к ТК речь идет о неучете силы земного тяготения, которая мала по сравнению с другими.

Словесная формулировка уравнения Бернулли – **механическая работа, сообщаемая газу рабочим колесом турбокомпрессора, расходуется на сжатие и перемещение газа, увеличение его кинетической энергии и преодоление сопротивления движению.**

Если изменение плотности в процессе движения газа незначительно, то

$$h_n = \frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho}; \quad (2.1.15)$$

$$h_i = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + 0,5(c_2^2 - c_1^2) + h_r, \quad (2.1.16)$$

или

$$h_i = \frac{p_2^* - p_1^*}{\rho} + h_r, \quad (2.1.17)$$

где $p^* = p + 0,5\rho c^2$ – **давление торможения**.

Термины «**параметры торможения**» или «**заторможенные параметры**», «**полные параметры**» связаны с тем, что значение p^* газа, движущегося со скоростью c имело бы место при его торможении до нулевой скорости при отсутствии внешнего теплообмена и подвода (отвода) механической работы.

Приведенные выше уравнения можно использовать для качественного анализа применительно к сжимаемому газу. В этом случае значение плотности ρ есть некоторое среднее значение в процессе движения газа между сечениями «1» и «2».

Если уравнение Бернулли используется применительно к неподвижным каналам (диффузоры и направляющие аппараты, входные и выходные элементы ТК), то

$$h_n + h_o + h_w = 0, \quad (2.1.18)$$

или:

$$\frac{\Delta p^*}{\rho} + h_w = 0, \quad (2.1.19)$$

Т.е. в направляющих аппаратах ОК (диффузорах ЦК) статическое давление может возрастать за счет снижения скорости, а сопротивление преодолевается за счет потери полного давления.

В общем случае внутренний напор принято представлять как сумму трех составляющих:

$$h_i = h_m + h_{m0} + h_{np}. \quad (2.1.20)$$

Так называемый **теоретический** напор h_T соответствует энергии, которая передается газу лопаточной решеткой РК. Его величину определяет **уравнение Эйлера**, часто называемое **основным уравнением турбомашин**:

$$h_T = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1. \quad (2.1.21)$$

Здесь подстрочные индексы 2 и 1 соответствуют параметрам потока на выходе и на входе лопаток РК.

Это уравнение справедливо для установившегося течения и является следствием теоремы об изменении момента количества движения. Приведем ее словесную формулировку: **Механическая работа, передаваемая единице массы газа рабочим колесом турбокомпрессора, равна произведению окружной составляющей абсолютной скорости газа на окружную скорость на выходе из лопаток колеса за вычетом такого же произведения перед входом на лопатки колеса.**

Уравнение Эйлера описывает единственно возможный механизм передачи потоку газа механической энергии, развиваемой двигателем. При этом не имеет значения, создается приращение величины $c_u u$ за счет отклонения потока движущимися лопатками под действием разности давлений на их передней и задней поверхности, или создание закрутки обеспечивается касательными напряжениями на поверхности вращающегося диска, например, наружными поверхностями дисков у рабочего колеса ПЦК. Однако условно теоретическим напором считают ту часть работы, которая передается лопатками РК массовому расходу $\bar{m}$, проходящему через ступень.

Для расчета h_T по уравнению Эйлера достаточно знания составляющих абсолютных скоростей c_{u1} и c_{u2} , так как окружные скорости должны быть известны из условий задачи. Определение скоростей и их составляющих производится из так называемых треугольников скоростей.

Теоретическому напору соответствует **теоретическая мощность**, которая может быть определена кроме уравнения Эйлера через момент сил давления M_z на лопатках РК:

$$N_T = \bar{m}h_T = z\omega M_z = z\omega r_{cp} P_{u_{cp}} \quad (2.1.22)$$

где z - число лопаток, r_{cp} и $P_{u_{cp}}$ - средний радиус лопаток и средняя по высоте лопаток окружная составляющая силы разности давлений на передней и задней поверхности лопаток.

Наружные поверхности дисков центробежного РК за счет поверхностного трения заставляют поток вращаться. Затрачиваемая удельная работа - напор трения дисков h_{md} . Этот напор считается потерянными и рассеивается в виде тепла в массе сжимаемого газа.

Система кольцевых камер, образуемых специальными гребнями и наружной поверхностью покрывающего диска называется лабиринтным уплотнением. Гребни не доходят до уплотняемой поверхности ("бесконтактное уплотнение") и хотя система камер представляет значительное сопротивление, часть сжатого в РК газа перетекает обратно на всасывание. Энергия давления перетекающего газа теряется, превращаясь в тепловую. Соответствующий этому напор называется напором внутренних протечек h_{np} . Этот напор является потерянными.

Напоры h_{md} и h_{np} у осевых компрессоров пренебрежимо малы. У центробежных компрессоров сумма $h_{md} + h_{np}$ составляет 2 - 10% от теоретического напора.

Уравнение энергии в потоке газа, как и уравнение Бернулли, по сути является выражением закона сохранения энергии, но связывает процесс преобразования энергии с изменением теплосодержания (энтальпии) i :

$$h_i + q_{en} = i_2 - i_1 + h_d, \quad (2.1.23)$$

где q_{en} - количество тепла, полученное (или потерянное) единицей массы газа в результате внешнего теплообмена через стенки проточной части. Если принять обычное условие, что внешний теплообмен пренебрежимо мал, то следует считать, что подводимая к газу механическая работа расходуется на повышение теплосодержания и кинетической энергии:

$$h_i = i_2 - i_1 + 0,5(c_2^2 - c_1^2). \quad (2.1.24)$$

У совершенных газов теплоемкость не зависит от температуры и давления, поэтому уравнением энергии в потоке газа удобно пользоваться в виде:

$$h_i = C_p(T_2 - T_1) + 0,5(c_2^2 - c_1^2), \quad (2.1.25)$$

где C_p - теплоемкость газа при постоянном давлении.

Сумма энтальпии и кинетической энергии является мерой полной энергии газа и называется **энтальпией торможения**, а соответствующая ей температура - температурой торможения:

$$i^* = C_p T^* = i + 0,5c^2. \quad (2.1.26)$$

Соответственно с этим уравнение энергии в потоке газа иногда удобно использовать в виде:

$$h_i = i_2^* - i_1^* = C_p (T_2^* - T_1^*). \quad (2.1.27)$$

Энтальпия торможения полностью характеризует энергию, которой располагает газ – тепловую и кинетическую. При испытании ТК часто измеряют сообщаемый газу внутренний напор по разности температур перед и за проточной частью. Это позволяет рассчитать политропный КПД согласно приведенному выше уравнению (2.1.27).

Из уравнения энергии в потоке газа следует, что при движении в проточной части газ нагревается за счет подвода механической энергии двигателя. Рост температуры делает газ более упругим, то есть, для его сжатия и перемещения требуется больший политропный напор – этот напор пропорционален начальной температуре газа. Так как высокая температура сжатого газа на выходе из компрессора не требуется, а иногда нежелательна или недопустима, заманчивым кажется вести процесс сжатия при постоянной температуре. Для этого тепло, эквивалентное подведенной механической работе должно тут же отводиться за счет внешнего теплообмена (уравнение энергии в потоке газа) $q_{\text{вн}} = -h_i$ при $T_1 = T_2$. Подобный процесс сжатия называется **изотермическим** и рассматривается как предельный идеальный процесс для ТК с охлаждением газа при сжатии. Его практическая реализация невозможна по очевидным причинам.

Изотермическая работа сжатия – перемещения равна для совершенного газа:

$$h_{\text{из}} = RT_1 \ln \pi. \quad (2.1.28)$$

Изотермический напор тем сильнее отличается (в меньшую сторону) от политропного при отсутствии отвода тепла, чем больше отношение давлений $\pi = p_2 / p_1$.

Изоэнтروпный (неточно – адиабатный) процесс – это процесс идеального компрессора, работающего без потерь напора h_r и без внешнего теплообмена. Этот процесс **обратимый**, т.е. при сжатии и последующем расширении газ возвращается в исходное состояние p_1, T_1, s_1 . На диаграмме $i-s$ (рис.2.1.1) процесс изоэнтропного сжатия или расширения изображается прямой $1-2_{\text{ад}}$, параллельной оси i . Сжатие из точки с параметрами p_1, T_1 идет с ростом температуры, так как механическая работа сжатия, сообщаемая газу, повышает его теплосодержание (см. уравнение энергии в потоке газа ниже). Процесс изоэнтропного расширения идет в обратном порядке.

В действительности, в турбокомпрессорах процесс сжатия требует большей затраты работы, чем при изоэнтропном сжатии, так как эта работа частично расходуется на преодоление сопротивления движению газа. Эта часть работы преобразуется в тепло, при этом увеличивается температура газа $-dq_r > 0$. По сравнению с изоэнтропным процессом, при одинаковом повышении давления в реальном политропном процессе сжатия, температура газа больше, а энтропия газа

возрастает на величину $\int_1^2 dh_r / T$. На $i-s$ -диаграмме реальный политропный процесс сжатия

изображается линией, отклоняющейся вправо от линии изоэнтропы в сторону роста энтропии – линия 1-2.

Если рассматривать ход рабочего процесса между двумя произвольными контрольными сечениями, то сопротивление движению газа (соответственно и потеря напора, преобразующегося в тепло) различно на разных участках пути следования газа. То есть, величина показателя политропы n в уравнении процесса есть величина переменная. Однако для удобства расчетов ее принимают за постоянную, соответствующую среднему значению на пути движения газа. Это среднее значение n должно обеспечивать окончание линии расчетного политропного процесса $pv^n = const$ в точке 2, где линия 1-2 изображает действительный политропный процесс с переменным значением n .

При расширении газа – снижении давления – процесс идет так, как на рис. 2.1.1 показывается линия 2-3, отклоняясь от изоэнтропного в сторону увеличения энтропии, так как $h_r > 0$. Показатель реального процесса расширения $n < k$.

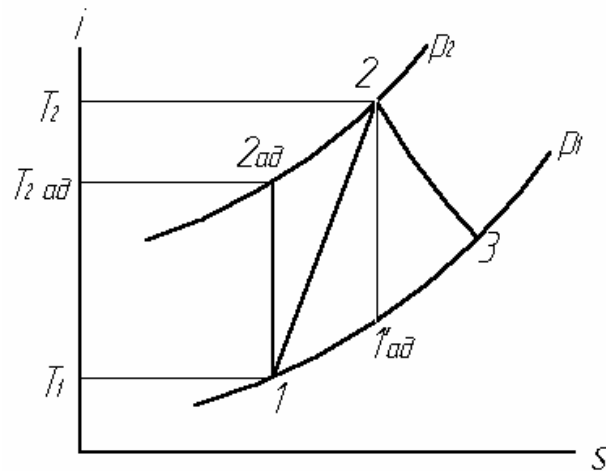


Рис.2.1.1. Изображение изоэнтропного ($h_r = 0$, $q_{вн} = 0$) и политропного ($(h_r > 0$, $q_{вн} = 0)$) процессов сжатия и расширения:

1 – 2_{ад} – процесс изоэнтропного сжатия и расширения;

линия 1-2 – процесс политропного сжатия;

линия 2-3 – процесс политропного расширения

Перечисленные уравнения следует дополнить **уравнением неразрывности**:

$$\bar{m} = \rho \bar{V} = \rho f c = const, \quad (2.1.29)$$

т.е. массовый расход газа через контрольные сечения в ПЧ одинаков, если между рассматриваемыми контрольными сечениями нет дополнительного подвода или отвода газа. Уравнение

неразрывности – это одна из форм закона сохранения материи. В РК и диффузорах турбокомпрессоров плотность газа возрастает, поэтому объемный расход $\bar{V} = c * f$ становится меньше по мере прохождения газа через проточную часть.

2.2. Охлаждение при сжатии.

Подводимая к газу механическая энергия повышает температуру газа. Горячий газ более упруг, и для его сжатия требуется большая затрата энергии. Если представить гипотетическую возможность отвести тепло сжатия и сохранить в процессе сжатия постоянной начальную температуру газа, то затрата энергии на такое **изотермическое сжатие** была бы меньше, чем на политропное без теплоотвода:

$$h_{из} = RT_n * \ln \pi < h_p = \frac{n}{n-1} RT_n (\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1). \quad (2.2.1)$$

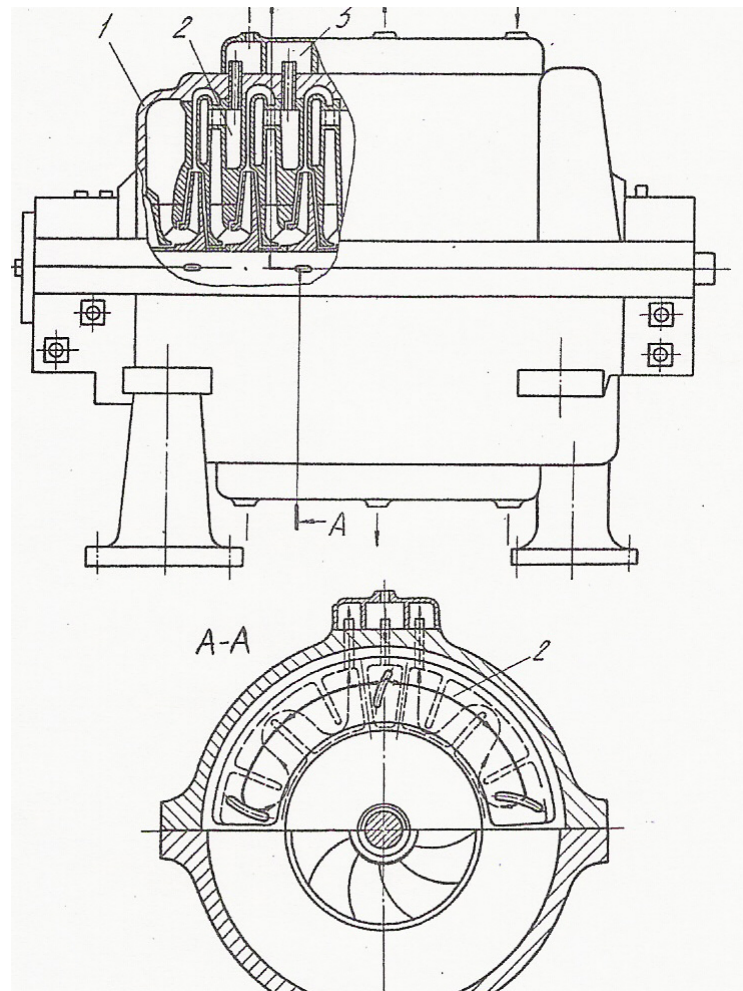


Рис. 2.2.1. Центробежный компрессор для ацетилена (НИИТК – ККЗ, г. Казань) с внутренним охлаждением.

Охлаждение внутренних полостей проточной части - рис.2.2.1 имеет ряд недостатков и применяется, когда нельзя допустить значительного повышения температуры сжимаемого газа – повышение агрессивности, полимеризация с образованием твердых фракций и пр.

Для уменьшения работы сжатия такую схему применяли до первой трети прошлого столетия, когда ЦК имели прямой электропривод без повышающей передачи и отличались большими радиальными размерами. В настоящее время применяется промежуточное охлаждение между не охлаждаемыми группами центробежных ступеней. Газ выводится из проточной части и охлаждается в теплообменниках. Схема ЦК с промежуточным охлаждением на рис. 2.2.1.

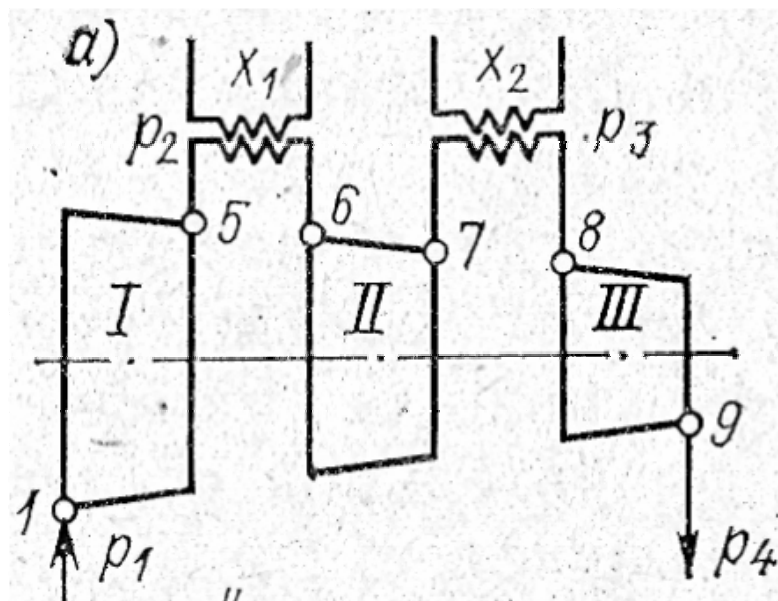


Рис.2.2.2. Схема к определению эффективности промежуточного охлаждения.

Обычно газоохладители снабжены трубами с наружным оребрением. Внутри труб движется вода, снаружи – охлаждаемый газ – схема на рис.2.2.3.

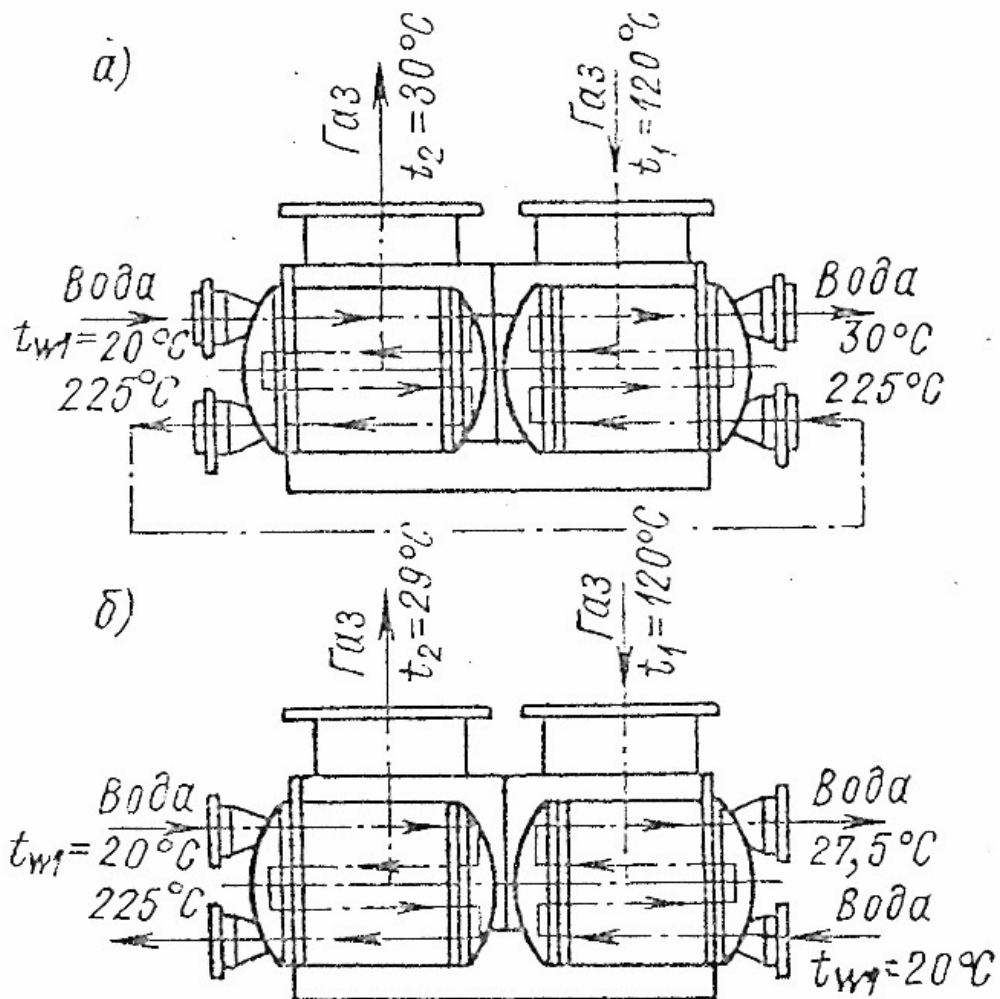


Рис. 2.2.3. Схема промежуточного газоохладителя – два последовательно соединенных трубных пучка в общем корпусе.

Термодинамический эффект от охлаждения демонстрирует рис. 2.2.4.

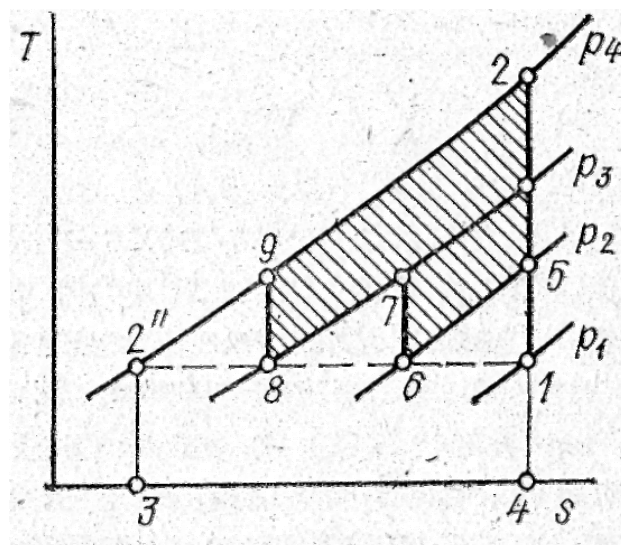


Рис. 2.2.4. $T-S$ диаграмма сжатия идеального компрессора с двумя промежуточными охлаждениями.

Свойства $T - S$ диаграммы таковы, что площадь под изобарой конечного давления между точками 2 и 2'' пропорциональна работе политропного сжатия и перемещения газа. У рассматриваемого идеального компрессора потерь напора нет, поэтому политропная работа равна изэнтропной.

Площадь под линией $T_1 = const$ между точками 1 и 2'' пропорциональна работе изотермического сжатия и перемещения. Изобары p_2, p_3 соответствуют давлению после первой и второй неохлаждаемых секций компрессора и процессу охлаждения газа до начальной температуры без потери давления в газоохладителях. Заштрихованная площадь – экономия работы сжатия – перемещения по сравнению с неохлаждаемым компрессором.

При увеличении количества промежуточных охлаждений процесс приближается к изотермному. Однако у реального компрессора температуру газа после газоохладителей невозможно понизить до начальной. Она оказывается на $\approx 10K$ выше начальной температуры. В газоохладителях происходит заметное падение давления из-за их гидравлического сопротивления. Оба обстоятельства заметно снижают энергетическую эффективность охлаждения. К тому же число промежуточных охлаждений не может быть больше, чем $z - 1$ (z - число ступеней).

Промежуточное охлаждение значительно усложняет компрессор и установку в целом. При расположении РК ступеней на одном валу появляется необходимость в устройстве промежуточных выходных и входных камер. Это практически несовместимо с конструкцией проточной части осевых компрессоров. У одновальных центробежных компрессоров можно устроить одно или два промежуточных охлаждения. У ОК и ЦК при многокорпусном исполнении между корпусами обычно делают промежуточное охлаждение. Сами газоохладители по размеру больше собственно компрессора. Их трубы делают из цветного металла. В процессе эксплуатации внутренние поверхности труб покрываются отложениями примесей воды. Их необходимо периодически чистить. В практике по разным причинам случается нарушение герметичности трубных пучков. Система газоохлаждения требует контроля и обслуживания.

Выбор количества промежуточных охлаждений, размеров и конструкции трубных пучков требует особого внимания. Рациональное количество промежуточных охлаждений тем больше, чем больше рост температуры при сжатии без охлаждения. Например, в воздушных ЦК с отношением давлений $\pi=9$ обычно количество охлаждений 2 – 3. Три охлаждения делают в четырехступенчатых компрессорах с консольным расположением РК на концах двух валов – как на рис. 1.3.8 в предыдущем разделе.

2.3. Система координат. Треугольники скоростей.

Для газодинамического расчета и проектирования знание скоростей потока в контрольных сечениях на входе и выходе лопаточных решеток имеет первостепенное значение. Скорости газа в проточной части ТК весьма велики. Например, скорость потока на выходе из РК ЦК имеет порядок окружной скорости $u_2 = \omega * r_2$ (произведений угловой частоты вращения ротора на расстояние от оси ротора). На периферии лопаток окружная скорость у ТК используемых в промышленных

установках обычно равняется 240 - 320 м/с, а у некоторых наиболее современных типов машин достигает 420 м/с. У ТК некоторых газотурбинных двигателей окружные скорости могут быть выше 600 м/с.

Так как основные элементы проточной части турбокомпрессоров осесимметричные, для задания положения газовой частицы используется цилиндрическая система координат. Координата z отсчитывается от некоторой произвольно выбранной точки на оси ротора до радиальной плоскости, в которой лежит рассматриваемая частица. Координата r - это радиальное расстояние от оси ротора до рассматриваемой частицы. Угловая координата в радиальной плоскости - это центральный угол θ . Угол отсчитывается в направлении вращения колеса между некоторым начальным радиальным направлением и радиусом, идущим в рассматриваемую точку.

В зависимости от решаемой задачи скорости газового потока необходимо рассматривать либо в **абсолютной** (неподвижной, связанной с корпусом компрессора), либо в **относительной** (вращающейся вместе с ротором) системе координат. Скорость потока в абсолютной системе координат называется **абсолютной скоростью** и обозначается строчной латинской буквой c . Скорость потока во вращающейся относительной системе координат называется **относительной скоростью** и обозначается строчной латинской буквой w .

Проекции скоростей на координатные оси обозначаются соответствующими буквами с подстрочными индексами z , r , u . Вектор скорости в рассматриваемой точке может быть задан тремя компонентами в прямоугольной системе координат:

$$\vec{c} = \vec{c}_u + \vec{c}_z + \vec{c}_r, \quad (2.3.1)$$

или двумя компонентами: $\vec{c} = \vec{c}_u + \vec{c}_m$, где $\vec{c}_m = \vec{c}_z + \vec{c}_r$ и вектор $\vec{c}_m$ лежит в меридиональной плоскости.

Окружная скорость ротора $u = \omega * r$ является скоростью перемещения вращающейся системы координат относительно неподвижной системы. Скорость u по этой причине иногда называют **переносной скоростью**. Векторная связь между абсолютной и относительной скоростями:

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}, \quad \vec{c}_u = \vec{w}_u + \vec{u}, \quad c_z = w_z, \quad c_r = w_r, \quad c_m = w_m.$$

Скалярное соотношение между скоростями и их компонентами:

$$c = (c_z^2 + c_r^2 + c_u^2)^{0.5}, \quad w = (w_z^2 + w_r^2 + w_u^2)^{0.5}. \quad (2.3.2)$$

Для задания вектора скорости используют также углы, образованные его проекциями с осями координат. Проекции вектора скорости на меридиональную плоскость c_m и w_m называются меридиональными скоростями и образуют с осевым направлением z угол γ . Связь между меридиональной скоростью и проекциями скорости на оси координат:

$$c_m = (c_z^2 + c_r^2)^{0,5}, \quad c_m = c_z / \cos \gamma, \quad c_m = c_z / \sin \gamma$$

$$w_m = (w_z^2 + w_r^2)^{0,5}, \quad w_m = w_z / \cos \gamma, \quad w_m = w_z / \sin \gamma,$$

Очевидно также, что:

$$c = (c_m^2 + c_u^2)^{0,5}, \quad w = (w_m^2 + w_u^2)^{0,5} \quad (2.3.3)$$

Связь между скоростью и ее меридиональной и окружной составляющими задается с помощью соответствующих углов. В плоскости, проходящей через c , c_u и c_m , угол между скоростью и направлением u обозначается буквой α . В плоскости, проходящей через w , w_u и w_m , угол между скоростью и обратным направлением u обозначается буквой β (в англоязычной литературе эти углы часто отсчитываются от радиального направления, что в принципе удобнее). С использованием углов α и β получаются следующие соотношения:

$$c = c_u / \cos \alpha, \quad c = c_m / \sin \alpha, \quad w = w_u / \cos \alpha, \quad w = w_m / \sin \alpha. \quad (2.3.4)$$

Способы задания координат точек в проточной части и векторов скоростей иллюстрирует рис. 2.3.1.

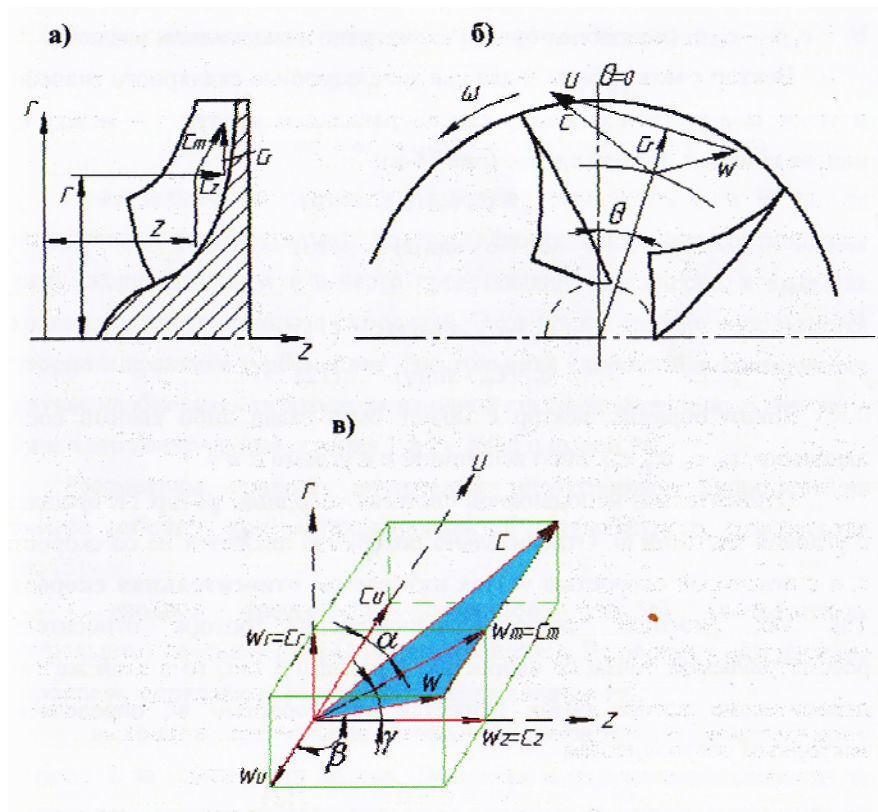


Рис.2.3.1. Задание положения точек и векторов скорости в ТК.

Абсолютные скорости используются при анализе течения в неподвижных элементах проточной части, а относительные - в рабочих колесах. При последовательном расчете проточной части от входа в проточную часть до сечения "1" первого рабочего колеса используются абсолютные скорости. Течение в рабочем колесе, естественно, определяется скоростями относительными.

Для наглядности векторное соотношение $c = w + u$ изображают графически в виде треугольников со сторонами c , w , u . Это так называемые треугольники скоростей, играющие очень большую роль в изучении и анализе рабочего процесса в термогазодинамическом расчете.

Общее правило построения треугольников скоростей:

1. Направление потока, движущегося в канале или выходящего из канала, определяется направлением поверхностей этого канала за вычетом угла отставания (в наиболее важных для нас случаях имеются в виду каналы, образованные поверхностями лопаток). Величина угла α для абсолютной скорости (неподвижные каналы) или β (межлопаточные каналы РК) может быть оценена (или рассчитана на основании имеющихся полуэмпирических методов более или менее точно) по величине углов α_n или β_n соответственно;

2. Величина расходной составляющей рассчитывается по заданному массовому расходу $c_m = w_m = \bar{m} / \rho f$, где f – площадь сечения, перпендикулярная расходной скорости.

3. Отсюда $c = c_m / \sin \alpha$ или $w = w_m / \sin \beta$.

4. По определенной таким образом скорости по правилу сложения ($\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$) или вычитания ($\vec{w} = \vec{c} - \vec{u}$) векторов находится искомая (c или w) скорость, так как величина $u = \omega r$ известна по условию задачи.

Соотношения между c , w и u легко выражаются аналитически, поэтому при расчетах нет необходимости в графическом построении треугольников скоростей (если это не требуется для наглядности анализа). Пусть заданы:

- расходная составляющая c_m ,
- угол α ,
- окружная скорость u .

Тогда: $c = c_m / \sin \alpha$, $c_u = c \cos \alpha$ или непосредственно $c_u = c_m \operatorname{ctg} \alpha$, $w_u = c_u - u$ (у турбокомпрессоров обычно $c_u < u$, поэтому w_u – отрицательная величина, т.е. ее направление противоположно направлению вращения РК).

Относительная скорость равна: $w = \sqrt{w_u^2 + w_m^2} = \sqrt{(c_u - u)^2 + c_m^2}$. Угол потока в относительной системе координат $\beta = \arcsin(w_m / w)$.

По приведенным соотношениям могут быть найдены все скорости, их компоненты и углы потока при любой постановке задачи, т.е. при любой комбинации исходных величин.

При эксплуатации ТК условия его работы могут меняться, а именно:

1. Из-за изменения сопротивления сети может меняться производительность компрессора.

2. Возможно изменение числа оборотов ротора (при некоторых видах привода это можно делать специально в соответствии с изменением других условий работы).

3. Могут меняться начальные параметры газа, например, T_a и p_a (атмосферные условия) для воздушных компрессоров.

Скажем, для воздушного компрессора изменение T_a и p_a происходит не очень быстро и не в очень широких пределах. В РФ сезонные колебания температуры могут быть очень большими, в некоторых районах от $+40^\circ\text{C}$ летом до -40°C зимой. Для повседневной же эксплуатации ТК наиболее характерно изменение производительности из-за изменения потребности в сжатом газе. Такие колебания могут быть многократными в течение одних суток. Большинство ТК имеет электрический привод с постоянной частотой вращения, поэтому при анализе влияния режима работы ТК на треугольники скоростей обычно и рассматривают один из возможных частных случаев, а именно, изменение объемной производительности при постоянной частоте вращения.

На рис.2.3.2 сопоставлены входные, а на рис.2.3.3 – выходные треугольники скоростей при разной объемной производительности и постоянной скорости вращения. Для общности на них показаны входные треугольники скоростей при абсолютной скорости c_1 , направленной под углом $\alpha_1 \neq 90^\circ$. Это часто бывает на входе в РК осевых компрессоров и иногда делается у центробежных.

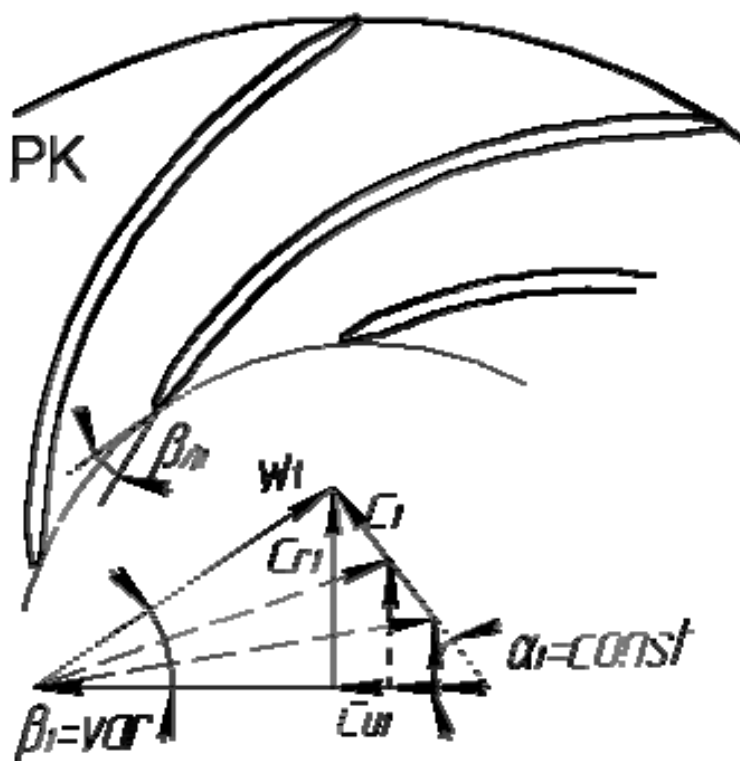


Рис.2.3.2. Входной треугольник скоростей РК ПЦК при $\overline{V}_1 = \text{var}$ ($\alpha_1 < 90^\circ$).

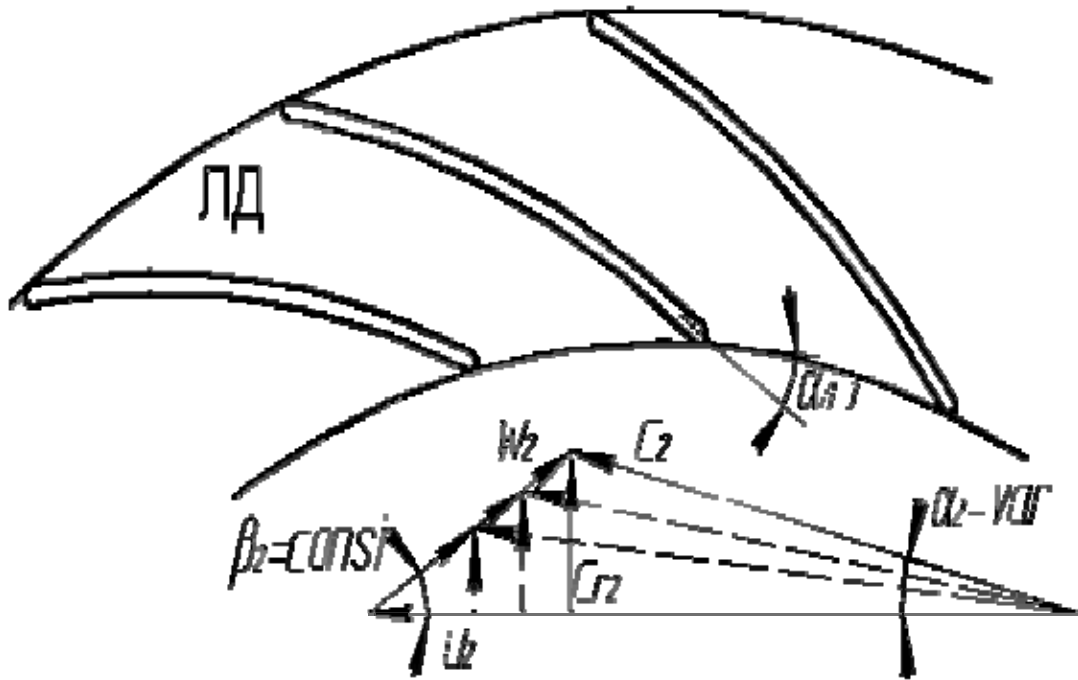


Рис.2.3.3. Выходной треугольник скоростей РК ПЦК при $\bar{V}_1 = \text{var}$.

Пусть $\alpha_1 < 90^\circ$; тогда $c_{u1} > 0$, т.е. закрутка положительная. Допустим также для упрощения, что α_1 остается одинаковым при разной объемной производительности $\bar{V}_1$. Обычно $\Delta\alpha_1 = \alpha_{n1} - \alpha$, т.е. угол отставания абсолютного потока от направляющих его лопаток в зависимости от режима работы несколько меняется. Так как величина $\Delta\alpha_1$ вообще невелика, ее изменением при нашем приближенном анализе пренебрежем.

Характер изменения треугольника скоростей при $\bar{V}_1 = \text{var}$ и принятых условиях поясняет рис.2.3.2. Величина c_1 меняется пропорционально расходу: $c_1 = \bar{V}_1 / (f_1 \sin \alpha_1)$, но направлена одинаково.

Скорость w_1 , меняет и величину, и направление – из-за изменения расходной составляющей скорости c_{m1} :

$$w_1 = \sqrt{(u_1 - c_{u1})^2 + c_{m1}^2} = \sqrt{(u_1 - c_{m1} \text{ctg} \alpha_1)^2 + c_{m1}^2}, \quad (2.3.5)$$

$$\beta_1 = \arctg(c_{m1} / w_{u1}) = \arctg\left(\frac{c_{m1}}{u_1 - c_{m1} \text{ctg} \alpha_1}\right). \quad (2.3.6)$$

Итак, величина и направление скорости w зависят от расходной скорости, которая пропорциональна объемному расходу $c_{m1} = c_1 \sin \alpha = \bar{V}_1 / f_1$.

Из выходного треугольника скоростей следует, что:

$$w_{m2} = \frac{\bar{V}_2}{f_2} = \frac{\bar{m}}{\rho_2 f_2} = \frac{\bar{V}_1 \rho_1 f_1}{\rho_2 f_2}, \quad (2.3.7)$$

$$w_2 = w_{m2} / \sin \beta_2, \quad (2.3.8)$$

$$w_{u2} = w_{m2} * \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (2.3.9)$$

Тогда:

$$c_2 = \sqrt{(u_2 - c_{u1})^2 + w_{m2}^2} = \sqrt{(u_2 - c_{m2} \operatorname{ctg} \beta_2)^2 + c_{m2}^2}, \quad (2.3.10)$$

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{m2} \operatorname{ctg} \beta_2}. \quad (2.3.11)$$

Из графического изображения треугольника скоростей, и приведённых формул видно, что чем больше расходная составляющая скорости, тем больше углы потока и в абсолютном, и в относительном движении.

Известно, что лопаточные аппараты турбомашин являются удобообтекаемыми и имеют минимально возможные коэффициенты потерь ζ только при некоторых направлениях натекающего потока, характеризуемого так называемым углом атаки: $i_1 = \beta_{\pi 1} - \beta_1$ и $i_3 = \alpha_{\pi 3} - \alpha_3$, где i_1 – угол атаки на входе в РК, i_3 – угол атаки на входе в ЛД.

Из полученных соотношений следует, что большим расходам соответствуют отрицательные ($i < 0$) углы атаки, а меньшим расходам – положительные ($i > 0$).

Соответствующие минимальным значениям коэффициента потерь углы атаки в зависимости от формы лопаточных решеток и некоторых других факторов могут иметь различные значения, впрочем, всегда довольно близкие к нулю. Поэтому для каждой компрессорной решетки существует такой режим работы, при котором $c_r = c_{r_{opt}}$ и КПД достигает максимально возможного значения.

2.4. Действительный характер течения и его схематизация.

Изменение параметров газа происходит при движении в любом направлении по поверхности любого из контрольных сечений – т.е. в направлении двух координат. Очевидно изменение параметров в еще одном направлении - по пути следования газа от одного контрольного сечения к другому.

Таким образом, меняя свои параметры в направлении всех трех координатных осей, поток является пространственным, трехмерным. Кроме того, поток является нестационарным, то есть его параметры зависят от времени. Переходные процессы между разными режимами работы ТК очевидно ведут к зависимости параметров потока от времени. Ряд обстоятельств вызывает периодическую нестационарность на установившемся режиме работы. Главная причина возникновения периодической нестационарности вызвана конечным числом лопаток колес и неподвижных элементов. Итак, в общем случае:

$$\bar{c}, (w), p, T = f(z, r, u, \tau). \quad (2.4.1)$$

Рассмотрение действительного течения во всей его сложности при анализе процессов, решении инженерных задач расчета и проектирования проточной части требуется не всегда. Например, выше рассматривались основные энергетические процессы в одномерной стационарной постановке.

При необходимости применяется ряд упрощающих приемов, а именно:

1. Рассматриваются установившиеся режимы, а периодическая нестационарность не принимается во внимание. В расчете участвуют параметры потока, осредненные по времени:

$$\bar{c}, (\bar{w}), p, T = f(z, r, u) \quad (2.4.2)$$

Современные компьютерные программы расчета вязких пространственных течений часто используют такую схематизацию. Программы применяются для анализа течения на последней стадии проектирования с целью выявления возможных несовершенств формы ПЧ и их устранения.

2. На первой стадии расчета и проектирования определяются основные размеры проточной части в контрольных сечениях - течение рассматривается одномерным. То есть, параметры потока считаются постоянными по поверхности контрольных сечений и меняются только от одного сечения к другому:

$$\bar{c}, (\bar{w}), p, T = f(l) \quad (2.4.3)$$

Здесь l - естественная координата между рассматриваемыми соседними контрольными сечениями (не обязательно разграничивающими элементы проточной части). Процесс нахождения средних параметров по измеренным или рассчитанным полям этих параметров в контрольных сечениях описан в литературе.

3. Для правильного профилирования лопаточных решеток важное значение имеет анализ распределения скоростей по поверхностям лопаток. Сравнительно простые компьютерные программы решают задачу обтекания в предположении, что газовые частицы движутся по **осесимметричным поверхностям (ОПТ)**, соосным с ротором. Течение на каждой из поверхностей, пе-

ресекающих лопатку, является **двухмерным**. Если для решения поставленной задачи достаточен анализ распределения скоростей на одной из поверхностей тока (например, на средней по высоте лопатки), то анализируется **двухмерное** течение. При этом часто рассматриваются не действительные поверхности тока, а условные. Например, при расчёте обтекания лопаток осевых компрессоров может использоваться допущение, что поверхности тока являются цилиндрическими, хотя в действительности частицы газа в осевой ступени движутся по криволинейным поверхностям вращения.

4. Сумма течений на ряде ОПТ рассматривается как некое **квазитрехмерное** течение, в значительной степени соответствующее действительному трехмерному характеру течения. При решении квазитрехмерной задачи обычно считают поток невязким, что не дает возможности рассчитать, например, пограничные слои и зоны их отрыва, поэтому результаты расчета носят качественный характер.

В зависимости от решаемой задачи возможны и другие упрощающие допущения.

2.5. Виды характеристик ступени и компрессора.

Размерной характеристикой компрессора называется зависимость конечного давления и потребляемой мощности от массового расхода или объемного расхода на входе при постоянной частоте вращения ротора и при постоянных условиях на входе:

$$N_e(N_i), p_k = f(\bar{m}) \text{ или } N_e(N_i), p_k = f(\bar{V}_n) \quad \text{при } n = const, p_n = const, T_n = const.$$

Устройство размерной характеристики в общем соответствует типичным условиям эксплуатации. Большинство промышленных компрессоров имеет привод от электродвигателей переменного тока с постоянной частотой вращения, а параметры потока на входе, если и меняются, то меняются постепенно, в течение продолжительного времени. Начальные условия в некоторых случаях могут меняться значительно (ТК авиационных ГТД), в некоторых случаях компрессора имеют турбинный привод, поэтому для характеристики работы компрессора необходимо иметь семейство характеристик, соответствующих всем возможным режимам эксплуатации. Находят применение разного рода универсальные характеристики.

Комбинированные характеристики. Размерные характеристики подвержены сильным изменениям при изменении условий работы. Например, потребляемая мощность меняется с изменением начального давления из-за изменения плотности газа и соответственно изменения массового расхода. Иногда удобно пользоваться характеристикой ТК в виде безразмерных отношения давлений π и КПД от размерного объемного расхода (комбинированные характеристики):

$$\pi, \eta = f(\bar{V}_n) \quad \text{при } n = const, T_n = const.$$

При таком представлении характеристики начальное давление практически можно исключить из параметров характеристики, так как оно весьма слабо влияет на отношение давлений и КПД.

Безразмерные характеристики наименее подвержены влиянию условий работы. В безразмерных координатах обычно представляют характеристики отдельных ступеней, реже - многоступенчатых компрессоров. Чаще всего безразмерные характеристики представляют в виде:

$$\eta, \psi_n, \psi_i = f(\Phi) \text{ или } \eta, \psi_n, \psi_i = f(\varphi)$$

при постоянных значениях критериев подобия, рассмотренных в следующем разделе.

Отметим, что коэффициенты полезного (политропного) и затраченного (внутреннего) напоров ψ_n и ψ_i связаны между собой соотношением $\psi_n = \psi_i \eta$, поэтому один из них можно было бы не приводить по формальным соображениям. Тем не менее, обычно их приводят вместе для большей информативности.

Представление характеристик. Характеристики ТК можно рассчитать на основе полуэмпирических соотношений, но только с некоторой степенью достоверности. Достоверны при соблюдении правил испытаний экспериментальные характеристики. При экспериментах ступень или ТК в целом испытывают на ряде режимов работы. При постоянных оборотах ротора и начальных условиях, меняя противодавление получают разные режимы работы по расходу. Измеренные в ряде точек параметры характеристики логично представить в виде таблиц, представляющих перечисленные выше функции.

Более наглядно и часто используется представление характеристик в виде графиков, построенных по экспериментальным или рассчитанным точкам.

2.6. Форма характеристик ТК.

Рассматривая характеристику ТК или отдельной ступени можно пренебречь изменением кинетической энергии, которое незначительно. Тогда в ступени ОК, а с некоторым приближением и в ступени ЦК, величина полезного напора определится разностью теоретического и потерянного напоров:

$$h_n = h_T + h_w. \quad (2.6.1)$$

Для расчета характеристики достаточно определить зависимости $h_T = f(\bar{m})$ и $h_w = f(\bar{m})$.

Характеристика теоретического напора. Рассмотрим вид этой характеристики на примере центробежного рабочего колеса. Для начала рассмотрим гипотетический компрессор, в котором отсутствуют потери напора, РК имеет бесконечно большое количество бесконечно тонких лопаток (часто используемая модель для выяснения фундаментальных закономерностей рабочего процесса).

Из-за бесконечности числа лопаток поток на выходе из РК имеет направление, полностью совпадающее с направлением лопаток на выходе:

$$\beta_2(id) = \beta_{\lambda 2} . \quad (2.6.2)$$

Зависимость между окружной составляющей скорости и расходом вытекает из соотношения между сторонами выходного треугольника скоростей:

$$c_{u2} = u_2 - c_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2 \quad (2.6.3)$$

$$\text{или в безразмерном виде } \psi_T = 1 - \varphi_2 \operatorname{ctg} \beta_2 , \quad (2.6.4)$$

где $\psi_T = \frac{c_{u2}}{u_2}$ - коэффициент теоретического напора, $\varphi_2 = \frac{c_{r2}}{u_2}$ - коэффициент расхода на выходе из РК.

Коэффициент расхода на выходе из РК линейно зависит от расхода с точностью до изменения плотности газа в пределах рабочей зоны характеристики:

$$\varphi_2 = \frac{\bar{m}}{\rho_2 \pi D_2^2 * b_2 / D_2} , \quad (2.6.5)$$

где b_2 / D_2 - **относительная высота лопаток на выходе из РК** - часто используемое в расчетах и анализе безразмерное соотношение размеров.

Очевидна линейная зависимость коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода. Рассмотрим три типичных случая.

1. $\beta_{\lambda 2} \prec 90^\circ$. Это наиболее типично для промышленных центробежных компрессоров. Коэффициент напора линейно увеличивается с уменьшением коэффициента расхода в пределах:

$$\begin{aligned} \psi_T &= 1 && \text{при } \varphi_2 = 0 , \\ \psi_T &= 0 && \text{при } \varphi_2 = \operatorname{tg} \beta_{\lambda 2} . \end{aligned}$$

При нулевом расходе поток не проходит через колесо и раскручивается им до окружной скорости u_2 на выходе из РК. При максимальном для данного РК расходе, поток как бы "убегает" от загнутых назад лопаток, не приобретая закрутки в колесе. В этом случае работа к газу не подводится, движение возможно только в силу инерции газа, приобретенной за счет какого-либо внешнего источника механической энергии. При максимальном расходе момент от РК газу не передается, лопатки становятся "нерабочими". В четвертом квадрате характеристики при $\varphi_2 \succ \operatorname{tg} \beta_{\lambda 2}$ ко-

эфициент напора становится отрицательным,- компрессорное колесо становится турбинным, работа передается от газа на лопатки колеса.

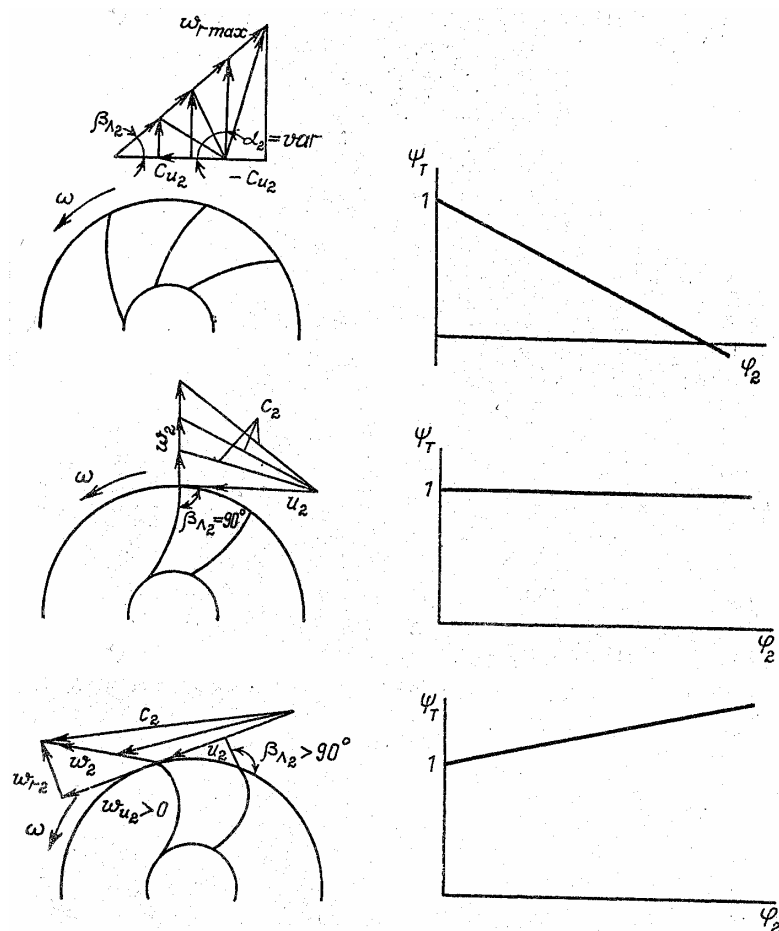


Рис. 2.6.1. Выходные треугольники скоростей и напорные характеристики идеальных РК при бесконечном числе лопаток и $\beta_{\lambda 2} \neq 90^\circ$ ($c_{u1} = 0$): сверху – $\beta_{\lambda 2} < 90^\circ$ («лопатки, загнутые назад»); в середине – $\beta_{\lambda 2} = 90^\circ$ («радиально оканчивающиеся лопатки»); внизу – $\beta_{\lambda 2} > 90^\circ$ («загнутые вперед лопатки»).

2. $\beta_{\lambda 2} = 90^\circ$. Колеса с такими выходными углами находят применение в турбоагрегатах ДВС, газотурбинных двигателях, иногда в ЦК промышленного назначения. У идеального компрессора $\psi_T = 1$ вне зависимости от расхода.

3. $\beta_{\lambda 2} > 90^\circ$. При нулевом расходе $\psi_T = 1$, линейно возрастающая с ростом коэффициента расхода. В идеальном компрессоре без потерь можно было бы получить бесконечно большой напор при бесконечно большом расходе через такое колесо. В реальном компрессоре этому препятствуют потери, которые быстро увеличиваются с ростом расхода. Такие колеса имеют недостатки, препятствующие их сколько-нибудь широкому применению в компрессорах. Но они находят довольно значительное применение в разнообразных вентиляторах.

Сопоставляя треугольники скоростей и напорные характеристики отметим, что чем больше выходной угол лопаток, тем больше коэффициент теоретического напора при одинаковом коэффициенте расхода. Это преимущество колес с большими выходными углами. Один из недостатков высоконапорных РК очевиден из рассматриваемых треугольников скоростей, чем больше $\beta_{\lambda 2}$ и ψ_T , тем больше скорость c_2/u_2 за рабочим колесом. Это ведет к росту потерь в неподвижных элементах и к снижению КПД ступеней. Второй недостаток связан с самим характером изменения ψ_T .

Характеристика теоретического напора реального ТК. Из-за инерционности потока в реальном компрессоре с конечным числом лопаток угол β_2 всегда меньше угла $\beta_{\lambda 2}$ на величину угла отставания:

$$\Delta\beta = \beta_{\lambda 2} - \beta_2. \quad (2.6.6)$$

Проявление вязкости еще увеличивает угол отставания. Роль вязкости заключается в том, что на задней поверхности пограничный слой более толстый, чем на передней. В результате активный поток как бы оттесняется в сторону, противоположную вращению. Усугубляет влияние вязкости возможное образование зоны срыва пограничного слоя на задней поверхности лопаток. Помимо уменьшения угла выхода потока β_2 пограничные слои и срывные зоны увеличивают скорость w_2 в активной части потока. При $\beta_{\lambda 2} < 90^\circ$ это дополнительно снижает коэффициент теоретического напора реального ТК по сравнению с “идеальным”, имеющим бесконечное число лопаток.

В реальных рабочих колесах угол отставания потока $\Delta\beta = 3...5^\circ$ у ОК и $10...25^\circ$ у ЦК (в зависимости от формы лопаточной решетки и режима работы). Этот угол меняется с изменением расхода, тем не менее, зависимость $\psi_T = f(\varphi_2)$ в большей части характеристики практически линейна. Характеристики реальных компрессоров идут ниже характеристик идеальных компрессоров с теми же $\beta_{\lambda 2}$, но повторяют их характерную форму.

Хотя приведенные примеры касались центробежных РК, для колес осевых ступеней вид зависимости $\psi_T = f(\varphi)$ идентичен показанной характеристике при $\beta_{\lambda 2} < 90^\circ$.

Зависимость потерянного напора от расхода. В отличие от идеального, в реальном компрессоре имеют место потери напора, которые зависят от режима работы. Так как в пределах ступени динамический напор практически равен нулю, то полезный (политропный) напор равен подведенному (теоретическому) напору за вычетом напоров, потерянных в рабочем колесе и неподвижных элементах:

$$h_n = h_T - h_{\text{вРК}} - h_{\text{внэ}}. \quad (2.6.7)$$

Рассмотрим зависимость потерянного напора от расхода на примере потерь в рабочем колесе $h_{\text{вРК}}$. Потери в неподвижных элементах ПЧ зависят от расхода аналогичным образом.

После входа в межлопаточный канал РК поток направляется поверхностями лопаток, имея скорость в начальном сечении w_k совпадающую по направлению с входным углом лопаток $\beta_{л1}$. Величина скорости $w_k = \frac{\bar{m}}{\rho_1 * F_{1k}}$ меняется пропорционально расходу газа.

Введем в рассмотрение безразмерный коэффициент потерь канала $\zeta_k = \frac{h_{wk}}{0,5w_k^2}$. В соответствии с положениями теории подобия этот коэффициент как число подобия зависит от формы канала и критериев подобия k, M, Re . Первый из них не зависит от режима работы ступени, а вторые два увеличиваются с ростом скорости w_k при увеличении расхода. Как указывалось, роль критерия Re проявляется только при очень сильном его изменении. В пределах рабочей зоны характеристики расход, а стало быть и скорость w_k , меняется не более чем в 2,5 раза. Такой диапазон изменения Re не отражается на характеристиках. Изменение критерия сжимаемости в 2,5 следует рассматривать как значительное. Однако если при этом скорости остаются дозвуковыми, то влиянием и этого критерия на результаты упрощенного анализа можно пренебречь.

При ζ_k , не зависящем от расхода, **потери напора в канале** будут меняться пропорционально второй степени скорости в начале канала:

$$h_{wk} = \zeta_k w_k^2 / 2. \quad (2.6.8)$$

Анализируя характеристику ступени, представим ее в безразмерном виде. В качестве аргумента используем коэффициент расхода φ_2 , а рассматриваемые составляющие потерь напора представим в виде коэффициентов потерянного напора:

$$\psi_w = \frac{h_w}{u_2^2} = 0,5\zeta_{inl} \varphi_2^2. \quad (2.6.9)$$

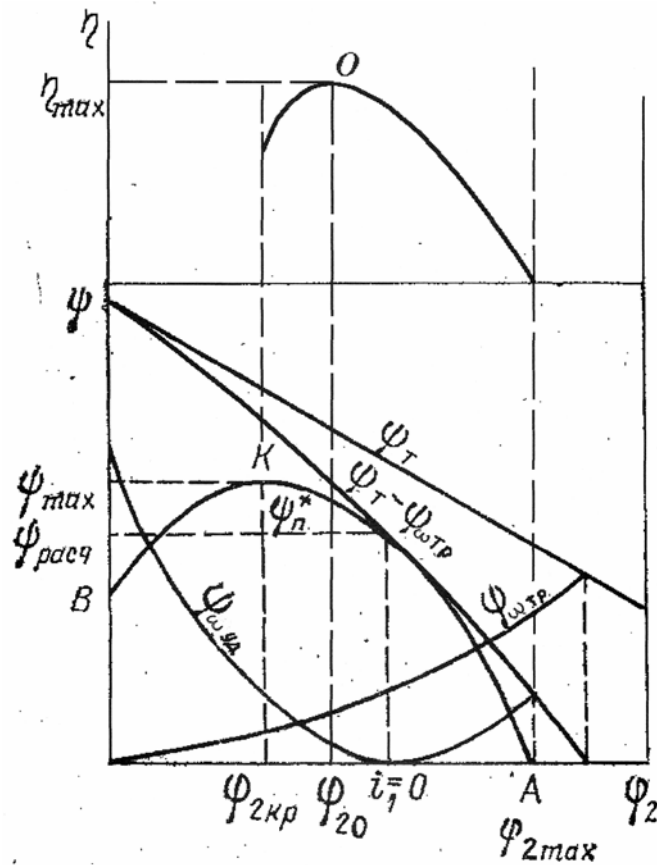


Рис.2.6.2. Виды потерь напора и характеристики и РК.

На рис.2.6.2. показана линейная зависимость $\psi_T = f(\varphi_2)$ и параболическая $\psi_{wk} = f(\varphi_2)$.

Кроме потерь напора в канале следует принять во внимание так же **входные (ударные) потери** напора. Из входных треугольников скоростей очевидно, что с изменением расхода направление относительной скорости меняется.

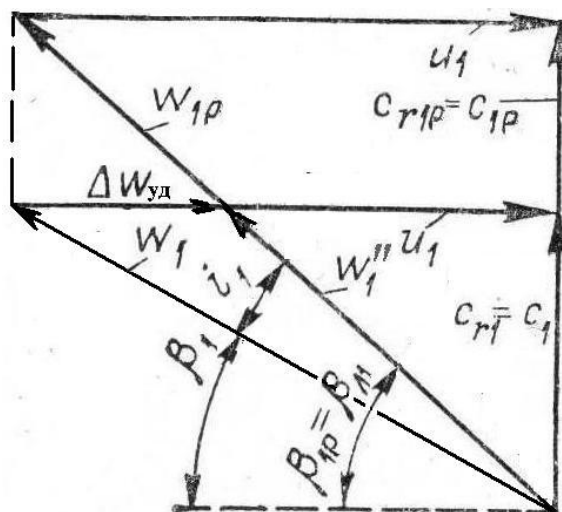


Рис.2.6.3. Входные треугольники при расчетном расходе и расходе меньше расчетного.

При отсутствии закрутки на входе:

$$\beta_1 = \arctg(c_1 / u_1). \quad (2.6.10)$$

При увеличении расхода от нуля до максимального возможного для данной характеристики значения угол потока β_1 монотонно увеличивается от нуля до максимума. При некотором расходе углы потока β_1 и лопаток $\beta_{л1}$ совпадают. При этом поток входит в межлопаточные каналы не меняя своего направления. При условии неравенства этих углов поток вынужден резко менять свое направление, чтобы двигаться в канале в направлении лопаток. Если у входного треугольника рассмотреть условие поворота потока (рис.2.6.3), то станет очевидно векторное равенство:

$$\vec{w}_k = \vec{w}_1 + \Delta \vec{c}_{u1}. \quad (2.6.11)$$

То есть, при неравенстве входных углов $\beta_1 \neq \beta_{л1}$ при входе на лопатки поток приобретает окружную составляющую. Несовпадение этих углов характеризуется углом атаки:

$$i_1 = \beta_{л1} - \beta_1. \quad (2.6.12)$$

При большом расходе угол атаки отрицательный. Отрицательна и возникающая на входе закрутка потока $\Delta c_{u1} < 0$. Наоборот, при малом расходе i_1 и Δc_{u1} положительные.

Очевидно, резкое изменение величины и направления скорости на входе при $\beta_1 \neq \beta_{л1}$ приводит к появлению потерь напора. Упрощенный количественный анализ ударных потерь возможен по аналогии с потерями внезапного расширения h_{ep} , имеющими место при движении газа в месте перехода потока из трубы меньшего диаметра в трубу большего диаметра. Это, вероятно, единственный вид вихревых потерь, точный расчет которых возможен по простой, но достаточно строгой формуле Борда – Карно:

$$h_{ep} = 0,5(c_1 - c_2)^2. \quad (2.6.13)$$

По аналогии с этой формулой

$$h_{wy\partial} = 0,5\Delta c_{u1}^2. \quad (2.6.14)$$

Расход, при котором потока при входе в межлопаточные каналы не приобретает положительную или отрицательную закрутку - это **режим безударного входа** $\bar{m}_{oy}$. Зависимость ударных потерь от расхода так же показана на рис.2.6.2.

Графики на рис.2.6.2 поясняют форму характеристики полезного напора. С уменьшением расхода теоретический напор возрастает. При расходе больше $\bar{m}_{\text{бy}}$ полезный напор быстро уменьшается, так как уменьшается теоретический напор и увеличиваются обе составляющие потерь h_{wk} и $h_{\text{уд}}$. При расходе меньше расчетного полезный напор сначала увеличивается, так как растет теоретический напор, уменьшаются потери напора в канале из-за уменьшения расхода, а ударные потери возрастают постепенно. Но с ростом ударных потерь при дальнейшем уменьшении расхода рост полезного напора замедляется, достигает максимума, а затем начинает снижаться.

Зависимость КПД от расхода. Эта зависимость очевидно вытекает из зависимостей приведенного и потерянного напоров h_T и h_w . При максимальном расходе и нулевом полезном напоре КПД равен нулю (рис.2.6.2). Максимум КПД в зависимости от соотношения между характеристиками подведенного и потерянного напоров может быть немного левее режима безударного входа $\bar{m}_{\text{opt}} < \bar{m}_{\text{бy}}$, немного правее его - $\bar{m}_{\text{opt}} > \bar{m}_{\text{бy}}$, или практически совпадать с ним $\bar{m}_{\text{opt}} \approx \bar{m}_{\text{бy}}$.

Соотношение между характеристиками ТК и его ступеней. Ступени в многоступенчатом компрессоре должны иметь уменьшающиеся по ходу движения газа размеры в связи с ростом плотности и уменьшением объемного расхода. При этом ступени должны быть согласованы между собой. Как правило, площади проходных сечений должны быть таковы, что бы коэффициент расхода каждой из i ступеней проточной части соответствовал максимальному КПД на расчетном режиме:

$$\frac{f_i}{f_1} = \frac{\rho_{1\text{расч}}}{\rho_{i\text{расч}}} * \frac{\varphi_{1\text{расч}}}{\varphi_{i\text{расч}}} * \frac{u_1}{u_i}. \quad (2.6.15)$$

При этом все лопаточные аппараты обтекаются практически безударно, обеспечивая максимальный КПД ступеней.

Понятно, что отношение плотностей на расчетном режиме $\frac{\rho_{1\text{расч}}}{\rho_{i\text{расч}}}$ не остается постоянным при изменении условий работы. Происходит **рассогласование** ступеней. Например, при увеличении оборотов ротора сжатие газа усиливается. При этом режим безударного обтекания первой ступени соответствует положительным углам атаки на последующих. Аналогично, при уменьшении расхода отношение $\rho_i / \rho_1 > \rho_{i\text{расч}} / \rho_{1\text{расч}}$ из-за роста политропного напора ступеней. Например, воздушный 12-ти ступенчатый центробежный компрессор с тремя промежуточными охлаждениями при расчетном отношении давлений $\Pi = 35$ имеет отношение критического и оптимального расходов, равное 0.765 при аналогичном отношении у его ступеней 0.55 - 0.60. Понятно, что первая цифра соответствует диапазону работы первой ступени компрессора. При этом его последняя ступень работает во всем своем диапазоне, (а иногда и в четвертом квадранте характеристики). Итак, характеристика полезного напора и КПД многоступенчатого компрессора протекает круче, чем

характеристики составляющие его ступеней. Различие характеристик тем больше, чем больше приращение плотности газа на расчетном режиме, больше число ступеней.

Семейство характеристик. Изменение частоты вращения ротора возможно при турбинном приводе или специальном электроприводе и производится при эксплуатации для приспособления характеристик ТК к изменяющимся характеристикам сети. В этом случае экспериментально определяется (или рассчитывается) ряд характеристик при различной частоте вращения, отличной от расчетной. Представленные совместно на общем графике эти характеристики называют **семейством характеристик**. Пример семейства характеристик, рассчитанных в процессе проектирования центробежного компрессора для транспортировки природного газа показан на рис. 2.6.4.

Изменение частоты вращения ведет к изменению критерия сжимаемости M_u , что и определяет характер изменения характеристик, представленных в безразмерном виде. Изменение начальной температуры так же ведет к изменению M_u . Семейство безразмерных характеристик отражает, таким образом, влияние частоты вращения и начальной температуры одновременно. Представленное на рис.2.6.4 семейство безразмерных характеристик высоконапорной центробежных ступеней демонстрирует характерное влияние критерия сжимаемости на максимальный КПД, зону работы и коэффициенты напора.

Универсальные характеристики. Для более компактного представления семейства характеристик содержащуюся в них информацию представляют иногда в виде **универсальной характеристики**. При этом используют **приведенные координаты**, наиболее удобные для использования в конкретном случае.

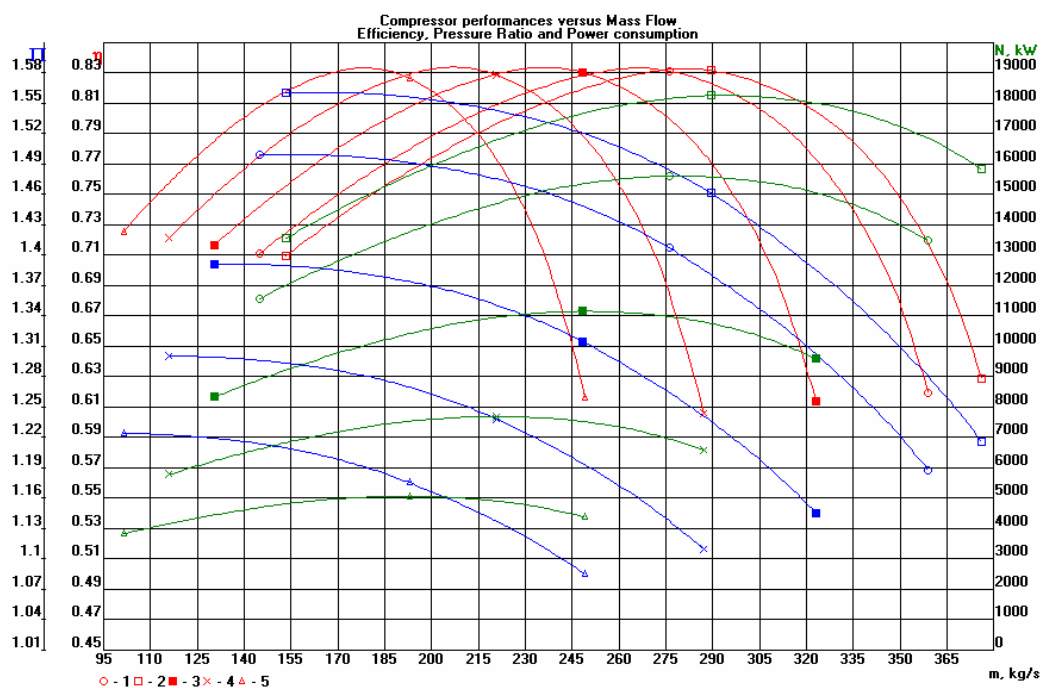


Рис. 2.6.4. Пример семейства характеристик, рассчитанных в процессе проектирования центробежного компрессора для транспортировки природного газа (Метод универсального моделирования кафедры КВХТ, влияние сжимаемости незначительно).

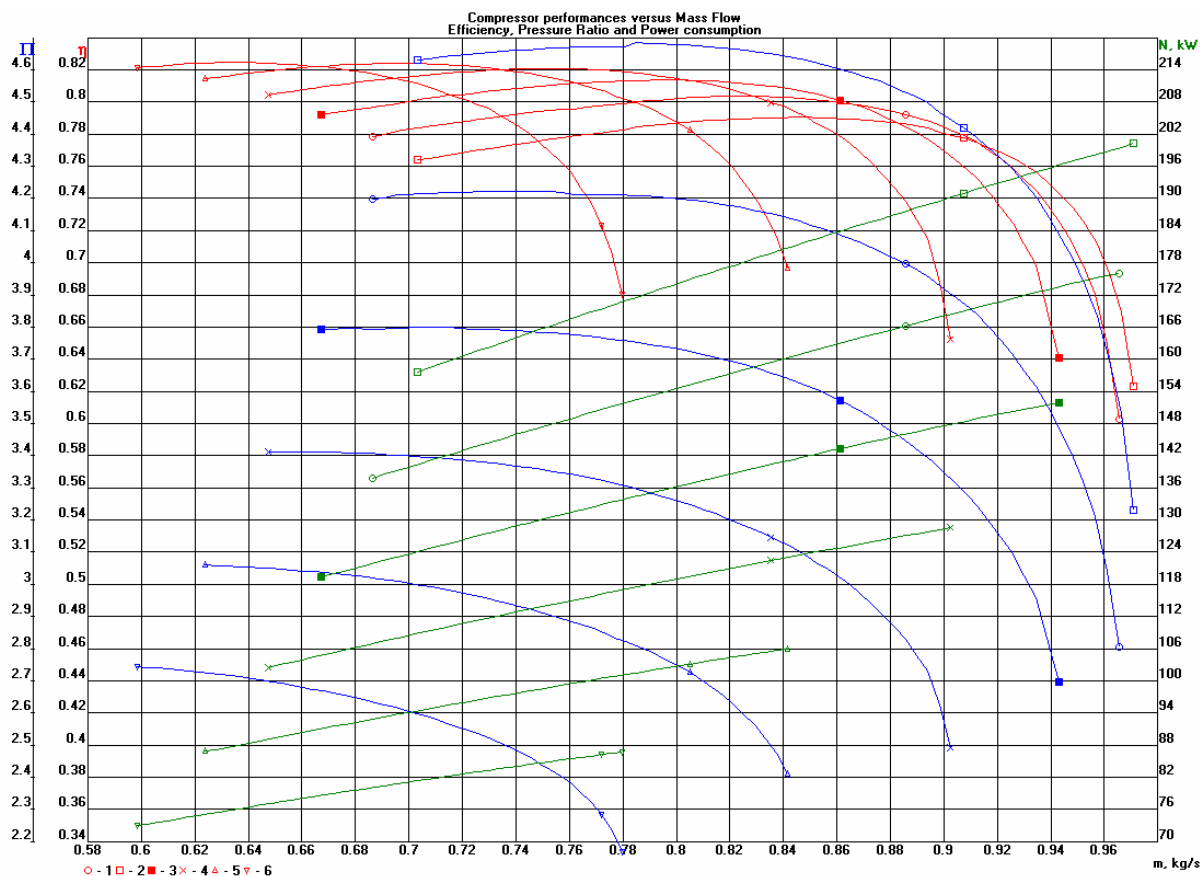


Рис. 2.6.5. Пример семейства характеристик, рассчитанных в процессе проектирования высоконапорной ступени центробежного компрессора энергетического ГТД (Метод универсального моделирования кафедры КВХ, влияние сжимаемости существенно).

2.7. Совместная работа с сетью. Помпаж.

Характеристика компрессора или ступени определяет режимы, при которых их работа возможна в принципе. На каком именно режиме будет работать компрессор, можно установить, зная характеристику сети. Условие совместной работы с сетью, при одинаковом расходе с сетью компрессор должен развивать давление, которое необходимо для перемещения соответствующего массового расхода через сеть. Перепад давления в сети может идти полностью на преодоление сопротивления движению. Типичный случай - транспортировка газа по трубопроводу. В других сетях перепад давления идет на преодоление сопротивления и на совершение работы расширения. (Примеры: пневматическая система машиностроительного предприятия, цикловой компрессор газотурбинного двигателя).

Зависимость перепада давления от расхода у различных сетей может быть различной. Наиболее часто встречаются сети, у которых такая зависимость близка к квадратичной параболе. К ним относятся, например, трубы газопроводов:

$$\Delta p_w = \rho h_w = \rho \zeta_{mp} 0,5 c^2 = 0,5 \zeta_{mp} \frac{\bar{m}}{f_{mp}} * \frac{p}{RT}. \quad (2.7.1)$$

Здесь ζ_{mp} - коэффициент потерь трубы, $\bar{m}$ - массовый расход компрессора и сети, f_{mp} - площадь поперечного сечения трубы.

Рабочая точка на размерной характеристике компрессора определяется пересечением кривых $\Delta p_k = p_n - p_k = \Delta p_{wmp}$. Если это пересечение соответствует $\bar{m} > \bar{m}_{кр}$, где $\bar{m}_{кр}$ - массовый расход, при котором Δp_k максимально, работа компрессора и сети устойчива.

Если же характеристика сети протекает более круто, и пересечение соответствует $\bar{m} < \bar{m}_{кр}$, работа системы неустойчива. Наступает явление, называемое **помпажем**. Это нестационарный низкочастотный процесс (один период в несколько секунд), при котором сжимаемый газ, поступая в сеть, периодически прорывается из сети на всасывание.

Не вдаваясь в математическую теорию устойчивости системы, приведем простейшее объяснение. Процесс перехода от устойчивой области $\bar{m} > \bar{m}_{кр}$ к неустойчивой $\bar{m} < \bar{m}_{кр}$ нестационарный переходный процесс. В какой-то момент времени давление в сети соответствует максимальному давлению, развитому компрессором в предыдущий момент, а давление компрессора уже стало меньше. При прорыве части газа на всасывание через компрессор, давление в сети существенно снижается. Компрессор начинает работать с $\bar{m} > \bar{m}_{кр}$, постепенно повышая давление в сети и попадая снова на неустойчивую часть характеристики.

Недопустимость работы на помпажном режиме. По известной теореме Н.Е. Жуковского на лопасти компрессора действует аэродинамическая сила, равная произведению плотности газа на средневекторную скорость потока в решетке и циркуляцию скорости на лопасти. Направление этой силы перпендикулярно направлению средневекторной скорости. На устойчивой части характеристики по причине наличия различных по физической природе высокочастотных нестационарных процессов, эта сила меняет свою величину и направление, но эти изменения не носят столь драматического характера как при помпаже. В последнем случае скорость движения газа меняет свое направление на противоположное. При этом на противоположную меняется и аэродинамическая сила. Можно просто представить порядок величин аэродинамических сил, поскольку их момент относительно оси ротора требует для вращения последнего эффективной мощности приводного двигателя N_e , измеряемой сотнями, тысячами и десятками тысяч кВт.

При изменении таких больших сил и момента на противоположные механические нагрузки на вал, подшипники, диафрагмы и корпус в целом превышают допустимые величины. Практика эксплуатации знает случаи, когда даже непродолжительная работа на режиме помпажа приводила к разрушению компрессора.

Исходя из этого, работа компрессора ограничена зоной $\bar{m}_{кр}$. Причем для промышленных компрессоров типичные рабочие режимы лежат в пределах $\bar{m}_{расч} - \bar{m}_{кр}$. Характеристика промышленного компрессора считается тем лучшей, чем меньше отношение

$\frac{\bar{m}_{кр}}{\bar{m}_{расч}}$.

2.8. Изменение характеристик ТК.

Характеристики сети меняются по разным причинам. Например, пневматическая сеть (сжатый воздух используется в качестве энергоносителя) в зависимости от количества работающих пневматических двигателей требует разной производительности обслуживающего сеть центробежного компрессора (или нескольких компрессоров). При неизменной характеристике ТК уменьшение расхода приведет к росту конечного давления - и наоборот.

Произвольное изменение давления в сети от расхода обычно нежелательно. Например, упомянутая выше пневматическая сеть должна функционировать при примерно равном давлении независимо от потребления сжатого воздуха. Еще более сложная проблема возникает, если потребляемое сетью количество газа меньше критического расхода ТК. При неизменной характеристике компрессор попал бы в зону помпажа. Необходимое изменение характеристик ТК может производиться разными способами.

Изменение частоты вращения. Как следует из основного уравнения турбомашин и уравнения расхода подводимая работа меняется пропорционально второй степени окружной скорости (оборотов), а расход - пропорционально первой степени. Показанное выше на рис.2.6.4 семейство характеристик демонстрирует сказанное. При некотором отклонении от расчетных оборотов максимальный КПД компрессора немного уменьшается. Этот способ считается одним из экономичных.

Поворот лопаток направляющих аппаратов. Способ широко применяется у современных ОК и некоторых ЦК. При повороте лопаток с уменьшением угла установки (углы $\alpha_{л1}$ и $\alpha_{л2}$ уменьшаются) треугольники скоростей меняются таким образом, что подводимая РК механическая работа и расход газа уменьшаются. У центробежных компрессоров для этой цели устанавливают поворотные направляющие аппараты перед рабочими колесами. Устройство поворота направляющих лопаток усложняет конструкцию, потому ПНА устанавливаются обычно не на всех ступенях, а чаще только перед первой ступенью.

На рис.2.8.1 показано влияние закрутки потока на характеристики центробежной ступени. Согласно основному уравнению турбомашин $h_T = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1$ отрицательная закрутка увеличивает напор. Из треугольников скоростей следует, что при этом уменьшается угол потока на входе в РК и увеличивается относительная скорость w_1 . Характеристика сдвигается вправо со снижением КПД из-за роста скорости на входе в РК. Положительная закрутка влияет противоположно. Уменьшение скорости w_1 способствует росту КПД, пока из-за большого угла поворота лопаток направляющего аппарата потери в этом элементе не перекрывают положительный эффект (влияет также и рассогласование РК и ЛД при смещении характеристики влево).

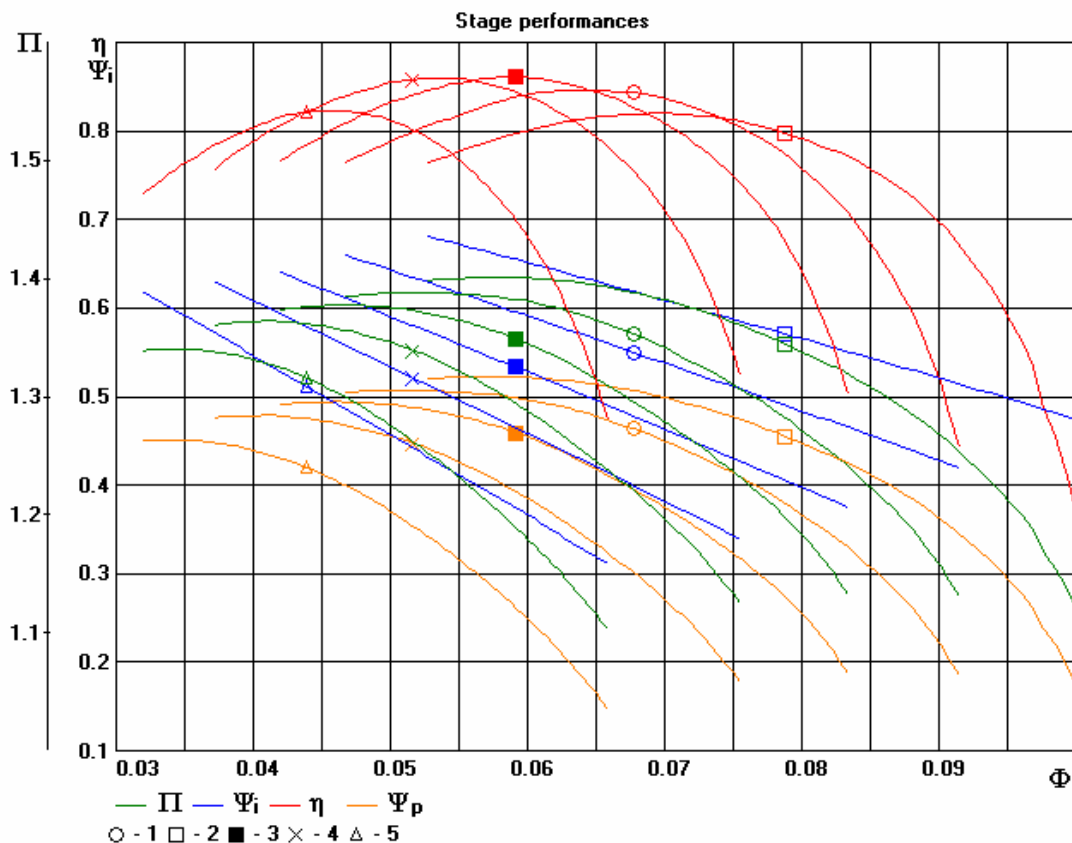


Рис.2.8.1. Влияние закрутки потока входным направляющим аппаратом на характеристики центробежной ступени промежуточного типа с ЛД. Кривая «1» - без закрутки, «2» - отрицательная закрутка, «3-5» - положительная закрутка. Расчет Методом универсального моделирования.

Эффект поворота лопаток НА качественно соответствует изменению частоты вращения. Особенно эффективна комбинация этих двух способов.

Поворот лопаток диффузоров ЦК. Лопаточные диффузоры очень чувствительны к изменению расхода (к углам атаки). Это сужает зону работы центробежных ступеней. Уменьшение угла установки ЛД смещает границу помпажа в сторону меньших расходов. Увеличение угла установки увеличивает максимальный расход. Способ иногда применяется в агрегатах турбонаддува ДВС.

Дросселирование на всасывании. Сопротивление движению газа в специальном регулируемом клапане - **дросселе** - уменьшает давление газа перед первой ступенью. Из-за уменьшения плотности на всасывании уменьшается расход, а снижение начального давления уменьшает давление на выходе. Потери напора в дросселе снижают КПД, но в силу простоты способ применяется довольно широко.

Дросселирование на нагнетании. Установка дросселя на нагнетании позволяет менять характеристику системы сеть - дроссель за счет потерь давления в дросселе. Способ менее экономичен и эффективен, чем предыдущий. Его применение нежелательно.

Байпасирование (перепуск). При необходимости иметь расход сети меньший, чем критический расход компрессора, часть сжатого газа перепускается через дросселирующий клапан на всасывание, или сбрасывается в атмосферу у воздушных ТК. Потеря мощности пропорциональна от-

ношению массового расхода байпасируемого газа к расходу в сети. Наименее экономичный способ применяется практически только в качестве временной антипомпажной защиты.

2.9. Газодинамическое подобие турбокомпрессоров.

Так как переход от безразмерных коэффициентов к размерным величинам расхода газа (производительности ТК), потребляемой мощности, давлению и другим параметрам потока легко осуществляется по приведенным выше соотношениям, практика проектирования нового компрессора, не имеющего прототипов, может быть таковой.

Одним из методов проектирования, по возможности наиболее совершенным, производится расчет, и выбор размеров проточной части, их оптимизация. Выполняется модель проточной части для испытания на лабораторной экспериментальной установке (экспериментальный стенд), где и испытывается для определения соответствия характеристик заданию, выявления недостатков и их устранения путем корректировки проточной части. Ступени ЦК мало меняют свои характеристики при испытаниях в полной проточной части и по отдельности. Это позволяет испытывать на стендах не полную проточную часть, а ее отдельные ступени. У ОК взаимное влияние ступеней более заметно, поэтому желательно испытывать не одну, а группы ступеней. Описанный процесс проектирования превращается в ряд простейших вычислений, если проточная часть может быть составлена из набора заранее спроектированных и испытанных **модельных ступеней**, безразмерные характеристики которых известны.

Проточная часть проектируемого («натурного») компрессора должна быть составлена из ступеней, имеющих одинаковую форму с модельными ступенями. Теория подобия устанавливает условия, при которых безразмерные параметры являются одинаковыми у компрессоров и ступеней, испытанных в различных условиях или имеющих различные абсолютные размеры, но одинаковую форму. Эти условия называются условиями подобия, а объекты, подчиняющиеся этим условиям, называются подобными. Применительно к неохлаждаемым компрессорам (неохлаждаемым секциям) для подобия должны быть выдержаны условия подобия кинематического и динамического.

Кинематическое подобие - во всех сходственных точках рассматриваемых объектов отношения скоростей должны быть одинаковыми, как и их направления, то есть одинаковыми должны быть углы потока. Это, в частности, означает, что в одинаковых контрольных сечениях треугольники скоростей должны быть подобными. Кинематическое подобие обеспечивается при соблюдении следующих условий:

1. Геометрическое подобие. Отношения сходственных линейных размеров проточных частей сопоставляемых объектов должны быть одинаковыми. То есть, проточные части имеют одинаковую форму, differing только размерами. Так как линейные размеры проточной части принято представлять в безразмерном виде по отношению к характерному размеру D_n (ОК) или D_2 (ЦК), геометрическое подобие означает равенство этих отношений, а также равенство сходственных углов лопаточных аппаратов, формы и числа лопаток.

2. Равенство условных коэффициентов расхода Φ и равенство отношения плотностей $\frac{\rho}{\rho_n}$, что

гарантирует равенство коэффициентов расхода φ в сходственных контрольных сечениях, и подобие треугольников скоростей. Равенство отношения плотностей достигается при выполнении перечисленных условий, но так же и при равенстве показателей изоэнтропы κ и критериев сжимаемости Маха (M) или однозначно связанного с ним коэффициента скорости λ .

Динамическое подобие - во всех сходственных точках рассматриваемых объектов отношения действующих сил должны быть одинаковыми. Известно, что на газовые частицы и элементы поверхности действуют две группы сил: нормальные силы давления и касательные силы вязкости (массовая сила тяготения пренебрежимо мала). Поле сил давления создается в результате возникновения сил инерции при отклонении потока поверхностями проточной части от инерциального направления. Подобие сил давления является следствием кинематического подобия и не требует дополнительных условий. При подобных полях скоростей подобие сил вязкости обеспечивается равенством критерия вязкости Рейнольдса Re .

Критерии подобия и числа подобия. Перечисленные безразмерные соотношения $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$,

$$M = \frac{w}{\sqrt{kRT}} \quad \text{или} \quad \lambda = \frac{w}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*}}, \quad Re = \frac{wl}{\mu} \rho$$

называются критериями подобия. При их равенстве

у двух геометрически подобных компрессоров или ступеней при одинаковых коэффициентах расхода Φ оказываются равными коэффициенты полезного действия, потерь, напора и ряд других безразмерных соотношений ($\frac{c}{u_2}$, $\frac{w}{u_2}$ и другие), которые называют числами подобия.

Натурный и модельный компрессор (ступень). Перечисленные закономерности используются при проектировании компрессоров, которые обычно имеют большие размеры и потребляемую мощность, исключающие возможность их детального экспериментального исследования и “доводки” до заданных параметров. Вместо экспериментов с натурным компрессором эксперименты проводятся на его уменьшенных геометрически подобных моделях. При этом гарантируется одинаковость безразмерных характеристик модели и натуре - при равенстве критериев подобия. Безразмерные характеристики представляют зависимости КПД и коэффициента напора от коэффициента расхода при критериях подобия, выступающих в качестве параметров:

$$\eta, \psi = f(\Phi) = idem \quad \text{при} \quad k, M(\lambda), Re = idem. \quad (2.9.1)$$

Так как у подобных турбомашин в сходственных точках соотношения размерных параметров потока одинаково, то равенство критериев подобия в одной из сходственных точек означает равенство этих критериев и во всех остальных. По этой причине оказывается возможным использо-

вать критерии подобия $M(\lambda)$ и Re в условной, но удобной для расчетов проектирования форме (на примере ЦК):

$$M_u = \frac{u_2}{\sqrt{kRT_n}} \text{ или } \lambda_u = \frac{u_2}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_n}}, \quad (2.9.2)$$

$$Re_u = \frac{u_2 D_2}{\mu} \rho_n, \quad (2.9.3)$$

μ_n - динамическая вязкость газа при начальных условиях.

С учетом сказанного условия подобия удобно формулировать так:

$$\eta, \psi = f(\Phi) = idem \text{ при } k, M_u(\lambda_u), Re_u = idem.$$

Приближенное подобие, автомодельность, условия испытания моделей. Выполнение всех условий подобия натурному компрессору при испытании его модели чаще всего не выполнимо.

Обычно испытания моделей проводят на стендах с **открытым контуром**, то есть, модель отдельной ступени или компрессора испытывается на атмосферном воздухе. Понятно, что условие $k = idem$ не может быть выполнено, если сжимаемый в натурном ТК газ имеет показатель изоэнтропы не равный $k = 1,4$. Для строгого выполнения подобия испытания следует вести испытания на стенде с **замкнутым контуром**, в котором циркулирует газ с $k_{mod} = k_{нат}$.

Обычно масштаб моделирования $D_{2нат} / D_{2mod} \prec 1$. Очевидно, условие $Re_u = idem$ не выполняется для модели и натуре, если значения u_2 , ρ_1 и μ_n у них равны. Для строгого моделирования нужно вести испытание в закрытом контуре, подбирая такое давление на входе с модель, при котором $\rho_{нат} \succ \rho_{mod}$ компенсирует различие их диаметров. Отметим, что обеспечение условия $Re_u = idem$ за счет различия окружных скоростей неприемлемо, так как мешает выполнению наиболее важного условия $M_u(\lambda_u) = idem$.

Стендами с замкнутым контуром располагают не все организации, кроме того испытания в замкнутом контуре сложнее, длительнее и дороже испытаний на стендах с открытым контуром. Поэтому испытания моделей чаще ведут на стендах с открытым контуром, вынужденно соблюдая условия подобия лишь приближенно. Основные условия приближенного подобия таковы:

1. При испытании отдельной ступени наиболее важно выполнить условие $M_u = idem$. Этот критерий сжимаемости определяет отношение плотностей в контрольных сечениях проточной части:

$$\varepsilon = \rho_2 / \rho_1 = \left(1 + (k-1) \sum_i \psi_i M_u^2\right)^{1/n}. \quad (2.9.4)$$

Если число подобия $\varepsilon \neq idem$ треугольники скоростей модели и натуре в сходственных контрольных сечениях не подобны, что нарушает условие кинематического подобия.

Кроме того, критерий сжимаемости M определяет характер течения газа - **дозвуковой, трансзвуковой, сверхзвуковой** (скорость газа меньше, примерно равна, больше скорости распространения малых возмущений - скорости звука).

Из условия $M_u = u_2 / (kRT_1^*)^{0.5} = idem$ определяется окружная скорость, при которой проводятся модельные испытания.

2. Показатель изэнтропы k так же определяет отношение плотностей наряду с M_u как это показано выше. Расчеты и опыты показывают, однако, что для отдельных ступеней при $M_u \leq 1$ влиянием k можно пренебречь.

3. Для многоступенчатых ТК с большим, чем у отдельной ступени отношением давлений важнее выполнить условие $\varepsilon = idem$. Поэтому вместо условия $M_u = idem$ следует принять условие приближенного моделирования:

$$\frac{\rho_\kappa}{\rho_n} = \left(1 + (k-1) \left(\sum \psi_i M_{ui}^2\right)\right)^{1/n} = idem, \quad (2.9.5)$$

из которого определяется значение $M_{иммо}$ и $u_{2,мод}$, при котором следует вести испытания.

4. За редким исключением (ТК с глубоким разрежением на всасывании, особо малые геометрические размеры) движение газа в проточной части носит турбулентный характер. Считается, что переход от ламинарного к турбулентному режиму имеет место, если “физическое” число Рейнольдса превышает 10^5 :

$$Re_w = \frac{wB}{\mu} \rho > 10^5. \quad (2.9.6)$$

Здесь w - средняя скорость в лопаточной решетке, B - продольный размер лопатки (хорда).

При турбулентном характере течения потери напора слабо уменьшаются с ростом Re , если поверхности ПЧ **гидравлически гладкие**. Последнее означает, что выступы шероховатой поверхности не выступают за прилегающий к поверхности **ламинарный подслой**, всегда располагающийся под турбулентным пограничным слоем. В этом случае шероховатость не влияет на поверхностное трение. Опыты с обтеканием пластинок показывают, что коэффициент силы трения C_w уменьшается с ростом Re_w . Эмпирическая зависимость аппроксимируется уравнением:

$$C_w = \frac{0,0307}{Re_w^{1/7}}. \quad (2.9.7)$$

При столь малой степени для уменьшения сопротивления вдвое число Рейнольдса должно увеличиться почти на два порядка.

В проточной части ТК имеют два основных вида потерь напора - **потери трения** газа о поверхности ПЧ в пограничных слоях и **вихревые потери** в зонах отрыва пограничного слоя.

Что касается потерь трения, то, не смотря на различное состояние пограничных слоев в ПЧ и на поверхности пластинки, видимо, некоторое снижение потерь трения с ростом Re имеет место. Опыты с ТК показывают, что при значительном росте числа Рейнольдса КПД несколько возрастает, если поверхности гидравлически гладкие.

Если же ламинарный подслон с ростом критерия Рейнольдса становится, столь тонок, что бугорки шероховатости выступают за его пределы, собственно поверхностное трение (взаимное скольжение слоев газа в пограничном слое) играет меньшую роль, чем сопротивление при обтекании бугорков, сопровождающееся появлением микровихрей. В этом случае бывшая гидравлически гладкой при меньшем Re поверхность, становится **гидравлически шероховатой**. Потери трения гидравлически шероховатой поверхности более не зависят от числа Рейнольдса, оставаясь постоянными при его дальнейшем увеличении. При таком состоянии потока говорят **об автомодельности по числу Рейнольдса**.

По результатам исследования течения в трубах считается, что автомодельность имеет место, если критерий Рейнольдса, у которого за линейный размер принята средняя высота шероховатости $k_{ш}$ превышает 100:

$$R_0 = \frac{wk_{ш}}{\mu} \rho \succ 100. \quad (2.9.8)$$

В этом случае величина сопротивления определяется относительной шероховатостью $\bar{k}_{ш} = \frac{k_{ш}}{d_r}$

(d_r - гидравлический диаметр).

Хотя условия течения в ТК далеко не аналогичны течению в трубах или обтекания пластинки, качественный характер влияния критерия Рейнольдса и шероховатости на потери считается аналогичным. Теоретические соображения и эксперименты показывают, что вихревые потери практически не зависят от критерия Рейнольдса, если течение турбулентное (напротив, при ламинарном течении вихревые потери заметно уменьшаются с ростом Re , скачкообразно снижаясь до некоторого практически постоянного уровня при переходе к турбулентному режиму движения газа).

При $Re_u \succ 5 \cdot 10^6$ влияние этого критерия на характеристики обычно проявляется слабо. Поэтому, если при испытании модели $Re_{u, мод} \geq 5 \cdot 10^6$, а у натурного ТК значения этого критерия

больше, характеристики модели можно использовать для проектирования натурного компрессора.
То есть, условие $Re_u = idem$ при этом не является обязательным.

3. ОСНОВЫ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ

3.1. Общие положения.

Основные проблемы расчета - определение подведенной h_T и потерянной h_w работы. Корректное решение проблемы - решение уравнений движения вязкого сжимаемого газа, (а так же уравнений сохранения, состояния и т.д.) наталкивается на очень сложный характер течения. Внутренняя газодинамическая задача вообще много сложнее внешней (обтекание крыла, например). В случае ТК внутренняя задача осложняется диффузорным характером течения, сопровождающимся образованием срывных (вихревых) зон, интенсивными вторичными течениями (трехмерные пограничные слои). Несмотря на внушительный прогресс вычислительной техники и совершенствование программ расчета вязких пространственных течений, уровень трудозатрат не позволяет использовать такие расчеты для проектирования ПЧ, когда требуется сопоставление большого количества вариантов. Трудно представить само первичное проектирование, т.е. определение размеров и формы ПЧ, обеспечивающей требуемые напор и расход в расчетной точке такими методами. Программы расчета вязких пространственных течений целесообразно применять для анализа деталей течения в ПЧ, спроектированной упрощенными инженерными методами, ее «доводки» и для расчета семейства характеристик. При этом сейчас еще не решен окончательно вопрос о возможной недостоверности результатов численного расчета.

По этой причине газодинамическая теория и практика расчетов и проектирования базируется на некоторых упрощенных схемах течения и том или ином обобщении экспериментального материала. Подходы, применяемые к осевым и центробежным компрессорам, сильно разнятся, что связано с особенностями течения в лопаточных аппаратах рабочих колес.

Особенности течения в РК осевых и центробежных компрессоров. В рабочем колесе (анализ относительного течения) на газовые частицы действуют следующие силы инерции: центробежная сила от движения по криволинейной траектории на поверхности тока, центробежная сила от вращения с переносной (окружной) скоростью u и кориолисова сила, имеющая место в том случае, если газовая частица при своем движении перемещается в радиальном направлении – рис.3.1.

Исходя из обычного упрощающего предположения о движении газа в ОК по цилиндрическим поверхностям убеждаемся в том, что на поверхности тока на газовую частицу действует только сила инерции от движения по криволинейной траектории - точно так же, как в этом же канале при отсутствии вращения. Действительно, центробежная сила от скорости u направлена по радиусу, не давая проекции на поверхность тока, а кориолисова сила отсутствует вовсе, так как частица движется по поверхности с постоянным радиусом r .

Аналогия с неподвижным каналом позволяет широко использовать **результаты испытания плоских лопаточных решеток в аэродинамических трубах**. Такие испытания проще модельных испытаний модельных ступеней, выполнены в большом количестве и обобщены в виде, удобном для практики проектирования дозвуковых ступеней ОК. При испытаниях вращающихся РК в со-

ставе модельных ступеней получают уточняющую информацию о действительном характере течения и необходимой корректировке формы ПЧ.

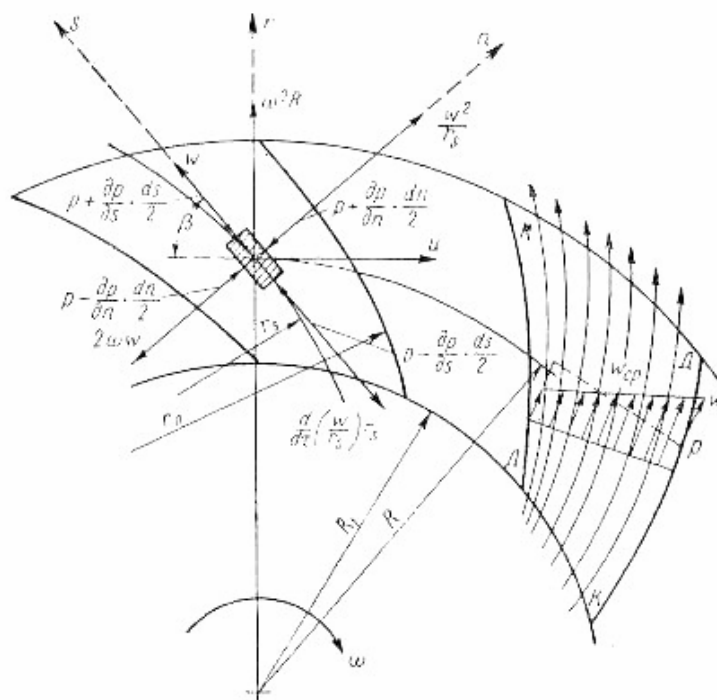


Рис.3.1. Силы инерции и давления, действующие на газовую частицу во вращающейся круговой лопаточной решетке РК.

Приняв за поверхность тока в центробежном РК радиальную плоскость убеждаемся, что характер течения определяется действием все трех перечисленных выше инерционных сил. Две из этих сил появляются в результате вращения колеса. Поэтому экспериментальный материал по центробежным ступеням получается исключительно на основе модельных испытаний. Проточные части ЦК в общем более разнообразны, поэтому трудно выполнить обобщение экспериментальных данных столь же глобальное, как у ОК.

3.2. Газодинамическое проектирование осевых компрессоров.

Полный цикл создания ОК включает расчетные и экспериментальные исследования, конструкторские и технологические разработки, подготовку производства, изготовление, испытания и доводку головного образца, опытную эксплуатацию и организацию серийного производства, требующих значительных затрат времени и ресурсов. Важным фактором, определяющим объем исследовательских и доводочных работ, является уровень расчетной проработки и достоверность методов **газодинамического проектирования**.

Газодинамическое проектирование ОК заключается в итерационной последовательности проектировочных и поверочных расчётов вариантов, выполняемых с целью определения оптимальной геометрии лопаточного аппарата, эффективного и надёжного в заданном рабочем диапазоне, а также на нерасчётных и пусковых режимах, с максимально возможной унификацией и про-

стотой изготовления лопаток, минимальными затратами на производство. Результаты газодинамических расчётов используются также как исходные данные для прочностных и механических расчетов, вибрационной отстройки лопаток, выбора способов регулирования и пуска агрегата, назначения контрольных параметров для систем автоматического управления.

Теория и методы расчета ОК развивались в соответствии с потребностями промышленности. Патент Ч. Парсонса (1884 г.) на применение “обращенной” турбины как компрессора осевого типа был уточнен в 1901 г. его же патентом № 3060, в котором описание конструкции ОК актуально до настоящего времени. До 1908 г. Парсонс построил ряд машин для дутья в доменные печи с давлением нагнетания 10-100 кПа и сечениями лопаток, созданных на основе теории гребных винтов. КПД этих низконапорных машин был на уровне 55-60 %. Парсонсом был также построен агрегат из двух последовательно включенных компрессоров, рассчитанный на давление 550 кПа, однако его работа оказалась неустойчивой (вероятно, вследствие помпажа) и после многих попыток этот проект был закрыт. В это время в промышленности широкое применение получили центробежные компрессоры, которые с 1904 г. начали выпускаться фирмой Рато и имели более высокие КПД, достигавшие 70-80% в многоступенчатых конструкциях.

Прогресс авиационной техники в 20-30-е годы обусловил применение дутьевых вентиляторов для аэродинамических труб. Разработка их проводилась по методу “подъёмных сил” - на основе вихревой теории гребного винта (гипотеза цилиндрических сечений и закрутка лопаток по закону $c_u r = const$) с использованием экспериментальных результатов продувок одиночных крыловых профилей. По мере роста скоростей в аэродинамических трубах форсирование параметров вентиляторов проводилось за счет увеличения числа лопастей в венцах (густоты решеток), выполнения крыловых профилей изогнутыми, и роста окружных скоростей. Так сложилась существующая практика профилирования компрессорных лопаток, как “одевание” средней изогнутой дужки симметричным исходным профилем соответствующей толщины. С повышением густоты и напора потребовалось применение спрямляющего аппарата (НА) для устранения остаточной закрутки потока за РК. Это также позволило выполнять многоступенчатые конструкции. Увеличение окружных скоростей при звуковых ограничениях обусловило применение предварительной закрутки потока, определяющей **степень реактивности** и разработку **схем организации ступеней по радиусу**, отличных от закона “свободного” вихря.

Кинематические схемы осевых ступеней определяются выбором **степени реактивности** на среднем радиусе и **законом закрутки** потока по радиусу. **Степень реактивности** – отношение напора в рабочем колесе к теоретическому напору. В пренебрежении потерями напора эта величина именуется **кинематической степенью реактивности** и равна:

$$\Omega = \frac{h_{pPK}}{h_T} = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u}. \quad (3.2.3)$$

Ступень с $\Omega = 1$. В этом случае вся работа сжатия совершается в РК, направляющий аппарат только отклоняет поток в нужном направлении, не повышая давления в ступени. На рис.

3.2.1 показаны совмещенные входной и выходной треугольники скоростей РК и НА. Они характерны тем, что на входе в РК закрутка отрицательная:

$$c_{u2} = -c_{u1} \text{ при } \Omega = 1. \quad (3.2.4)$$

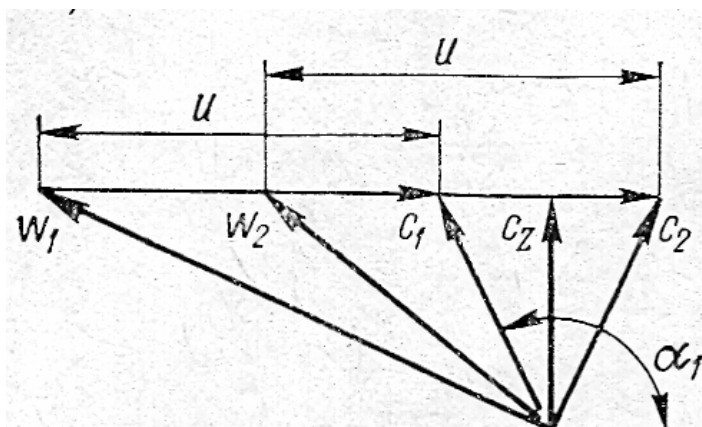


Рис. 3.2.1. Схемы ступеней и треугольники скоростей для осевой ступени при степени реактивности $\Omega = 1,0$.

Отрицательная закрутка ($\alpha_1 > 90^\circ$) повышает уровень относительной скорости на входе в РК, с чем связаны недостатки этой схемы - невозможность использования при высокой окружной скорости. В частности, для воздушных ОК уже при $u_n > 230 - 240 \text{ м/с}$ достигаются звуковые ограничения и резко снижается экономичность. Преимущество – одновременное удовлетворение законов закрутки $c_u r = \text{const}$ и $\Omega = 1 = \text{const}$ по всей высоте лопатки, а также малый диапазон изменения углов атаки на РК, чем обусловлены пологие широкодиапазонные характеристики. Например, для элементарной ступени при изменении коэффициента расхода φ от 0,6 до 0,4 при расчетном значении 0,5 и угле $\alpha_1 = 115^\circ$ угол атаки на РК изменяется всего от -3° до $+3,5^\circ$. Основная область применения - относительно тихоходные ОК промышленного назначения.

Ступень с $\Omega = 0,5$. В этом случае приращение давления в ступени поровну распределено между РК и НА, что предопределяет равенство скоростей в этих элементах и одинаковость формы профиля. В показанных на рис.3.2.2 треугольниках скоростей выполнены необходимые условия: $w_1 = c_2$, $w_2 = c_1$, $c_{1u} > 0$.

За счет положительной закрутки на входе в РК ($\alpha_1 < 90^\circ$) скорость w_1 меньше, чем при $\Omega = 1$. Это позволяет применять на воздушных компрессорах дозвуковые профили при окружной скорости до 320 - 330 м/с. Характеристики ступеней имеют более крутые характеристики и более узкий рабочий диапазон по расходу из-за большего увеличения углов атаки на нерасчетных режимах. В примере, рассмотренном для случая $\Omega = 1$, при $\Omega = 0,5$ и $\alpha_1 = 65^\circ$ углы атаки на РК изменяются от $-6,6^\circ$ до $+7^\circ$. Область применения - в ОК всех типов.

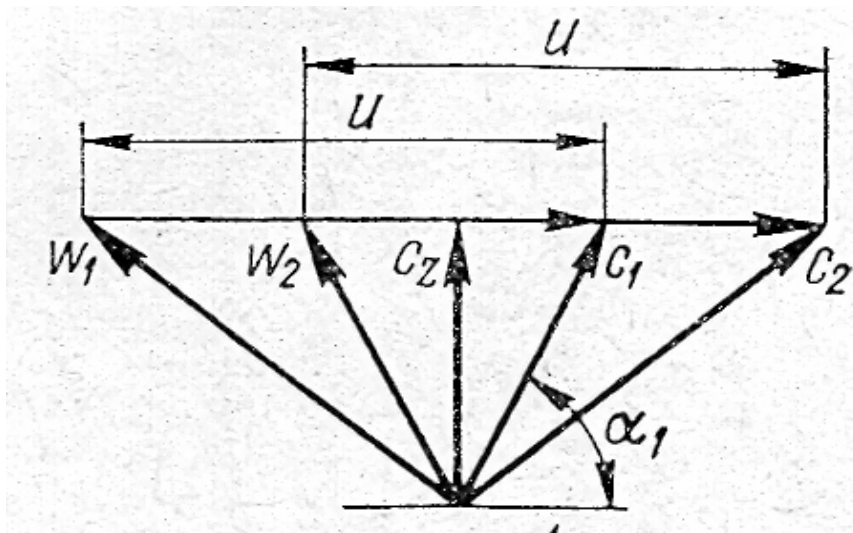


Рис. 3.2.2. Схемы ступеней и треугольники скоростей осевой ступени при степени реактивности $\Omega = 0,5$.

Ступень с $\Omega = 0,7$. Так принято обозначать кинематическую схему при отсутствии закрутки ($\alpha_1 = 0^\circ$) на входе в РК. На самом деле у такой ступени $\Omega = 1 - 0,5\psi_T$. Свойства ступени - промежуточные между рассмотренными выше, что определяет область применения ступени.

Влияние реактивности на экономичность ступени ОК. В ряде публикаций на основе анализа потерь в плоских решетках делается вывод о более высокой экономичности ступеней с $\Omega = 0,5$ по сравнению со ступенями с $\Omega = 1$ за счет равномерного распределения **аэродинамической нагрузки** между РК и НА (одинаковый уровень скоростей и диффузорность). Однако практика отработки изолированных ступеней и многоступенчатых ОК фирмами ЛМЗ, НЗЛ, ГХХ, ЧКД позволяет сделать заключение о весьма близком уровне экономичности ступеней с различной реактивностью. На лучших образцах многоступенчатых ОК с $\Omega = 1$ уровень экономичности лопаточного аппарата такой же, как и при $\Omega = 0,5$ и составляет $\eta_{пол} = 91 - 92\%$. Возможно, суммарные потери в двух диффузорных решетках при $\Omega = 0,5$ примерно равны сумме потерь в диффузорной решетке РК и активной решетке НА при $\Omega = 1$. К тому же низкий уровень скорости и отсутствие градиента давления в НА благоприятно сказывается на эпюре скорости за ступенью, что снижает взаимное влияние ступеней и ухудшение характеристик при работе в группе.

Законы организации потока по радиусу. Анализируется невязкий несжимаемый поток в рамках гипотезы цилиндрических поверхностей тока ($c_r = 0$). На расчетных режимах ступеней принимается равенство теоретического напора на всех поверхностях тока. В противном случае неодинаковая механическая энергия газовых частиц выравнивается силами трения между слоями в реальном вязком потоке - с потерями тем большими, чем больше неравномерность напоров по радиусу. При постоянном теоретическом напоре условие радиального равновесия (центробежная сила от составляющей c_u уравнивается градиентом давления по высоте) приводит к **упро-**

щенному уравнению радиального равновесия - взаимозависимости между двумя компонентами абсолютной скорости c_z и c_u :

$$c_z \frac{\partial c_z}{\partial r} + \frac{c_u}{r} \frac{\partial}{\partial r}(rc_u) = 0. \quad (3.2.6)$$

Пространственный поток с **постоянной циркуляцией**. Если выбрать условие постоянства расходной составляющей скорости по радиусу $c_z = f(r) = const$, то из уравнения (3.2.6) следует зависимость для окружной составляющей $c_u r = const$. Название такой организации пространственного потока вытекает из того, что циркуляция скорости по поверхности тока радиуса r одинакова по высоте лопаток $\Gamma = c_u * 2\pi r = f(r) = const$.

Треугольники скоростей на среднем и наружном радиусах r_{cp} и r_n показаны на рис.3.2.3.

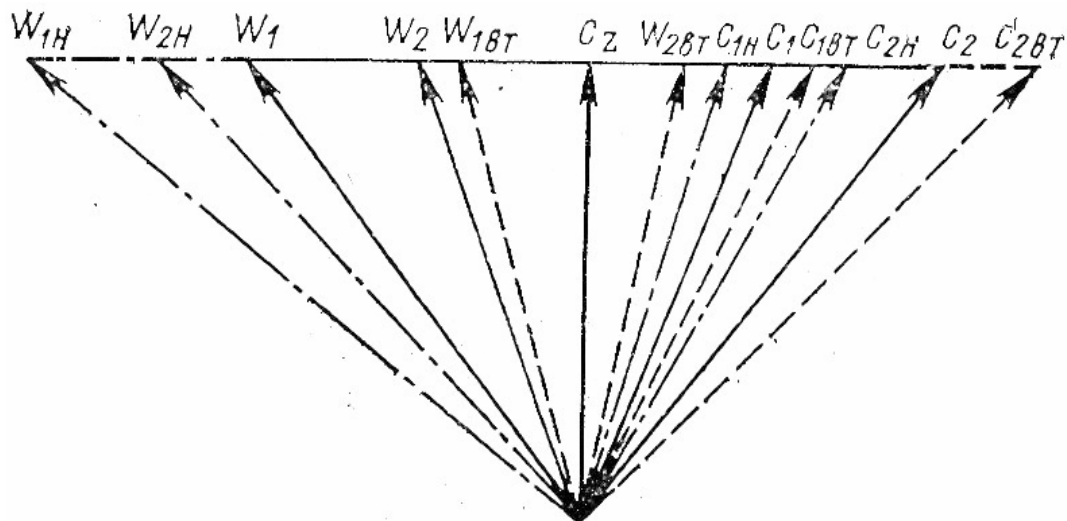


Рис. 3.2.3. Треугольники скоростей на втулке, среднем и наружном радиусах в ступени с

$$\Omega = 0,5 \text{ и } c_u r = const.$$

Принятая на среднем радиусе реактивность $\Omega = 0,5$ увеличивается к периферии. Из-за роста окружной скорости и уменьшения закрутки на входе сильно возрастает скорость w_1 на входе в РК, что для дозвуковых конструкций ограничивает приемлемый уровень окружной скорости на периферии. Это недостаток схемы с постоянной циркуляцией, применяющейся у лопаточных аппаратов с относительно малыми втулочными отношениями r_{en} / r_n . Чем ближе втулочное отношение к единице, тем меньше отличаются треугольники скоростей от таковых на среднем радиусе.

Пространственный поток с **постоянной реактивностью**. Значительно меньше скорость w_1 меняется по радиусу, если принять условие $\Omega(r) = 0,5 = const$. Из условия равновесия вытекает ус-

ловие $\frac{c_u}{r} = const$ (закон “твёрдого тела”) и $c_z = f(r)$ с уменьшением расходной составляющей по радиусу. Треугольники скоростей на двух радиусах показаны на рис.3.2.4. Такое профилирование лопаток по радиусу находит широкое применение для первых ступеней быстроходных ОК. Для законов закрутки потока, отличных от $c_u r = const$ наблюдается значительное уменьшение осевой скорости к периферии лопаток. При проектировании неравномерность c_z принято ограничивать величиной не более 15%.

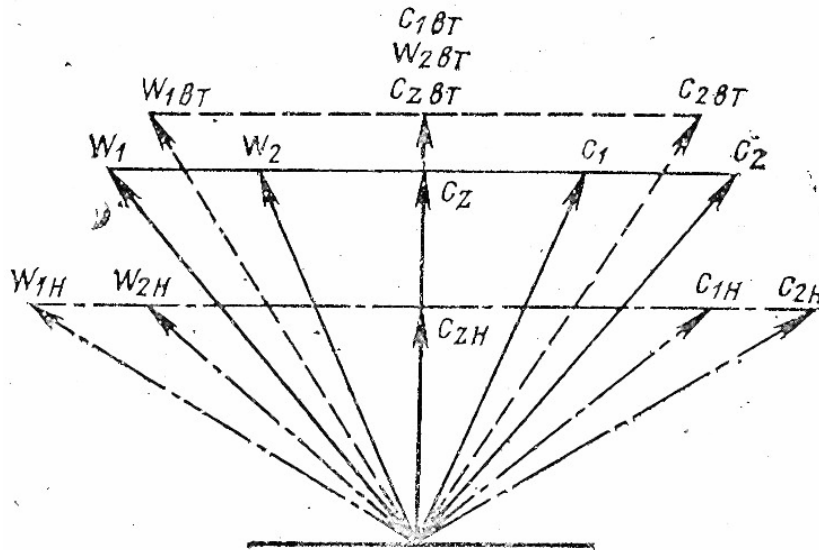


Рис. 3.2.4. Треугольники скоростей на двух радиусах.

Универсальный закон построения пространственного потока $c_u r^n = const$. Показатель степени $n = 1$ соответствует ступени с постоянной циркуляцией, а при $n = -1$ ступени с постоянной реактивностью $\Omega = 0,5$. Промежуточные значения n дают компромиссные решения, пригодные в конкретных условиях. Общее решение уравнения (3.2.6) для сечения перед РК при $-1 \leq n \leq 1$ ($n \neq 0$)

$$c_z = \sqrt{c_{zcp}^2 + \frac{1-n}{n} c_{ucp}^2 [(r_{cp}/r)^{2n} - 1]}. \quad (3.2.7)$$

В случае $n = 0$ существует частное решение

$$c_z = \sqrt{c_{zcp}^2 + c_{ucp}^2 \ln(r_{cp}/r)}. \quad (3.2.8)$$

В формулах (3.2.7) и (3.3.8) величины c_{zcp} и c_{ucp} относятся к среднему радиусу ступени r_{cp} .

Для сечения за РК закон закрутки потока определяется условием $r(c_{2u} - c_{1u}) = h_t / \omega = \text{const}$, т. е. $c_{2u} = c_{1u} + \frac{\text{const}}{r}$, и при сложных законах закрутки c_{1u} скорости c_{z2} определяются численным интегрированием уравнения (3.2.6).

Чаще всего для первых ступеней быстроходных ОК применяют комбинированный закон $c_u = Ar + B/r$, причем для первой ступени $B=0$ с постепенным снижением A до 0 и увеличением B к промежуточной ступени, для которой достигается условие $M_{w1} \leq M_{кр}$ и возрастает втулочное отношение до $v = r_{em} / r_n \geq 0,6 - 0,65$. Последующие ступени выполняются с $c_u r = \text{const}$.

В 30-е годы на основе метода “подъемной силы” в сочетании с лабораторной экспериментальной доводкой в Швейцарии, Германии, Великобритании были созданы ступени ОК с уровнем КПД 89-90%. Первый промышленный ОК был создан фирмой Броун-Бовери на основе компрессора, разработанного для сверхзвуковой аэродинамической трубы. Эти успехи способствовали разработке реактивных двигателей с ОК. Работа ОК в составе газотурбинной установки требует тщательного согласования его с турбиной, чтобы избежать попадания компрессора в помпаж. В Германии разработку ОК реактивного двигателя ЮМО-004 выполняли на базе ступени с $\Omega = 1$, разработанной в Аэродинамическом Исследовательском Центре в Геттингене. В Великобритании разрабатывались ступени с $\Omega = 0,5$, перед которыми проблема устойчивости стояла более остро. Задача определения предельной нагрузки венца, связанная с предельным углом поворота потока $\varepsilon_{\max}$, не могла быть решена в рамках метода “подъемной силы”. Для её решения потребовались теоретические и экспериментальные исследования плоских компрессорных решеток, которые являются более близкой моделью течения в элементарных венцах РК и НА.

Первое обобщение результатов исследований плоских решеток, проведенных научными центрами и фирмами Великобритании, опубликовано А. Р. Хауэллом [15]. Позже были опубликованы обобщения продувок решеток профилей серии НАСА-65 [16], А-40 и ВС-10 [17,18].

Характеристики плоской решетки - зависимость угла поворота потока $\varepsilon = \beta_2 - \beta_1$ и коэффициента силы профильного сопротивления C_{wp} от угла атаки $\iota = \beta_{n1} - \beta_1$ - получают по результатам испытания в аэродинамических трубах в области автомодельности $Re_w > 3 \times 10^5$. Конкретные значения этих параметров зависят как от **геометрических параметров решетки** (рис.3.2.5) - угла установки профилей β_n и относительного шага t/B , так и **геометрии профиля** - угла изогнутости $\theta = \beta_{n2} - \beta_{n1}$, уравнения средней линии, положения a и величины максимального прогиба $f_{\max}$, положения $x_{c\max}$ и максимальной относительной толщины $c_{\max}/B$ исходного симметричного профиля, “одеваемого” на среднюю линию в соответствии с рис. 3.2.6.

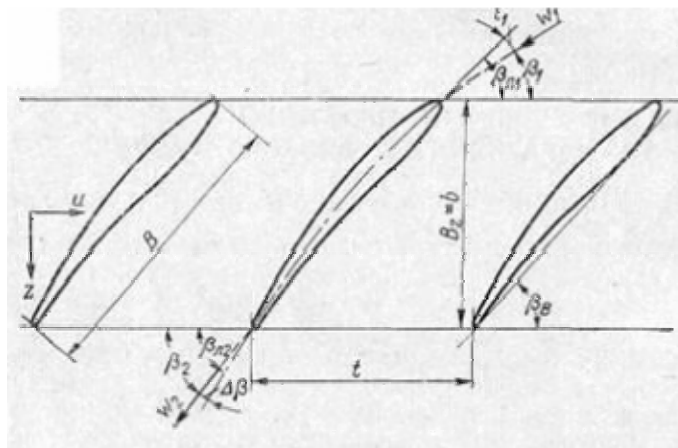


Рис. 3.2.5. Плоская прямолинейная решетка профилей колеса. Для направляющего аппарата необходимо заменить w на c и β на α .

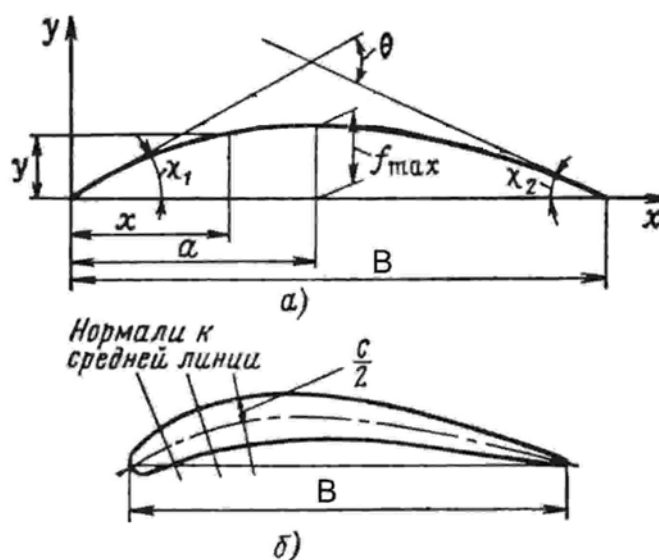


Рис. 3.2.6. Построение средней линии (а) и профиля лопатки (б) на заданном радиусе.

Среднюю линию профиля выполняют в форме дужки окружности ($a = 0.5$), дужки параболы или двух дужек параболы, сопряженных в точке максимального прогиба ($a = 0.4 - 0.45$, f_{max}). Средняя линия может иметь и другие формы - эллипсоидальную (профили серии NACA-65 [18]) синусоидальную форму, выражаться степенным многочленом. Исходный симметричный профиль представляется в табличном виде для максимальной толщины $c_{max}/B = 0.1$, характеризуется ее положением $x_{c_{max}}/B = 0.3$ для низкоскоростных профилей серии C-4 [17], $x_{c_{max}}/B = 0.4$ для высокоскоростных дозвуковых профилей серии NACA-65 [18], A-40 [3,6], BC-10 и $x_{c_{max}}/B = 0.5$ для чечевицеобразных профилей, составленных из двух дужек окружности

(DCA). Чем больше a и $x_{c\max} / B$, тем более высокое значение $M_{\max}$ достигается (от 0,7 - 0,75 в низкоскоростных до 0,82-0,84 в высокоскоростных дозвуковых решетках), однако тем меньший рабочий диапазон по углу атаки.

Пример типичной характеристики решетки при малых скоростях потока приведен на рис.3.2.7.

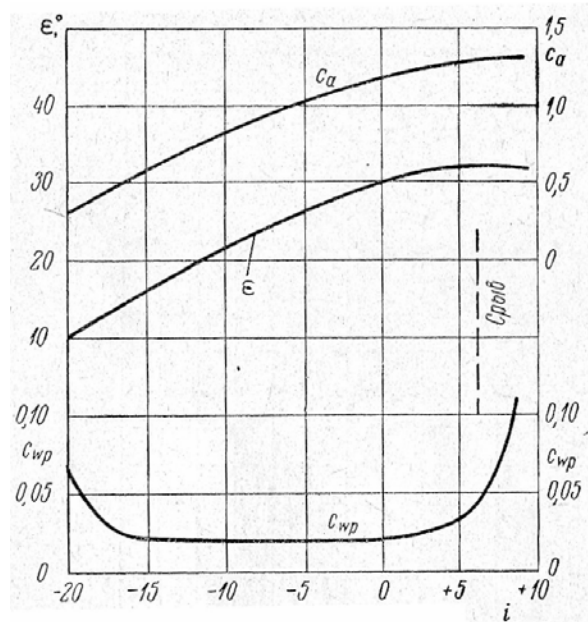


Рис. 3.2.7. Типичная характеристика плоской решетки профилей при малых скоростях потока.

С ростом угла атаки угол поворота потока в решетке увеличивается, достигает максимума, а затем начинает уменьшаться. Точка максимума на зависимости $\varepsilon = f(i)$ соответствует началу разбитого срыва на задней поверхности лопаток при большом положительном угле атаки. Для обобщения характеристик решеток Хауэлл принял в качестве реперного режим с 20%-ным запасом по углу поворота от максимального. Этот режим именуется **номинальным режимом** и определяется уравнением:

$$\varepsilon^* = 0,8\varepsilon_{\max} . \quad (3.2.9)$$

Параметры решетки на номинальном режиме принято обозначать надстрочным индексом $*$: $i^*, \varepsilon^*, \beta_1^*, \beta_2^*$ (или α_1^*, α_2^* для решетки НА). Выбор номинального режима позволило построить общую для всех решеток зависимость в координатах $\frac{\varepsilon}{\varepsilon^*} = f_1\left(\frac{i - i^*}{\varepsilon^*}\right)$ и $C_{wp} = f_2\left(\frac{i - i^*}{\varepsilon^*}\right)$, именуемую обобщенной характеристикой плоских решеток (рис. 3.2.8).

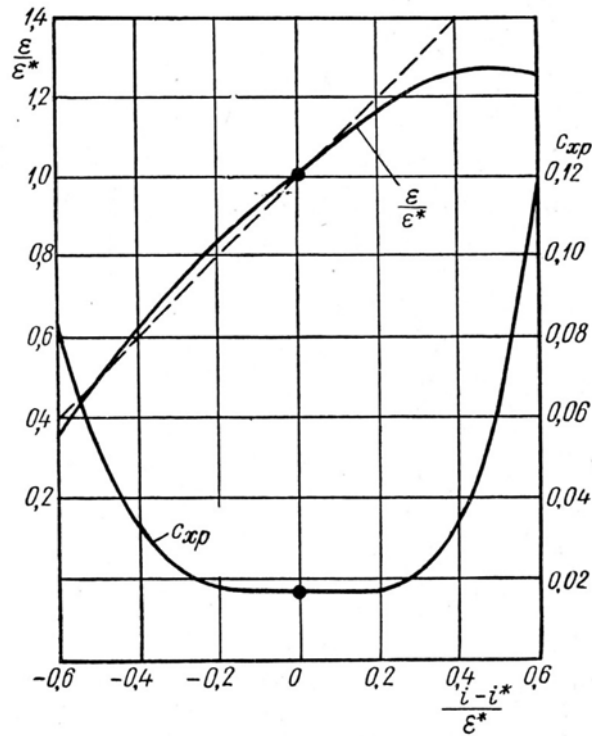


Рис. 3.2.8. Обобщенная характеристика плоских решеток.

Полную характеристику решетки в координатах рис. 3.2.7, можно построить, предварительно определив параметры β_2^* и ε^* , откуда следует $\beta_1^* = \beta_2^* - \varepsilon^*$ и $i^* = \beta_{1,l} - \beta_1^*$. Для определения угла β_2^* Хоуэлл предложил зависимость:

$$\beta_2^* = \beta_{2,l} - \delta^*, \quad (3.2.10)$$

где $\beta_{2,l}$ - геометрический угол, между касательной к средней линии у выходной кромки профиля с осью u , а δ^* - угол отставания определяется по полуэмпирической формуле:

$$\delta^* = [0,23(\frac{2a}{B})^2 - 0,002\beta_2^* + 0,18]\theta\sqrt{\frac{t}{B}}. \quad (3.2.11)$$

Анализ экспериментальных данных показал также, что при увеличении угла изгиба профиля θ углы поворота потока $\varepsilon_{\max}$ и ε^* возрастают до определенного предела. Типичная зависимость ε^* от θ при фиксированных значениях β_2^* и t/B приведена на рис. 3.2.9.

Первоочередной интерес для практического применения представляют решетки, обеспечивающие максимальный напор с 20%-ным запасом по углу поворота. Таковыми Хауэлл выбрал решетки, работающие с номинальными углами атаки $i^* = \varepsilon^* + \delta^* - \theta$ (где δ^* определяется по формуле 3.2.11) в пределах от -5° до $+5^\circ$.

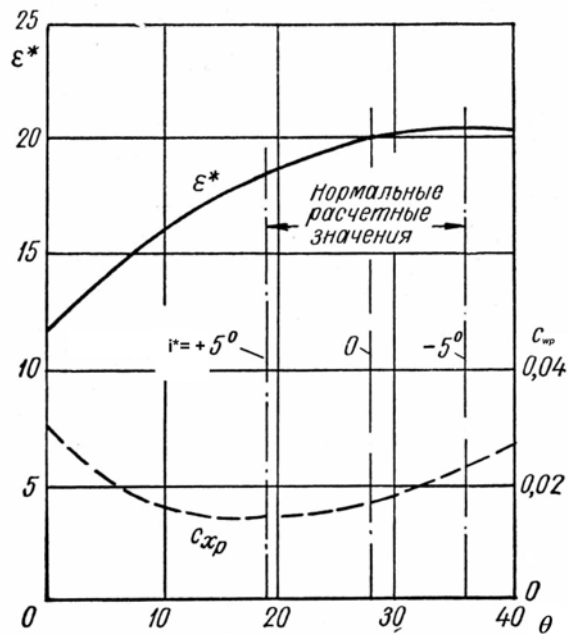


Рис. 3.2.9. Зависимость угла номинального угла поворота потока от угла изгиба профиля ($\beta_2^* = 60^\circ$, $t/B = 1,0$).

Как видно из рис. 3.2.9, в этих пределах угол ε^* можно приблизительно считать не зависящим от θ . Это позволило исключить θ из рассмотрения и построить приближенную зависимость ε^* только от β_2^* и t/B , приведенную на рис. 3.2.10. Эту зависимость называют **главной характеристикой номинальных режимов**.

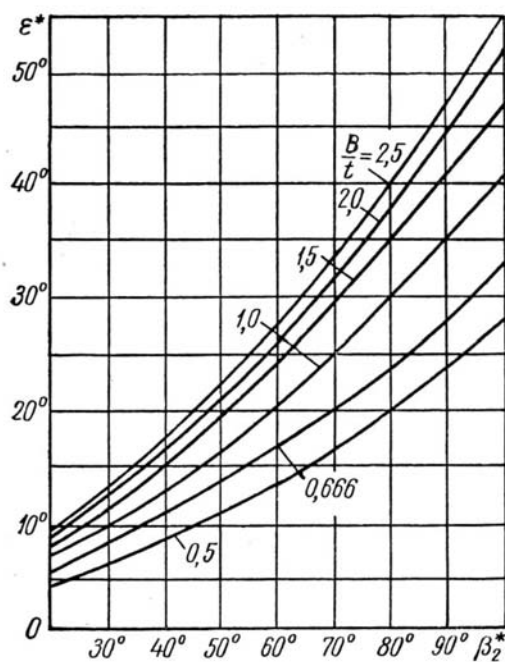


Рис. 3.2.10. Главная характеристика номинальных режимов.

На основе данных, приведенных на рис. 3.2.10, К. В. Холщевниковым была построена диаграмма (рис. 3.2.11), связавшая кинематические и напорные величины для элементарной ступени на номинальных режимах в параметрах:

$$\frac{\psi}{\varphi} = \operatorname{ctg} \beta_1^* - \operatorname{ctg} \beta_2^* = \operatorname{ctg}(\beta_2^* - \varepsilon^*) - \operatorname{ctg} \beta_2^*, \quad (3.2.12)$$

$$\frac{\Omega}{\varphi} = \frac{\operatorname{ctg} \beta_1^* + \operatorname{ctg} \beta_2^*}{2} = \frac{\operatorname{ctg}(\beta_2^* - \varepsilon^*) + \operatorname{ctg} \beta_2^*}{2}. \quad (3.2.13)$$

Эта диаграмма используется для выбора параметров ступени на среднем радиусе при проекторочных расчетах.

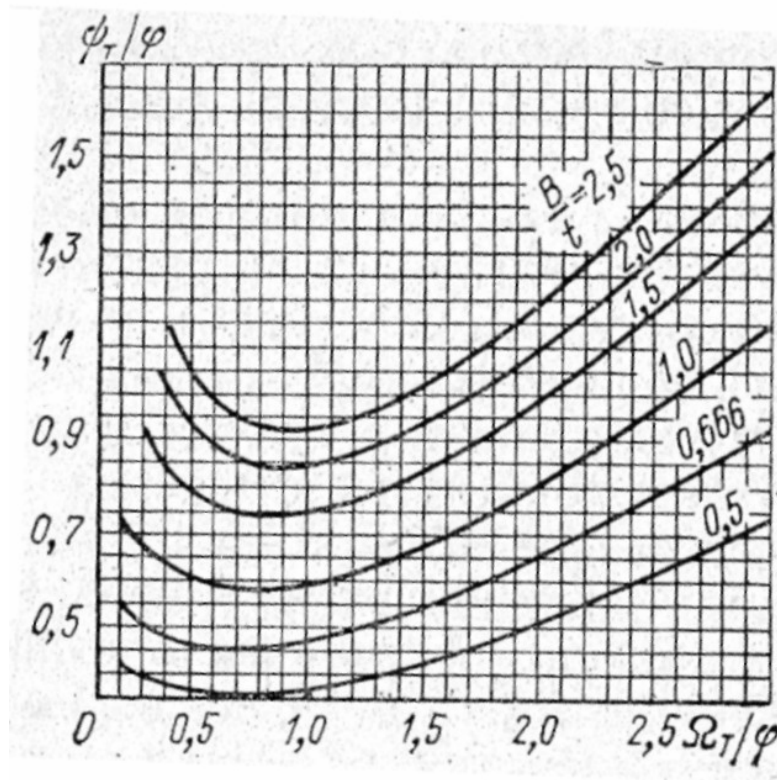


Рис. 3.2.11. Диаграмма номинальных режимов.

В диапазоне углов $50^\circ \leq \beta_2^* \leq 90^\circ$ главная характеристика номинальных режимов удовлетворительно аппроксимируется эмпирической зависимостью, предложенной Хауэллом и уточненной Холщевниковым:

$$\operatorname{ctg} \beta_1^* - \operatorname{ctg} \beta_2^* = \frac{1,5}{1 + 1,5(t/B)}. \quad (3.2.14)$$

КПД компрессорной решетки оценивается аналогично диффузорам – как отношение действительного повышения статического давления к теоретически максимально возможному:

$$\eta_{\text{реш}} = \frac{p_2 - p_1}{0.5 \rho (w_1^2 - w_2^2)} = 1 - \frac{\Delta p_w}{\rho c_z^2 \text{ctg} \beta_m (\text{ctg} \beta_1 - \text{ctg} \beta_2)}, \text{ где } \text{ctg} \beta_m = 0.5(\text{ctg} \beta_1 + \text{ctg} \beta_2).$$

Используя выражения для коэффициента подъемной силы и лобового сопротивления:

$$C_a = 2 \frac{t}{B} (\text{ctg} \beta_1 - \text{ctg} \beta_2) \sin \beta_m \quad \text{и} \quad C_{wp} = 2 \frac{t}{B} \frac{\Delta p}{\rho c_z^2} \sin^3 \beta_m, \quad \text{получим:}$$

$$\eta_{\text{реш}} = 1 - \frac{2C_{wp}}{C_y \sin 2\beta_m} = 1 - \frac{2\mu}{\sin 2\beta_m}, \quad (3.2.15)$$

где $\mu = \frac{C_{wp}}{C_a}$ - **коэффициент обратного качества решетки**.

Условие максимума КПД $\frac{\partial \eta_{\text{реш}}}{\partial \beta_m} = \frac{4\mu \cos 2\beta_m}{\sin^2 2\beta_m} = 0$, откуда следует:

$$\beta_{\text{монм}} = 45^\circ, \quad \eta_{\text{реш_max}} = 1 - 2\mu.$$

Этот максимум весьма пологий, и величина КПД практически не изменяется в диапазоне $35^\circ \leq \beta_m \leq 55^\circ$.

Хауэлл определяет КПД ступени с $\Omega = 0,5$ по формуле (3.2.15) вводя суммарный коэффициент сопротивления:

$$C_w = C_{wp} + C_{wa} + C_{ws}, \quad (3.2.16)$$

где C_{wp} - опытный коэффициент профильного сопротивления по результатам продувок плоских решеток,

$$C_{wa} = 0,02 \frac{t}{l} \quad (l - \text{высота лопатки}) - \text{коэффициент краевых потерь на втулке и периферии,}$$

$C_{ws} = 0,018 C_y^2$ - учитывает все остальные потери, его также называют коэффициентом индуктивных потерь.

Отметим, что коэффициенты в составных членах уравнения (3.2.16) отражают достигнутый к началу 40-х годов уровень экономичности 89–90%. В более поздних публикациях [3, 6, 18] даны уточненные зависимости для этих потерь. Следует также иметь в виду, что в реальных ступенях максимум КПД достигается не при номинальных условиях на среднем радиусе, а лежит

несколько левее по характеристике и превышает величину, вычисленную по уравнению (3.2.16), на 2-3%.

Проектировочный расчет ОК состоит из нескольких этапов.

Исходными данными для расчета является массовый расход $\bar{m}$ рабочей среды, начальные условия p_n^* и T_n^* , давление нагнетания p_k^* или отношение давлений $\pi_k^* = p_k^* / p_n^*$, особые условия работы, определяемые назначением ОК.

На **первом этапе проектирования**, на основе технико-экономического анализа, выбирается схема компрессора в составе агрегата (наличие промежуточного охлаждения, один или несколько каскадов сжатия, распределение параметров по секциям низкого и высокого давления).

Далее следует **предварительный расчет** проточной части компрессора, параметры которой оцениваются с учетом потерь в патрубках. Потери во всасывающем патрубке определяют совместно с ВНА, так как потери в ВНА зависят от условий входа, обусловленных конструкцией патрубка: $\Delta p_1^* = \zeta_1 \rho_n c_{z1}^2 / 2$, где $\zeta_1 = 0,12 - 0,15$ для патрубков с осевым входом и $\zeta_1 = 0,22 - 0,27$ для патрубков с радиальным подводом потока, c_{1z} - осевая составляющая скорости, принятая для первой ступени, ρ_n - плотность газа по условиям всасывания. Потери в нагнетательном патрубке: $\Delta p_2^* = \zeta_2 \rho_k c_{zk}^2 / 2$, где $\zeta_2 = 0,4 - 0,7$, c_{zk} и ρ_k - осевая скорость и плотность за концевой ступенью (за СА). Температура в этом сечении предварительно оценивается по отношению давлений $\pi_{ла}^* = \frac{p_k^* + \Delta p_2^*}{p_n^* + \Delta p_1^*}$ и КПД лопаточного аппарата $\eta_{пол}^* = 0,90 - 0,92$, который принимается по ближайшему аналогу.

После определения параметров лопаточного аппарата производят вариантные расчеты и выбирают частоту вращения, количество ступеней, диаметры первой и последней ступени. Этот этап определяет облик и технический уровень проектируемого компрессора. Оптимальную частоту вращения компрессора принимают такой, чтобы обеспечить диапазон втулочных отношений ступеней $\nu = D_{вн} / D_n \approx 0,5 \dots 0,85$, что соответствует отношению давлений до $\pi_k^* = p_k^* / p_n^* \leq 10 \dots 12$. Уменьшение $\nu < 0,5$ ведет к неблагоприятному изменению параметров потока по высоте лопаток из-за малой окружной скорости на втулке, увеличению вторичных потерь и снижению экономичности. При увеличении $\nu > 0,85$ есть опасность смыкания пограничных слоев у втулки и периферии. При этом возрастают концевые потери. Повышенные значения ν (до 0,9...0,92) приходится в некоторых случаях применять при $\pi_k = 14 \dots 18$ в одновальных ГТД. В авиационных двигателях, особенно вентиляторных ступенях ТРДД, для получения минимальных лобовых размеров ν снижают до 0,3...0,35 и принимают высокие осевые скорости c_z (до 200...220 м/с). В промышленных установках потери во всасывающем патрубке снижают экономичность на 1...1,5%, поэтому высокий уровень c_z (до 160...180 м/с) на входе в лопаточный аппарат применяют только в конструкциях с осевым входом и соосным расположением всасывающего трубопровода, а для патрубков с радиальным подводом потока ограничивают $c_z < 140 \dots 160$ м/с.

Для снижения потерь в нагнетательном патрубке или тракте высокого давления ГТУ, уменьшающих экономичность на 1.5...2%, осевую скорость снижают по ступеням до уровня $c_z = 100...120$ м/с за лопаточным аппаратом. Некоторые фирмы ограничивают кинетическую энергию в этом сечении величиной 3% от удельной работы сжатия. Периферийные окружные скорости дозвуковых ступеней ограничены величиной $u_n \leq 325...350$ м/с, а сверхзвуковых - $u_n \leq 450...500$ м/с для стальных лопаток и $u_n \leq 500...600$ м/с - для титановых. Следует отметить, что расчетная частота вращения компрессоров ГТУ определяется скорее не компрессором, а прочностными и ресурсными характеристиками турбины, а для промышленных технологических компрессоров - располагаемым приводом. Значительные отклонения от оптимальной частоты вращения приводят к пониженным характеристикам ОК.

Для варианта, принятого к проектированию, проводят **распределение расходной скорости и работы сжатия по ступеням**, которое производится с учетом диаграммы (3.2.11) и условий работы компрессора в составе агрегата. К этому пункту расчета чаще всего возвращаются в итерационном процессе проектирования после поверочных расчетов. Рекомендации по распределению работы по ступеням различных турбостроительных фирм основаны на опыте проектирования, степени реактивности и особенностях применяемых и проверенных в работе лопаточных аппаратов, возможных погрешностях используемых математических моделей. В частности, рекомендации для ОК авиационных газотурбинных двигателей изложены в монографии [14]. На среднем радиусе:

$$r_{cp} = (r_n + r_{gm}) / 2, \text{ или } r_{cp} = ((r_n^2 + r_{gm}^2) / 2)^{0.5}$$

рекомендуется обеспечивать условия номинального режима. Оптимальные значения коэффициентов расхода принимают в пределах $\varphi_{n_onn} = c_z / u_n = 0,4 - 0,5$ и относительного шага на среднем радиусе $(t/B)_{onn} = 0.8 - 1.0$. По диаграмме (рис. 3.2.5) или формуле (3.2.14) определяется коэффициент теоретического напора, напор ступени с учетом окружной скорости на среднем радиусе и оценивается требуемое число ступеней ОК. После этого определяют параметры потока по ступеням и на основе уравнения неразрывности рассчитывают величины диаметров втулки и периферии проточной части.

На **втором этапе** производится **расчет кинематики потока** в ступенях. По параметрам ступеней рассчитываются треугольники скоростей на среднем радиусе, которые являются исходными для вычисления кинематики потока по высоте лопатки. Затем выбирают законы закрутки потока и вычисляют распределение $c_u(r)$ и $c_z(r)$. Задача определения треугольников скоростей и углов потока в ступенях по радиусу решается численно на ряде цилиндрических поверхностей (при ручном счете обычно порядка 7 - 9) по всей высоте лопаток на основе уравнения радиального равновесия (3.2.6). В результате расчета определяются углы потока и числа М, которые должны обеспечить элементарные сечения РК и НА.

На **третьем этапе** производится **профилирование** – расчет параметров и геометрии решеток венцов РК и НА. Профилирование производится на основе **обобщенных результатов продувок плоских решеток**. На среднем радиусе следует обеспечивать номинальный режим обтекания решеток РК и НА. Выбор расчетных режимов остальных сечений производится с учетом работы их в поле центробежных сил. Это реализуется системой рекомендаций, принятых на том или ином предприятии, по выбору углов атаки, поскольку по Хауэллу они жестко не детерминированы. Влияние вращения приводит к тому, что на рабочих колесах корневые сечения обладают большей отклоняющей способностью по сравнению с характеристиками при плоских продувках, а для периферийных сечений предельный угол поворота потока получается меньшим. Объясняется это перетеканием заторможенных пограничных слоев по поверхности вращающейся лопатки к периферии. На направляющих лопатках наблюдается противоположная картина, и в наиболее тяжелых условиях работают втулочные сечения. Поэтому для периферийных сечений РК следует принимать увеличенный запас и выбирать режимы в пределах $\frac{l-l^*}{\varepsilon^*} = -(0,15...0,2)$, а для корневых - $\frac{l-l^*}{\varepsilon^*} = +(0,15...0,2)$ по обобщенной характеристике (рис.3.2.8) с линейным изменением по высоте лопатки и пересчетом проектных углов треугольников скоростей на их номинальные значения для профилирования. Для направляющих лопаток изменение $\frac{l-l^*}{\varepsilon^*}$ следует выбирать от 0 на периферии до $-(0,1-0,15)$ на втулке. По данным Хауэлла определяются углы установки и изгиба профиля. Выбор исходного симметричного профиля, формы средней дужки и толщины профиля в периферийных сечениях производится с учетом уровня рабочих чисел M . Для профиля С-4 в зависимости от угла изгиба критические числа $M_{кр} = 0,7-0,75$, на высокоскоростных профилях А-40, ВС-10 могут быть достигнуты значения до $M_{кр} = 0,82-0,85$ [6].

Выбор хорды и распределения максимальной толщины профиля $c_{\max}/B$ по высоте выбирается в результате согласования требований газодинамики, прочности и вибрации (частотной отстройки лопаток). Для дозвуковых компрессоров обычно принимают $c_{\max}/B$ от 12% на втулке до 6% на периферии. Величина хорды выбирается преимущественно по условиям прочности и вибрационной отстройки. Отстройку первой ступени выполняют между 3-й и 4-й кратностью основного тона, чему соответствует **удлинение** $l/B \approx 2,3...2,5$ для первой ступени. В настоящее время наблюдается тенденция к уменьшению удлинения трансзвуковых ступеней с целью увеличения их прочности и рабочего диапазона, поскольку увеличение хорды снижает градиенты давления вдоль поверхности лопатки. Для средних и концевых ступеней минимальное удлинение ограничено величиной $l/B \geq 1,0...1,2$ ниже которой КПД ступени резко уменьшается.

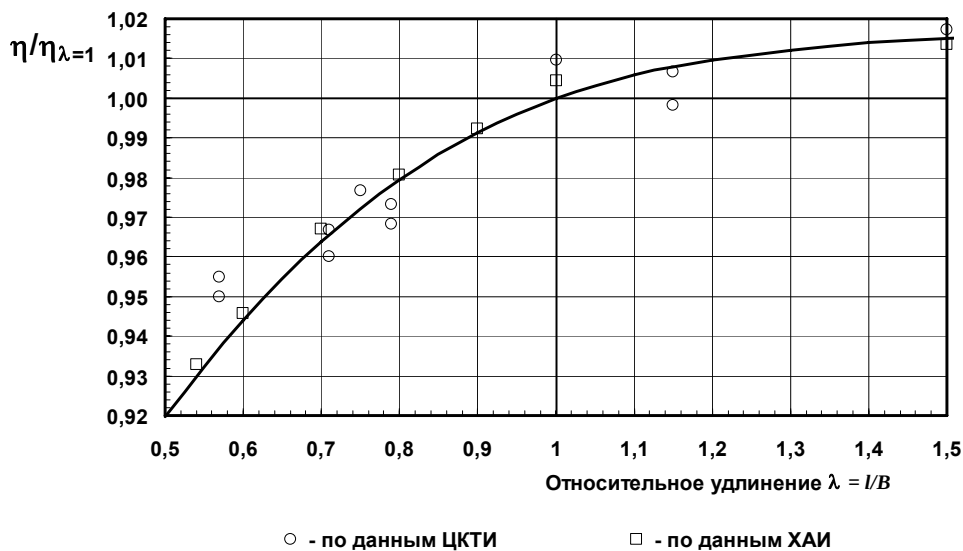


Рис. 3.2.6. Влияние удлинения на экономичность ступени.

При проектировании количество рабочих лопаток предпочитают выбирать из ряда простых чисел. Количество направляющих лопаток принимают с учётом отстройки по nZ от высших форм собственных колебаний, чётное в конструкциях с горизонтальным разъёмом.

После выбора параметров решетки на различных радиусах венца выполняется **профилирование** – определение координат сечений лопатки. В соответствии с рис. 3.2.6. определяются координаты средней линии профиля и по нормальям к ним откладываются половины ординат исходного симметричного профиля, пересчитанные с 10%-ной максимальной толщины пропорционально выбранной величине $c_{\max}/B$. Величины $\chi\%$ откладываются по длине дуги средней линии. Сечения лопаток с $\lambda \geq 1$ профилируют плоскими, в случае $\lambda < 1$ сечения вычисляют на цилиндрических поверхностях с последующим пересчетом на плоские сечения чертежа лопатки. Отрезок, соединяющий концы средней линии, называют **внутренней хордой** профиля. Для контроля сечений лопатки при изготовлении и сборке на чертежах выполняется **внешняя хорда** – проекция профиля на касательную к входной и выходной части вогнутой поверхности с указанием ее угла установки с осью u или z .

Существующие методы “плоских решёток” различных турбостроительных фирм и организаций включают систему рекомендаций при выполнении этапов проектировочного расчёта и различаются главным образом в эмпирической части, что обусловлено не только физическими факторами, но и типом применяемых профилей и обобщенных данных по решеткам, а также особенностями конструкции и технологии изготовления. Наиболее удачные и перспективные из отработанных ступеней включаются в атласы ступеней и используются при последующем проектировании.

Практика показала, что на основе использования упрощенного уравнения радиального равновесия и обобщенных данных продувок плоских решеток могут быть спроектированы такие

высокоэкономичные ОК, как КВД ГТУ-42 ЛКЗ, который является лучшим образцом дозвукового компрессора.

Дальнейшее развитие метода “плоских решёток” связано с выполнением расчетов на основе решения осесимметричной задачи с учетом кривизны меридиональных линий тока и приближенным учетом концевых эффектов при профилировании. Эффективен также метод доводки ступеней на основе решения обратной задачи - построения профиля по скорректированному распределению скорости на его поверхности, или метод “корректируемой диффузорности”, позволяющий для дозвуковых профилей снизить потери на отдельных режимах, а сверхзвуковые - выполнять с затупленной входной кромкой, благоприятной по условиям прочности.

В 40-50-е годы XX века главной проблемой являлось обеспечение проектного расхода и напора компрессора. Большинство публикаций в технической и учебной литературе посвящено этой проблеме. В 60-70-е годы она была практически решена турбостроительными заводами и научными центрами, разработавшими ряд высокоэффективных ОК. Однако по мере роста параметров и уровня скоростей встала проблема обеспечения надежности, которая наряду с прочностной проработкой реализуется гарантией газодинамической устойчивости каждой ступени ОК во всем диапазоне работы. Поэтому появилась необходимость дополнить проектировочный расчет поверочным для контроля условий работы ступеней на нерасчетных и пусковых режимах и корректировки согласования ступеней, даже с возможным ущербом экономичности на проектном режиме.

Поверочный расчет предусматривает определение характеристик компрессора, проверку соответствия условиям работы и пуска в составе агрегата, при необходимости корректировку лопаточного аппарата. В рамках метода плоских решёток вычисление характеристик компрессора осуществляется поступенчатым расчетом по среднему радиусу, при котором определяется характеристика элементарной ступени по обобщенной характеристике плоских решеток (рис. 3.2.8) и вводятся эмпирические поправки, учитывающие отличия реального течения в ступени от принятой схемы: концевые эффекты вязкости у втулки и периферии, вторичные течения в поле центробежных сил, взаимное влияние решёток в ступени и ступеней в многоступенчатом компрессоре. К этим поправкам относятся: коэффициенты “затраченной работы” K_H , загромождения сечений пограничными слоями на ограничивающих кольцевых поверхностях K_G , концевые и вторичные потери дополнительно к профильным. Расчёт характеристик компрессора “по среднему радиусу” даёт удовлетворительную сходимость с опытом на расчетных режимах, применительно к которым накоплены эмпирические поправки. Однако на нерасчётных режимах, на которых дополнительно возникают потери из-за градиентов напора по высоте лопаток и турбулентного перемешивания, расхождения резко возрастают.

Метод “плоских решёток” успешно применяется для лопаточных аппаратов с низкой степенью реактивности $\Omega = 0,5 \dots 0,7$, которые при дозвуковых ограничениях обеспечивают минимальные весогабаритные показатели, что особенно важно для транспортных машин. Для ступеней с высокой степенью реактивности, характеризующихся малыми углами установки рабочих и большими углами изгиба направляющих лопаток, наблюдаются существенные расхождения с расчетом по методу “плоских решёток”, и требуется большой объём доводочных работ. Геометриче-

ские параметры решёток этих ступеней близки к границам исследованных плоских решёток, обусловленным трудностями обеспечения плоского характера обтекания, и углы поворота потока малы. Обобщение характеристик решёток в терминах “угол атаки - угол поворота” приводит к повышенным погрешностям при определении характеристик этих ступеней.

Метод “модельных ступеней”. Развитие промышленного газотурбостроения в послевоенные годы было направлено на создание безредукторных энергетических ГТУ средней мощности. Из-за ограничений в выборе частоты вращения для ОК требовалось применение ступеней с высокими степенями реактивности, в связи с чем для лопаточных аппаратов с $\Omega = 1,0$ был разработан метод проектирования на основе экспериментальных характеристик изолированных ступеней, распространённый впоследствии на лопаточные аппараты с $\Omega = 0,5...1,0$, именуемый методом “модельных ступеней”.

Метод “модельных ступеней”, или метод ЦКТИ, разработан под руководством А. П. Гофлина и предусматривает использование научно-технического задела в виде экспериментально отработанных высокоэкономичных ступеней, а также унификацию и удешевление изготовления лопаток, что особенно важно при мелкосерийном или индивидуальном производстве, характерном для стационарного турбостроения. Для этого исходные модельные ступени, предусматривающие на выходе воспроизводство кинематики входа для расчетного режима, спроектированные методом “плоских решёток” или “подъёмной силы”, экспериментально доводились на одноступенчатых стендах в отраслевых исследовательских организациях. В атласах модельных ступеней [4, 7] приводятся конструктивные параметры, геометрия лопаток и экспериментальные безразмерные характеристики для ступени каждого типа.

Лопаточный аппарат проектируемого компрессора формируется из ступеней, полученных из одной или нескольких исходных путём моделирования до соответствующих размеров и подрезкой лопаток у втулки, периферии или с обеих сторон, соответственно принятой схеме проточной части. Величины хорд и количество лопаток определяют по условиям прочности и вибрационной отстройки, при сохранении относительного шага венцов модельной ступени t/B . В исходных модельных ступенях передний и задний осевые зазоры выполняют достаточно большими $S_{1z}/B = S_{2z}/B = 0,6...0,8$ для возможности аэродинамических измерений. При проектировании компрессора принимают $S_{1z}/B = 0,25...0,4 S_{1z}/B$, $S_{2z}/B = 0,15...0,2$, с учётом оптимума потерь в осевых зазорах, уровня динамических возмущений и шума. Монтажные радиальные зазоры выбирают с учетом деформации ротора при вращении, тепловых расширений, поводки корпуса и маневров агрегата в процессе эксплуатации (например, “горячий” пуск ГТУ после кратковременной остановки, когда статор остывает быстрее ротора), а также точности изготовления такими, чтобы при работе выполнялось $\delta_z/l = 1,0...1,5\%$ и отсутствовали задевания при маневрах. Поправки к характеристикам ступеней из-за отклонения конструктивных параметров от точного моделирования исходной ступени - удлинения лопаток, относительных радиальных и осевых зазоров, подрезки лопаток, взаимного влияния ступеней при работе в группе - учитывается зависимостями, полу-

ченными на основе теоретических и экспериментальных исследований на одноступенчатых и многоступенчатых моделях, а также испытаний натурных машин.

Поверочный расчет характеристик компрессора по методу “модельных ступеней” удовлетворительно сходится с опытом на расчётных и нерасчётных режимах, однако ограничен диапазоном, в котором исследованы характеристики изолированной модельной ступени. В многоступенчатом компрессоре отдельные ступени могут устойчиво работать как на дроссельных режимах торможения $\varphi = \varphi_{\max}, \psi_{ad} < 0$, так и на срывной, левой ветви характеристики $\varphi < \varphi_{кр}, d\psi_{ad}/d\psi < 0$, которые на обычных одноступенчатых стендах не могут быть воспроизведены. В рамках метода “модельных ступеней” поверочный расчёт ограничен снизу частотой вращения $n/n_p = 0,7 \dots 0,85$, увеличивающейся по мере роста расчётной величины π_k .

Для исправления недостатков вышеупомянутых методов в части расчета характеристик компрессора применяется способ, при котором по методу “плоских решёток” или методу “модельных ступеней” определяются только расчетные (реперные) параметры ступеней компрессора. Параметры на нерасчётных режимах вычисляются по **обобщенным характеристикам ступени**, построенным по результатам испытания изолированных ступеней и ступеней в составе многоступенчатых компрессоров. По экспериментальным данным, обобщению поддаётся не только диапазон рабочих режимов характеристики, но и срывная, левая ветвь, а также дроссельные режимы торможения. Использование обобщённых характеристик ступеней улучшает достоверность и расширяет возможности ($n/n_p < 0,7$) расчета характеристики ОК. На рис. 3.2.7 в качестве примера дано сопоставление такого расчета с использованием обобщения, принятого на НЗЛ, с опытными характеристиками ОК ГТ-700-5, который получен моделированием КВД ГТУ-42 в масштабе 1,56:1. Приемлемая сходимость расчета и опыта имеет место не только в широком диапазоне изотермом, но и для границ устойчивой работы – помпажа и “вращающегося срыва”.

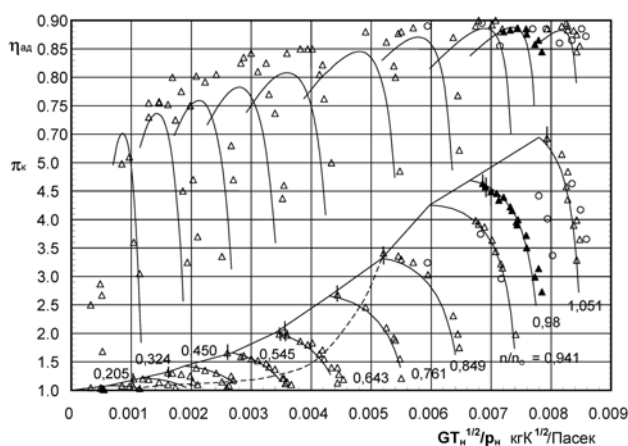


Рис. 3.2.7. Сопоставление расчетных и опытных характеристик компрессора ГТ-700-5 НЗЛ ($n_0 = 5000 \text{ об/мин}$, $t_{n0} = +15^\circ \text{C}$). Δ - по исп. КВД ГТУ-42 ЛКЗ, $\blacktriangle$ - по исп. КВД ГТУ-42 на НЗЛ, $\circ$ - исп. ГТ-700-5, $|$ - опытная граница помпажа, — - расчет, - - - расчетная граница “вращающегося срыва”.

На основе подобных расчётов при проектировании обеспечивается оптимальное **согласование ступеней компрессора** в соответствии с его назначением и условиями работы.

Согласование ступеней в цикловых компрессорах ГТУ. Для энергетических ГТУ с **постоянной частотой вращения** и пуском от генератора, в качестве расчётного принимают режим максимальной продолжительности работы. Ступени согласуют на режимах, близких к максимальному КПД ($\varphi \approx \varphi_{opt}$). Минимальный гарантированный запас устойчивости (с учётом ухудшения характеристик и динамики регулирования агрегата при эксплуатации) $K_{уст} = \pi_{кном} G_p / \pi_{кр} G_{ном} = 1,15 \dots 1,25$ обеспечивают на режиме максимальной мощности при максимальной расчётной температуре наружного воздуха. Так поступают, поскольку для частичных нагрузок режим работы на характеристике компрессора перемещается вправо, удаляясь от границы помпажа, которая для правильно спроектированного компрессора на расчётной частоте вращения определяется последней ступенью ($\varphi = \varphi_{кр}$). При этом необходимо обращать особое внимание на гарантии обеспечения максимальной мощности, ограничивая её при низких отрицательных температурах наружного воздуха ввиду возможной потери устойчивости компрессора.

Для приводных ГТУ с **переменной частотой вращения газогенератора** рабочая линия компрессора характеризуется одновременным уменьшением расхода и конечного давления при снижении частоты вращения на частичных режимах и пуске. При этом средние ступени работают практически на одном режиме, последние ступени смещаются по своей безразмерной характеристике вправо, до границы запираания $\varphi = \varphi_{макс}$, ограничивают расход и вынуждают первые ступени перемещаться на левую ветвь характеристики $\varphi < \varphi_{кр}$, в область “вращающегося срыва”, где резко возрастают вынужденные и резонансные динамические напряжения, приводящие к усталостным поломкам лопаток (опасность усугубляется тем более, что в эту область частот вращения из рабочего диапазона “вычищают” резонансы по различным формам колебаний лопаток). С целью расширения диапазона устойчивой работы ступени согласуют следующим образом. Для первой ступени на расчетном режиме принимают $\varphi_{opt} < \varphi < \varphi_{макс}$, насколько приемлемо снижение КПД, для средних ступеней - $\varphi \approx \varphi_{opt}$, а для последних ступеней - $\varphi_{кр} < \varphi < \varphi_{opt}$, обеспечивая запас устойчивости $K_{уст} \approx 1,25$. Такое согласование задерживает достижение границ рабочего диапазона ступенями при снижении частоты вращения по сравнению со случаем $\varphi = \varphi_{opt} = const$, однако, по мере увеличения расчётного π_k , требуются мероприятия для отдаления границы помпажа от расчетного режима.

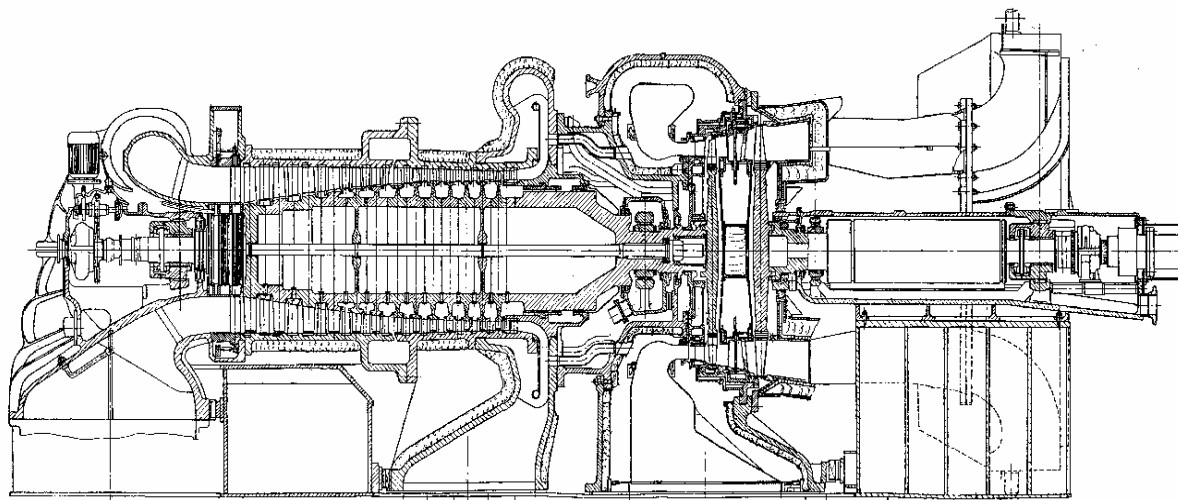


Рис 3.2.8. Газотурбинная установка ГТНР-16 НЗЛ.

Для этого практикуются мероприятия, внедренные в конструкцию, показанную на рис. 3.2.8:

- установка над первыми ступенями **надроторных устройств** (“гребёнок”), сдвигающих влево границу устойчивости от 5% до 17%,
- **перепуск** (или сброс) за одной или несколькими промежуточными ступенями, увеличивающий расход в первых ступенях,
- **поворотный ВНА** направляющий аппарат, или поворотные направляющие аппараты группы первых ступеней,
- **двухкаскадное** исполнение компрессора (Рис.3.2.9).

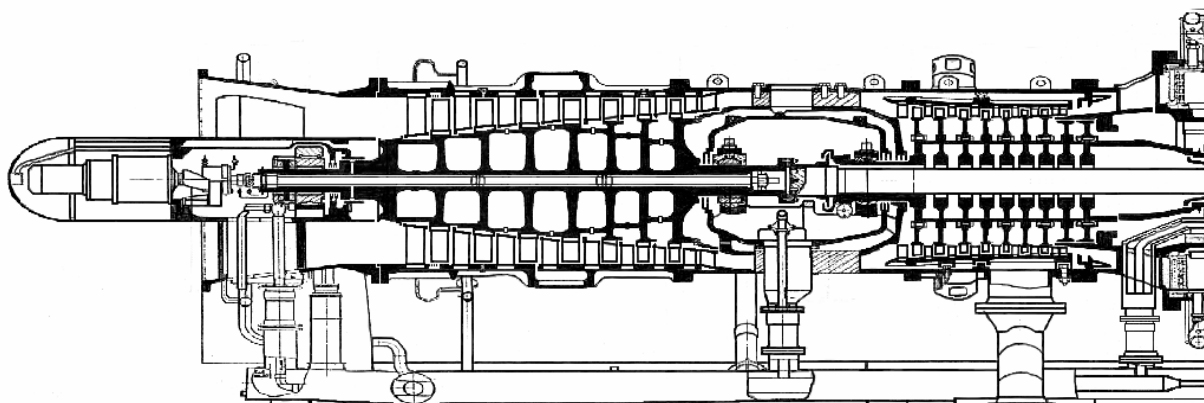


Рис. 3.2.9. Двухкаскадный ОК ГТН-25 НЗЛ.

Двухкаскадная схема позволяет выбрать оптимальную частоту вращения роторов каждого каскада, а также расширяет диапазон устойчивой работы за счёт опережающего изменения частоты вращения ротора первого каскада по сравнению со вторым (“скольжения”) на частичных режимах. Для первого каскада расчётное значение $K_{уст}$ принимают таким же, как в одновальном

компрессоре при соответствующем π_k . Для второго каскада запас устойчивости на частичных режимах увеличивается, и расчётное значение $K_{уст} \approx 1,15$ принимают минимальным.

Применение **поворотных направляющих лопаток** входного аппарата (ВНА) или группы первых ступеней не только облегчает пуск ГТУ, но и позволяет обеспечить постоянство частоты вращения газогенератора в достаточно широком диапазоне частичных нагрузок, что упрощает вибрационную отстройку лопаток и повышает эксплуатационную надёжность. При повороте лопаток нарушается расчетное согласование РК и НА. Поэтому обычный поверочный расчет с измененным углом установки НА плохо сходится с опытом. Улучшение сходимости основано на методике пересчета характеристик ступени при изменении исходных углов установки рабочих и направляющих лопаток. Исходными принимаются углы, при которых выполнялось профилирование ступени. Эта методика, изложенная в [19], апробирована для различных ступеней с $\Omega = 0,5 \dots 1$ в широком диапазоне углов поворота рабочих ($\Delta\beta = -15^\circ \dots +10^\circ$) и направляющих лопаток ($\Delta\alpha = -30^\circ \dots +10^\circ$). Возможность расчета характеристик при изменении углов установки рабочих лопаток для корректировки согласования ступеней расширяет возможности доводки и модернизации изготовленных образцов.

Согласование ступеней технологических ОК. Особенностью ОК для подачи дутья в технологические циклы является работа при постоянном конечном давлении в широком диапазоне регулирования массовой производительности $\bar{m}_{мин} / \bar{m}_{макс}$ до $0,65 \dots 0,7$. С учётом сезонного изменения начальной температуры и необходимого запаса по помпажу диапазон изменения объёмного расхода достигает $\bar{V}_{ном} / \bar{V}_{макс} = 0,54 \dots 0,58$, что требует специального проектирования, поскольку компрессоры ГТУ при $\pi_k = const$ ограничены диапазоном $\bar{V}_{ном} / \bar{V}_{макс} = 0,75 \dots 0,8$. Наиболее широкодиапазонные характеристики при регулировании скоростью вращения могут быть получены согласованием всех ступеней на режиме минимальной производительности с одинаковым запасом до помпажа $\varphi / \varphi_{кр}$. Постоянство конечного давления приводит к практически синхронному смещению режимов всех ступеней по своим характеристикам при изменении частоты вращения и расхода. Этим способом можно удовлетворить умеренный диапазон расходов $\bar{V}_{ном} / \bar{V}_{макс} \geq 0,6$.

Более широкий диапазон обеспечивается компрессорами с поворотными направляющими лопатками, позволяющими также использовать электродвигатель для привода компрессора. Лопаточные аппараты с $\Omega = 0,5$ для упомянутых условий необходимо выполнять с поворотными лопатками всех ступеней многоступенчатого компрессора, что усложняет и удорожает конструкцию.

Для лопаточных аппаратов с $\Omega = 1$ достаточно регулирования группы первых ступеней, тем не менее ограничения по скорости вращения приводят к увеличению габаритов и общего числа ступеней компрессора.

Преимущества обоих упомянутых лопаточных аппаратов совмещает схема, при которой регулируется группа первых ступеней с $\Omega = 0,5 \dots 0,7$, осуществляющая **переменный наддув** не регулируемых ступеней с $\Omega = 1$.

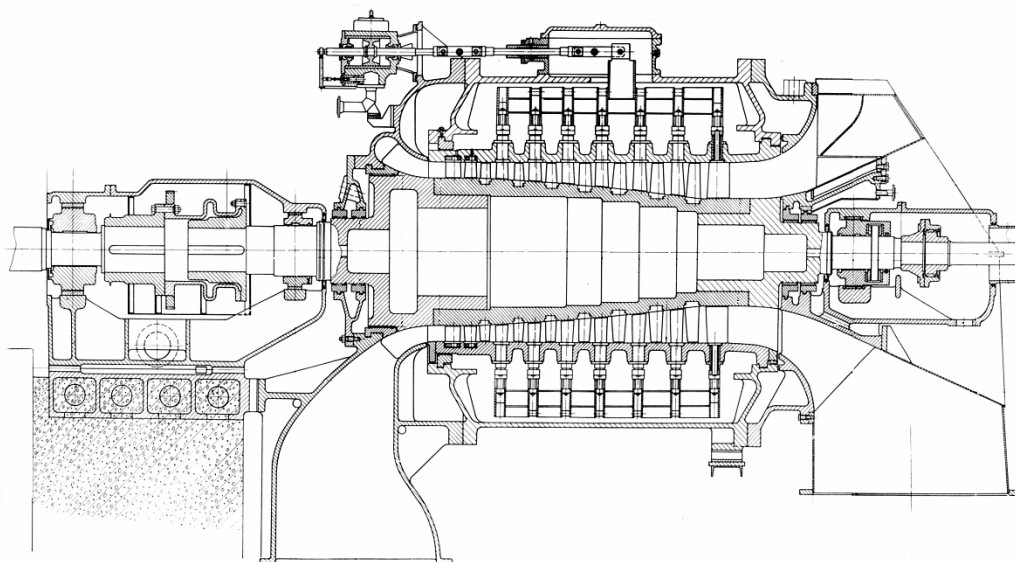


Рис.3.2.10. Промышленный ОК с поворотными лопатками направляющих аппаратов всех ступеней.

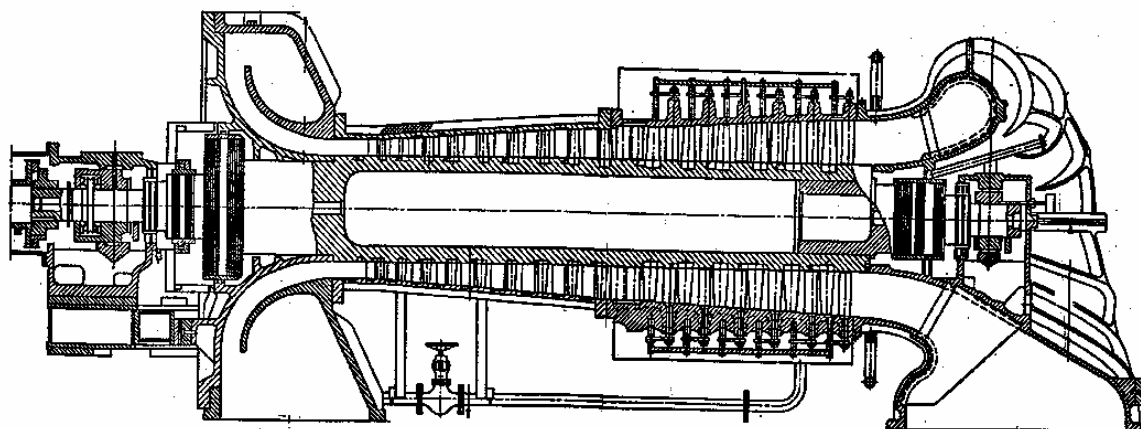


Рис.3.2.11. ОК для подачи дутья в доменную печь с поворотными НА у группы первых ступеней с $\Omega = 0,5...07$ и нерегулируемыми ступенями с $\Omega = 1$.

В этой схеме рабочая линия группы регулируемых ступеней близка к параболе, что облегчает реализацию требуемого диапазона расходов, а повышение температуры перед нерегулируемыми ступенями позволяет применить высокие окружные скорости при дозвуковых ограничениях, сокращая общее количество ступеней. Аэродинамическая стыковка разнородных ступеней осуществляется при помощи двухрядного переходного направляющего аппарата. Переменная частота вращения в случае привода от паровой турбины при регулировании поворотными направляющими лопатками применяется для компенсации сезонных изменений начальной температуры с целью поддержания уровня экономичности.

Принцип регулирования производительности переменным наддувом нерегулируемых ступеней с $\Omega = 1$ осуществляется также в **двухроторной схеме компрессора встречного вращения**

(Рис. 1.3.9) – без применения поворотных лопаток. Компрессор имеет два ротора, последовательно расположенных в одном корпусе. Первый (регулирующий) ротор с переменной частотой вращения содержит несколько ступеней и приводится электродвигателем через преобразователь частоты. Первый ротор пускается после завершения частотного пуска основного электродвигателя большой мощности, приводящего основной ротор с нерегулируемыми ступенями. Мощность регулирующего электродвигателя, определяющая параметры максимального наддува, составляет 15...25% от мощности основного. На стыке регулирующего и нерегулируемого роторов, имеющих противоположное направление вращения, расположена ступень встречного вращения. Переменный наддув осуществляется ступенями первого ротора и эффектом регулирования ступени встречного вращения изменением скорости первого рабочего колеса. Для ступени встречного вращения на расчетном режиме ($n_1 = n_2$) сумма степеней реактивности первого и второго рабочих колёс $\Omega_2 + \Omega_1 = 2$, и оптимумом является $\Omega_2 = \Omega_1 = 1$. Это создает возможность использовать рабочие колёса и направляющий аппарат модельной ступени с $\Omega = 1$ на обоих роторах. Сокращению числа ступеней первого ротора ОК НЗЛ, показанного на рис.1.3.9 способствовало трансзвуковое профилирование рабочих колёс ступеней с $\Omega = 1$, что позволило сохранить экономичность при повышенных окружных скоростях.

Всасывающий патрубок. Кроме группы ступеней в состав поточной части ОК входят всасывающий (входной) и нагнетательный (выходной) патрубки, газодинамическое совершенство и размеры которых существенно влияют на КПД и габариты ОК.

ВП предназначен для равномерного подвода рабочей среды из входного трубопровода и ускорения потока перед лопаточным аппаратом. Качество ВП оценивается окружной и радиальной неравномерностью потока перед ВНА $\omega = (c_{змми} - c_{zcc}) / c_{zcc}$ и коэффициентом потерь $\zeta_{ВП} = 2\Delta p^* / \rho c_{zcp}^2$. Неравномерность потока приводит к снижению экономичности и газодинамической устойчивости компрессора. Условно ВП разделяют на входную камеру, плоскосимметричную в конструкциях с радиальным подводом потока, и осесимметричный конфузор. Скорость на входе в патрубок принимается равной скорости во входном трубопроводе $c_{вх} = 20...35 м/с$.

Входная камера проектируется с небольшой конфузорностью (1.1...1.15) для подавления местных отрывов. Превышение скорости во входной камере увеличивает неравномерность на входе в осесимметричный конфузор, в котором происходит основное ускорение потока до $c_{zcc} = 120...180 м/с$.

В ВП “карманного” типа (рис. 3.2.12) входная камера развита над лопаточным аппаратом, сокращая осевые габариты компрессоры, однако не допускает обтяжку горизонтального разъема в области первых ступеней, что снижает жесткость корпуса, и передний подшипник компрессора обычно выполняется с выносной опорой на фундаменте. В патрубках “улиточного” типа (Рис. 3.2.8, 3.2.10, 3.2.11) осевые габариты несколько больше, однако возможна полная обтяжка горизонтального разъема, а диагональное развитие входной камеры позволяет выполнить прилитый к корпусу подшипник и разместить вспомогательные и пусковые механизмы.

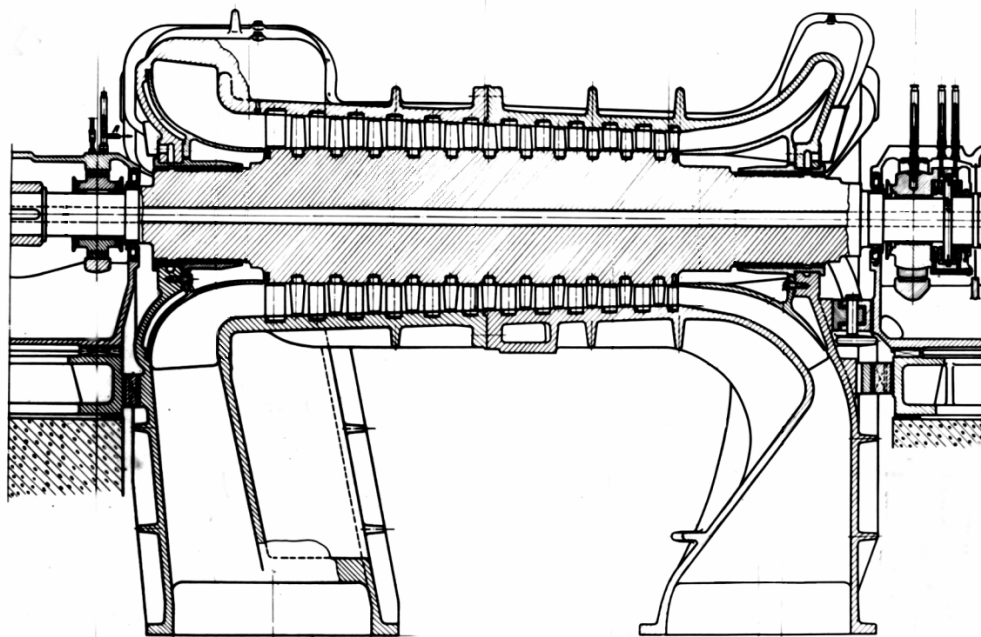


Рис. 3.2.12. ОК с всасывающим патрубком “карманного” типа.

ВП с осевым входом потока (Рис. 3.2.9, 3.2.13) выполняется с внутренним передним подшипником. Как правило, для каждого вновь проектируемого ОК производят экспериментальную отработку ВП в составе модели первой ступени или на стендах статических продувок, изменяя контуры входной камеры и конфузора. Аэродинамически наиболее совершенным является патрубок с осевым входом. Характерным для плоскосимметричных ВП с радиальным подводом является наличие окружной составляющей потока из-за обтекания внутреннего “кока” конфузора, что приводит к приблизительно синусоидальному распределению углов атаки на ВНА, до $\pm 15^\circ \dots 25^\circ$. ВНА заметно выравнивает окружную неравномерность статического давления, однако крупномасштабная (по сравнению с шагом решетки) неравномерность скорости сохраняется. Потери в венце ВНА на порядок выше, чем оценка по результатам продувок плоских решеток ВНА. Для устранения закрутки перед ВНА на начальном участке конфузора устанавливают изогнутые профилированные ребра (Рис. 3.2.8, 3.2.11), служащие также силовыми для опоры переднего подшипника. Углы установки и изгиба ребер выполняют различными, добиваясь равенства расходов в каждом канале и минимизируя следы за ребрами. Количество ребер выбирают с учетом виброотстройки первых ступеней.

В выполненных конструкциях потери собственно ВП относительно невелики $\zeta_{ВП} = 0,03 \dots 0,05$, в конструкциях с ребрами $\zeta_{ВП} = 0,07 \dots 0,09$. Суммарные потери ВП и ВНА составляют $\zeta_{ВП} + \zeta_{ВНА} = 0,22 \dots 0,27$ ($0,12 \dots 0,15$ - для осевого входа). Неравномерность скорости может достигать $\omega = 0,10 \dots 0,15$.

Перепад на ВП достигает $\Delta p = 10 \dots 15 \text{ кПа}$, и величина $\Delta p / p_n$ однозначно определяет универсальный параметр расхода $\bar{m} T_n^{0,5} / p_n$. В серийных машинах специально выполненные отборы давления тарируются по расходу при заводских испытаниях и используются в системах ав-

томатического регулирования, противопомпажной защиты, диагностики. Эти отборы заменяют стандартные расходомерные устройства, ликвидируя материальные и энергетические затраты на измерение. Противообледенительная система предусматривает подогрев лопаток ВНА и ребер ВП. На ребрах также могут устанавливаться форсунки для подачи моющей жидкости при промывках лопаточного аппарата от загрязнений или солевых отложений в процессе эксплуатации.

Детальное описание типовых конструкций лопаточного аппарата, ротора и статора приведено в монографии [12]. Конструкции стационарных ОК развивались на традициях паротурбостроения, приближаясь по уровню скоростей и напряженности деталей к авиационным машинам. Нормы прочности и виброотстройки лопаток едины для стационарных и транспортных машин. Ресурс (до замены) лопаточного аппарата промышленных ОК составляет около 32 000 часов, компрессора в целом - 200 000 ... 250 000 часов.

Для предупреждения эрозионного износа лопаток при эксплуатации необходима очистка всасываемой рабочей среды до остаточной запыленности не более $0,3...1 \text{ мг} / \text{м}^3$ с содержанием частиц не более 20 мкм. Комплексные воздухоочистительные устройства (КВОУ) предусматривают также глушение шума всасывания, подогрев элементов КВОУ или всей рабочей среды в условиях обледенения, обогащение дутья кислородом в доменных ОК.

При углах поворота потока $\Delta\alpha > 45^\circ...50^\circ$ (промежуточные направляющие аппараты высоконапорных ступеней с $\Omega = 1$, концевой спрямляющий аппарат ступеней с $\Omega = 0,5$, переходные направляющие аппараты для разнородных ступеней) применяют **двухрядные** направляющие венцы лопаток. Оптимальное взаимное расположение венцов, снижающее потери, определяется продувками плоской двухрядной решетки или экспериментальной доводкой ступени.

Поворотные направляющие лопатки ОК устанавливаются в подшипниках “сухого” трения, с втулками из композитных материалов. Они снабжены рычагами в рычажных поворотных механизмах с поступательным (рис. 3.2.10) или вращательным (рис. 3.2.8, 3.2.11, 3.2.13) перемещением тяги рычагов поворотных НА относительно оси машины, либо шестернями в зубчатых конструкциях. Выполненные конструкции поворотных механизмов обеспечивают разброс углов установки направляющих лопаток при повороте не более $2^\circ...4^\circ$ в пределах одного венца.

Проектное соотношение углов поворота разных ступеней реализуется выбором длины поворотных рычагов. Привод поворотного механизма выполняют гидравлическим (Рис. 3.2.10) либо электромеханическим (Рис. 3.2.8, 3.2.11, 3.2.13), с управлением от регулятора расхода для технологических ОК. Для предупреждения попадания грязи с протечками через подшипники поворотных лопаток, что связано с опасностью износа и заклинивания, применяются контактные уплотнения (Рис. 3.2.8, 3.2.11) или допускаются небольшие протечки отфильтрованной рабочей среды из замкнутой полости поворотного механизма в проточную часть (Рис. 3.2.10). Поворотный ВНА приводных ГТУ (Рис. 3.2.8) может управляться по перепаду давления группы концевых ступеней, вступая в работу по окончании пуска агрегата и изменяя угол поворота пропорционально перепаду, чем обеспечивается постоянство скорости вращения.

Нагнетательный патрубок (НП) предназначен для торможения потока за выходным спрямляющим аппаратом (СА) и подвода рабочей среды к нагнетательному трубопроводу или

камере сгорания в прямоточных ГТУ (Рис. 3.2.9). НП состоит из осевого, осерадиального или криволинейного кольцевого диффузора и сборной камеры, как правило, с одной плоскостью симметрии. Качество НП определяется его коэффициентом потерь $\zeta_{нп} = 2\Delta p_{нп}^* / \rho c_{CA}^2$.

Осевые габариты НП обычно ограничены межосевым расстоянием между передним и задним подшипниками ОК, требующимся для обеспечения жесткости ротора. Проектирование НП выполняют, исходя из располагаемых габаритов и степени расширения $n_{нп} = c_{CA} / c_{вых}$. Потери в диффузоре оценивают по углу раскрытия эквивалентного конического диффузора (с такими же площадями входа F_1 и выхода F_2 и длиной средней линии L) $\alpha_{экв} = 2\arctg[(F_2^{0,5} - F_1^{0,5}) / \pi^{0,5} L] < 40^\circ$ или экспериментальным данным, а в сборной камере - как потери внезапного расширения. Оптимальную степень расширения диффузора $n_{диф}$ выбирают, исходя из минимума общих потерь $\zeta_{нп} = \zeta_{диф} + (1 - n_{диф} / n_{нп})^2 / n_{диф}^2$. Сборную камеру профилируют по закону $c = c_{вых} = const$, исполняя ее в одной отливке с диффузором (Рис. 3.2.10, 3.2.11, 3.2.12), или образуя диффузор вставными деталями (Рис. 3.2.8, 3.2.13). Количество силовых ребер в НП выбирают с учетом их обратного влияния на динамические напряжения и виброотстройку последних ступеней.

Экспериментальную доводку НП выполняют на стендах статических продувок. Наиболее эффективным направлением доводки является обеспечение предсрывного режима течения в диффузоре при отсутствии пульсаций потока, отрицательно сказывающихся на устойчивости ОК и уровне динамических напряжений лопаточного аппарата и вставных деталей диффузора. Из-за радиальной неравномерности эпюры скоростей за СА потери НП в составе компрессора в 1.5 раза выше, чем при статических продувках.

В отработанных конструкциях НП $n_{нп} = 2,9...5$, $n_{диф} = 1,5...2$, $\zeta_{нп} = 0,4...0,7$. Для двухкаскадных прямоточных ГТУ (Рис. 3.2.10) характерен повышенный уровень c_z за спрямляющим аппаратом, жесткие ограничения скорости входа в камеру сгорания и повышенная диффузорность $n_{нп} = 6...8$. В таких машинах применение комбинированных вихревых диффузоров позволяет обеспечить $\zeta_{нп} \approx 0,4$. При отборе воздуха из вихревой камеры диффузора не менее 3% (на охлаждение деталей турбины и собственные нужды агрегата) можно достичь $\zeta_{нп} \approx 0,3$.

Осецентрибежные компрессоры. Соотношение быстроходности осевых и центробежных ступеней позволяет применять последние в качестве концевых в осецентрибежных конструкциях (Рис. 1.3.9). Экономичность нескольких осевых ступеней с НП и концевой центробежной ступени со сборной камерой эквивалентны, при этом несколько сокращаются осевые габариты, хотя и увеличиваются радиальные.

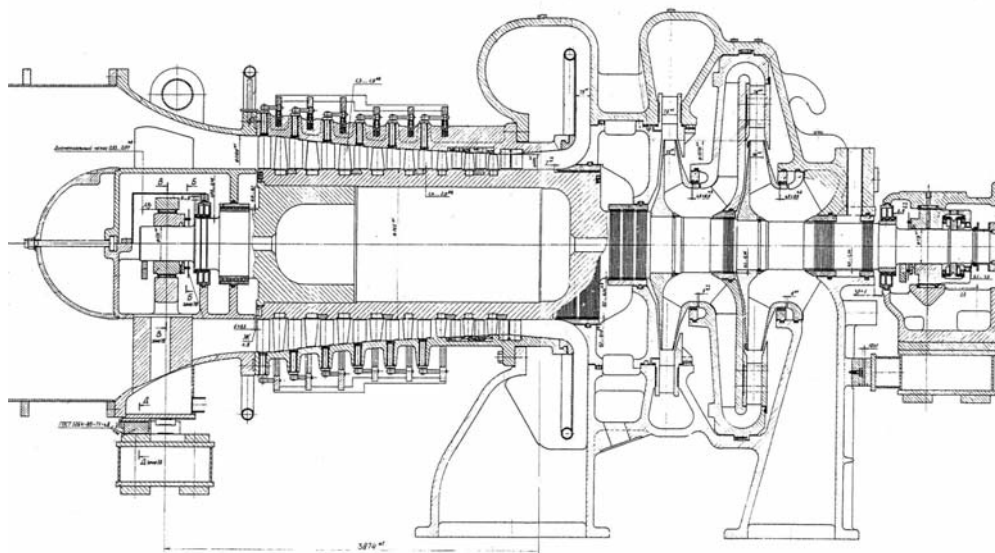


Рис. 3.2.13. Осецентрибежный компрессор для подачи сжатого воздуха в блоки разделения.

Сочетание осевой и центробежной секций в одном корпусе, расположенных на одном валу (рис. 3.2.13) или же с безредукторным соединением валов в компрессорах с промежуточным охлаждением, по экономичности эквивалентно центробежной схеме с двумя промежуточными охлаждениями.

Метод моделирования. Наиболее надёжным методом проектирования является моделирование компрессора, отработанного и проверенного в эксплуатации, или перспективной разработки, прошедшей исследования и экспериментальную доводку на модели. При **полном моделировании** воспроизводятся не только газодинамические параметры, но и напряжения в лопатках, а также их виброотстройка. Для сохранения расчетной виброотстройки модели в некоторых случаях, например, при замене материала лопаток (сталь - титан) или при выборе точки моделирования при пониженной частоте вращения модели, применяют **разные коэффициенты моделирования радиальных и осевых размеров**. Количество лопаток в венцах при этом принимают, сохраняя относительный шаг модели. Применимость метода моделирования обусловлена наличием прототипов с требуемыми параметрами.

Учитывая трудоёмкость и сроки разработки ОК, “пионерские” проекты перспективных образцов выполняются не часто. Большинство турбостроительных фирм максимально использует научно-технический задел за счет модификации и модернизации своих базовых конструкций, форсируя их и наращивая дополнительными концевыми или начальными (**предвключёнными**) ступенями. При **надстройке компрессора** согласование его первых ступеней должно быть откорректировано с учетом их положения в новой проточной части. Следует также учитывать снижение параметров этих ступеней при надстройке ступенями с иной организацией потока. Отработку новых ступеней и **переходного направляющего аппарата** между ступенями с различной организацией потока в этом случае целесообразно производить на модели, включающей несколько первых ступеней надстраиваемого компрессора.

Достаточно часто в практике проектирования встречаются нештатные задачи, например, компоновка компрессора с новой характеристикой из освоенных в производстве серийных лопаток или же форсирование компрессора перестановкой имеющихся лопаток на более высокую втулку, с нарушением исходного закона организации потока. В этих случаях на первый план выходят проверочные расчеты ступеней с использованием уравнений радиального равновесия, а также расчёты характеристик компрессора, с целью выбора варианта количества рабочих и направляющих лопаток и углов их установки, обеспечивающего параметры задания с наименьшим ухудшением экономичности.

Современные средства вычислительной техники позволяют создавать **автоматизированные системы проектирования (САПР) ОК**, с механизацией ряда трудоёмких рутинных процедур - от выбора параметров компрессора в составе агрегата до выпуска рабочих чертежей деталей и оснастки для изготовления и контроля лопаток. Применение методов численного эксперимента и математического моделирования позволяют производить оптимизацию проточной части во всём поле характеристик на основе математической модели, принятой в той или иной организации.

Уровень экономичности ОК. Анализ выполненных конструкций ОК показывает, что уровень политропного КПД, оценивающего аэродинамическое совершенство компрессоров с различными параметрами, составляет 88...90% по патрубкам и 90...92% - по лопаточному аппарату. В дозвуковых компрессорах 50-60-х годов, выполненных с относительно невысоким уровнем скоростей и $\pi_k = 2.5...4.5$, наряду с неудачными образцами, был достигнут весьма высокий политропный КПД: 91% - по патрубкам и 93% - по лопаточному аппарату (КСД ГТ-12-3 ЛМЗ, КВД ГТУ-42 ЛКЗ, КНД ГТ-700-12 НЗЛ). КПД трансзвуковых ступеней несколько ниже (до 85...88%), однако использование высокоэкономичных дозвуковых ступеней в средней части многоступенчатого компрессора смягчает этот недостаток и не приводят к существенному снижению общей экономичности.

Экономичность ОК в значительной степени определяется состоянием радиальных зазоров (при серийном изготовлении разброс КПД составляет $\pm 1...1.5\%$ от среднего из-за производственных отклонений в пределах допуска). Для минимизации радиальных зазоров применяют нанесение специальной мастики или легко истираемых металлокерамических покрытий над рабочими колесами, пассивное (увеличение жесткости корпуса и ротора, теплоизоляция и экранирование деталей статора, выбор материалов) и активное (механическое перемещение или охлаждение либо подогрев деталей статора) управление радиальными зазорами, что позволяет повысить экономичность на $\approx 0.5\%$.

Рассмотренные методы проектирования - метод “плоских решёток”, метод “модельных ступеней” и метод моделирования имеют свою специфику и область применения. В ряде случаев проточная часть ОК разрабатывается с использованием всех трёх методов. Расчет обеспечивает точность определения параметров до 3% по расходу и 1...1.5% по КПД. Для режимов, находящихся в поле характеристик, расхождение частоты вращения может достигать 2%. Существующие методы расчёта ОК могут позволить обойтись без доводочных работ, если принятые в проекте тех-

нические решения не выходят за рамки накопленного опыта, в противном случае необходимы исследовательские и доводочные работы на моделях или головном образце.

3.3. Газодинамическое проектирование центробежных компрессоров.

Выбор схемы ЦК. Вопрос о применении промежуточных охладений и количестве валов, на которых расположены рабочие колеса ступеней обычно первый, который должен решить проектировщик. Вопрос о количестве валов возникает в связи с тем, что при уменьшении объемного расхода возрастает оптимальное число оборотов РК, при котором может быть получен максимальный КПД. Аналогичная ситуация имеет место и в ОК, в которых иногда проточная часть разделена на две группы ступеней, помещенных на двух соосных валах, вращающихся с разной скоростью (обычно ОК ГТУ). В ЦК реализуются конструкции с числом валов равном половине количества ступеней (по два РК на валу) и даже с отдельным валом для каждой ступени. Такие ЦК конструктивно объединены с повышающей зубчатой передачей - **мультипликатором** - иногда неточно именуемом редуктором. Это решение дает так же преимущество в механическом и объемном КПД. У многовалных компрессоров меньше потери в упорных подшипниках и отсутствует уменьшающий осевое усилие **разгрузочный поршень (думмис)**, протечки в котором снижают объемный КПД.

Решение о схеме ЦК принимается с учетом газодинамических, конструктивных, технологических и прочих соображений. Ожидаемые характеристики вариантов могут быть рассчитаны с помощью программных комплексов так называемого Метода универсального моделирования, описанного в литературе. Основой программ является математическая модель рабочего процесса, основанная на современной физической схеме течения, идентифицированная на обширном экспериментальном материале.

Основные элементы проточной части. Проточная часть начинается входным патрубком характер течения и принципы профилирования которого в ЦК и ОК одинаковы (из - за более высоких скоростей в ОК роль патрубка еще более существенна). Ступени ЦК принято делить на **промежуточные и концевые** - рис.3.3.1. У промежуточных выходящий из диффузора газ подводится к следующей ступени через **обратно - направляющий аппарат**. У концевой ступени газ выводится из проточной части в сеть или промежуточный охладитель через **улитку** или **сборную камеру**.

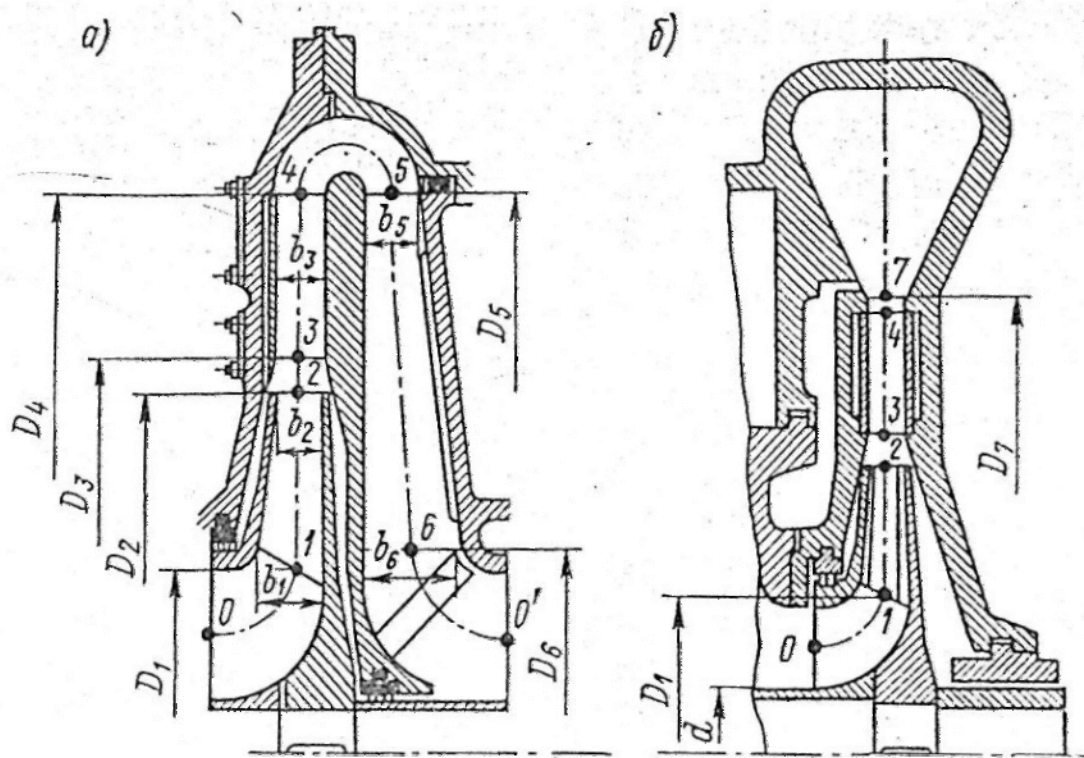


Рис. 3.3.1. Ступени компрессора и принятые обозначения характерных сечений и величин: *а* - промежуточная ступень; *б* - концевая ступень. 0 – вход во всасывающее отверстие первого колеса; 1 – вход на рабочие лопатки; 2 – выход из рабочих лопаток; 3 – вход на лопатки диффузора; 4 – выход из диффузора; 5 – вход на лопатки ОНА; 6 – выход из ОНА; 7 – вход в улитку; 0' - вход во всасывающее отверстие последующего колеса.

Применяются рабочие колеса разных типов. На рис. 4.5.3 (раздел 4) показаны конструктивные формы рабочих колес. Закрытое (с покрывающим диском) рабочее колесо с лопаткам цилиндрической (непространственной) формы, расположенными в радиальной части РК, характерно для промышленных ЦК.

Раньше лопатки штамповались из стального листа с отбортовками для заклепок, соединяющих их с основным и покрывающим дисками. Сейчас так делают только для очень крупных и тихоходных машин. Современное решение - лопатки фрезеруются из общей с основным диском заготовки, соединение с покрывающим диском заклепками через тело лопаток, путем сварки или диффузионной пайки в вакууме. Достоинства - относительная технологическая простота, особенно при индивидуальном производстве, высокие газодинамические характеристики при средних и малых коэффициентах расхода $\Phi_{расч}$. Допустимая по прочностным соображениям окружная скорость u_2 не более 310 ... 320 м/с, что, впрочем, достаточно для промышленных ЦК. Находят применение и литые рабочие колеса.

Как бы противоположным по свойствам и назначению является РК типа **радиальная звезда с вращающимся направляющим аппаратом** - рис. 3.3.2.

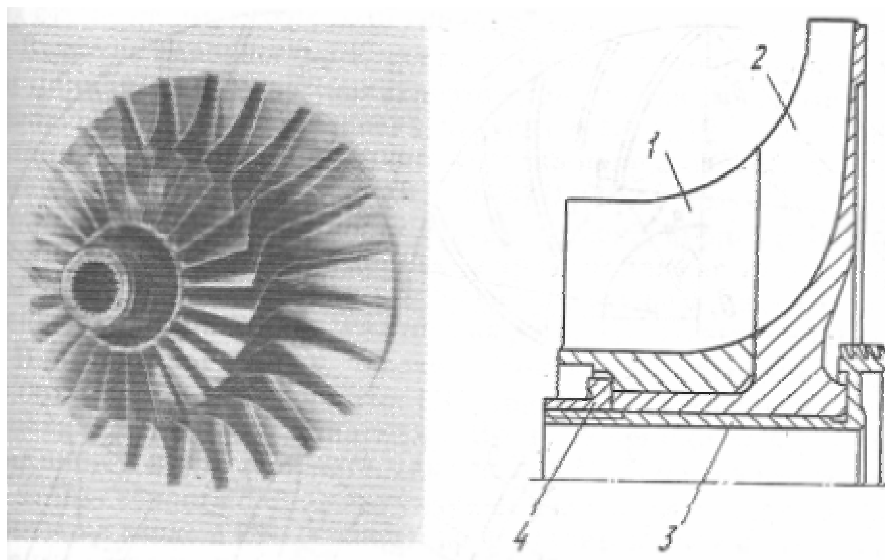


Рис. 3.3.2. Рабочее колесо типа «радиальная звезда с ВрНА» - общий вид и схема.

Такие колеса без покрывающего диска (**полуоткрытые**) появились на первых реактивных ГТД. Конструкция идеально приспособлена для работы в поле центробежных сил и при соответствующем конструировании и материалах работоспособна при u_2 вплоть до 600 м/с и более. Радиальные пластины в качестве основной части лопаток (выходной угол 90°) обеспечивают высокий коэффициент напора 0.85 - 0.91. Недостатки высоконапорных РК - повышенные потери в диффузоре и узкая зона работы. РК этого типа применяются, в основном, в агрегатах наддува ДВС, иногда в качестве первых ступеней промышленных ЦК и эффективны при средних и больших коэффициентах расхода $\Phi_{расч}$.

Большое распространение получили **пространственные осерадиальные РК** - рис. 3.3.3.

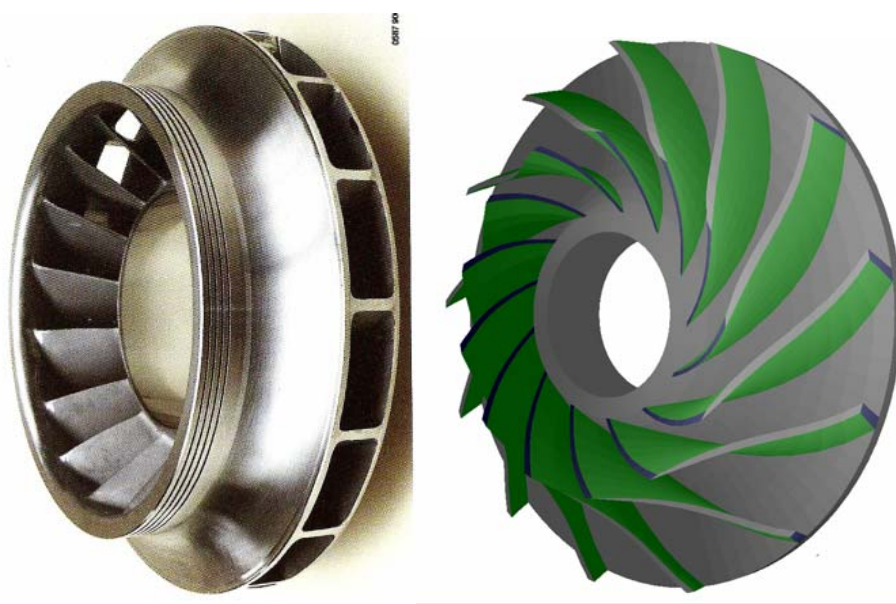


Рис.3.3.3. Внешний вид закрытого осерадиального РК с пространственными лопатками и схема его лопаточной решетки (покрывающий диск снят).

Их отличие от предыдущего типа - полностью пространственная форма лопаток, дающая проектировщику свободу для наилучшего газодинамического решения. В промышленных ЦК такие РК применяются в закрытом варианте при углах выхода лопаток менее 90° . Область применения - средние и большие коэффициенты расхода $\Phi_{расч}$. Наиболее эффективная технология - фрезерование лопаток из одной заготовки с основным диском на пятикоординатных станках с ЧПУ.

Между перечисленными основными типами РК существуют промежуточные варианты.

Безлопаточное пространство за РК является **безлопаточным диффузором (БЛД)**, снижение скорости в котором примерно обратно пропорционально радиусу. Достоинства БЛД - простота и хорошая работа при нерасчетных расходах. Это обеспечивает широкую зону работы ступени. Недостаток - необходимость большой радиальной протяженности для преобразования динамического напора после РК в статический. Этот недостаток устраняет установка лопаточного аппарата на некотором расстоянии от РК - **лопаточного диффузора (ЛД)**. Ступени с ЛД как правило имеют более высокий КПД в расчетной точке, но более узкую характеристику по расходу и меньший КПД при нерасчетных расходах, чем ступени с БЛД. При высоких давлениях сильнее проявляется неблагоприятная особенность ЛД - динамическая нагрузка на ротор, вызываемая окружной неравномерностью поля давлений (вблизи лопаток давление больше, чем в середине межлопаточных каналов). По этой причине при давлении на нагнетании порядка 10 МПа и более лопаточные диффузоры стараются не применять.

В качестве выходных устройств концевых ступеней применяют разнообразные улитки или сборные камеры. Их профилирование и устройство описано в литературе. Улитки обеспечивают более высокий КПД на расчетном режиме, сборные камеры лучше приспособлены к работе на нерасчетных режимах и вызывают меньшие динамические нагрузки на ротор. Поэтому они почти всегда применяются при высоких давлениях.

К выбору основных газодинамических параметров ступени. Анализ рабочего процесса показывает, что выбор двух основных безразмерных параметров определяет газодинамические свойства ступеней ЦК. Величина условного коэффициента расхода $\Phi_{расч} = \frac{\bar{m}_{расч}}{\frac{\pi}{4} D_2^2 u_2 \rho_0^*}$ определяет дос-

тижимый уровень максимального КПД. В таблице сопоставлены максимальные КПД ступеней с разными $\Phi_{расч}$, и одинаково тщательно спроектированными Методом универсального моделирования.

Влияние расчетного коэффициента расхода на максимальный КПД

Ступень РК (непространственное) + ЛД + ОНА

$$\psi_{T\ расч} = 0,60, M_u = 0,85.$$

$\Phi_{расч}$	0,025	0,045	0,065	0,085
η_{max}	0,809	0,847	0,852	0,845

Снижение КПД при $\Phi_{расч} < 0,045$ связано с уменьшением высоты лопаток (большие потери на ограничивающих поверхностях) и ростом потерь от трения дисков РК и протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска. Снижение КПД при $\Phi_{расч} > 0,065$ вызывается неблагоприятным пространственным обтеканием лопаток увеличенной высоты и ростом уровня скоростей в проточной части. Зависимость относительной высоты лопаток от $\Phi_{расч}$ определяется соотношением, вытекающим из уравнения неразрывности (для высоты лопаток на выходе из РК):

$$\Phi_{расч} = 4 \frac{\rho_2}{\rho_0} \varphi_{2,расч} (b_2 / D_2). \quad (3.3.1)$$

Применение осерадиальных пространственных РК позволяет расширить приемлемой по эффективности зону работы ступеней до 0.10 ... 0.14.

Выбор значения $\psi_{расч}$ определяет наклон напорной характеристики и уровень потерь в диффузоре. Ступени с малыми $\psi_{расч}$ порядка 0.5 ... 0.55 имеют крутую напорную характеристику и хорошо работают при $\Phi < \Phi_{расч}$. КПД ступеней высокий, т.к. потери в диффузоре невелики, а малое замедление потока в межлопаточных каналах снижает уровень потерь в РК. Большие $\psi_{расч}$ могут улучшить работу ступени при $\Phi > \Phi_{расч}$, но при $\psi_{расч} > 0,65...0,7$ заметно некоторое снижение максимального КПД.

Об оптимальном числе оборотов. Для получения максимально возможного КПД желательно, чтобы все ступени ЦК имели оптимальные значения $\Phi_{расч}$. Из выражения связи этого коэффициента с расходом, плотностью газа, диаметром РК и окружной скоростью – ф. (3.3.2) очевидно, что с ростом номера ступени диаметр ее РК должен уменьшаться. Если колеса расположены на одном валу, это приводит к уменьшению окружной скорости и уменьшению напора. Уменьшение диаметров последующих ступеней одноваловых ЦК применяется в ограниченных пределах и дает относительно небольшой эффект. Радикальный способ - обеспечить для каждого РК оптимальную скорость вращения, что приводит к многовальнй конструкции:

$$n_{opt} = \frac{60u_2}{\pi D_2} \text{ (об/мин)}. \quad (3.3.2)$$

К выбору основных размеров ступени. Для промышленных ЦК характерны окружные скорости u_2 в пределах 200 ... 300 м/с - и более для современных воздушных многоваловых ЦК с осерадиальными РК. Меньшие скорости характерны для ЦК высокого давления, где могут быть значительные нагрузки от нестационарного поля давлений, пропорциональные плотности газа. После выбора $\Phi_{расч}$ очевиден путь определения D_2 и числа оборотов ротора.

Определение размеров в основных контрольных сечениях удобно производить в безразмерном виде - линейные размеры относятся к D_2 . Достаточно многоступенчатая процедура изложена в литературе. Основные идеи таковы. Размеры входа в РК определяются стремлением минимизировать относительную скорость на входе, от которой зависит потеря КПД:

$$\Delta\eta_{pk} = \frac{\zeta_{pk}}{2\psi_T} 0,5\bar{w}_1^2. \quad (3.3.3)$$

Формулы для расчета соответствующих минимуму $\bar{w}_1 = w_1/u_2$ значений D_1/D_2 и b_1/D_2 приведены в литературе.

Относительная высота лопаток на выходе b_2/D_2 определяется с учетом того, что значение $\psi_{Tрасч} = c_{u2}/u_2$ выбрано и должно быть обеспечено, а получающееся в зависимости от принятого b_2/D_2 значение коэффициента расхода влияет на отношение скоростей в межлопаточном канале w_2/w_1 , величину абсолютной скорости c_2/u_2 и ее направление (угол α_2):

$$\varphi_2 = \frac{\Phi}{4 \cdot b/D_2} \cdot \frac{\rho_n^*}{\rho_2}, \quad \bar{w}_2 = \sqrt{(1 - \psi_T^2) + \varphi_2^2}, \quad \dot{w} = \frac{\bar{w}_2}{\bar{w}_1}, \quad \alpha_2 = \arctg \frac{\varphi_2}{\psi_T}, \quad \bar{c}_2 = \sqrt{\varphi_2^2 + \psi_T^2}. \quad (3.3.4)$$

Выбор числа и формы средней линии лопаток удобно производить с учетом распределения скоростей невязкого потока. Измерения относительной скорости в модельных колесах показали, что “невязкая” и действительная эпюра практически идентичны за исключением области на выходе, где на задней поверхности образуется низкоэнергетическая зона.

Характерная эпюра скоростей для лопаток, оптимизированных сравнением вариантов, приведена на рис.3.3.4 для трех поверхностей тока (радиальное РК с цилиндрическими лопатками). Наличие небольших пиков скорости у входной кромки указывает на обтекание с незначительным положительным углом атаки на всех диаграммах кроме самой правой. Здесь угол имеется небольшой отрицательный угол атаки. Средняя нагрузка (разность скоростей на задней и передней поверхности лопаток) $(w_3 - w_n)/u_2$ соответствует рекомендациям, что указывает на правильность выбранного числа лопаток. Характер изменения скорости вдоль задней поверхности благоприятен для уменьшения вихревых потерь.

Выбор радиального размера БЛД D_4/D_2 обычно определяется конструктивными ограничениями. Если их нет, оптимальная протяженность $D_4/D_2 = 1,6...2,0$ - больше для больших $\psi_{Tрасч}$. Расстояние между стенками - **ширина БЛД** - может быть примерно равной высоте лопаток b_2 или меньше ее. Тогда основному участку постоянной ширины предшествует сужающийся начальный участок. Ширина основного участка должна быть такова, что бы угол потока на расчетном режиме был $20 \dots 25^\circ$.

Детальные рекомендации по профилированию ЛД содержатся в литературе. Основные параметры: протяженность безлопаточного участка D_3/D_2 не менее 1.1, диаметр выхода в случае необходимости может быть уменьшен до $D_4/D_2=1,35$.

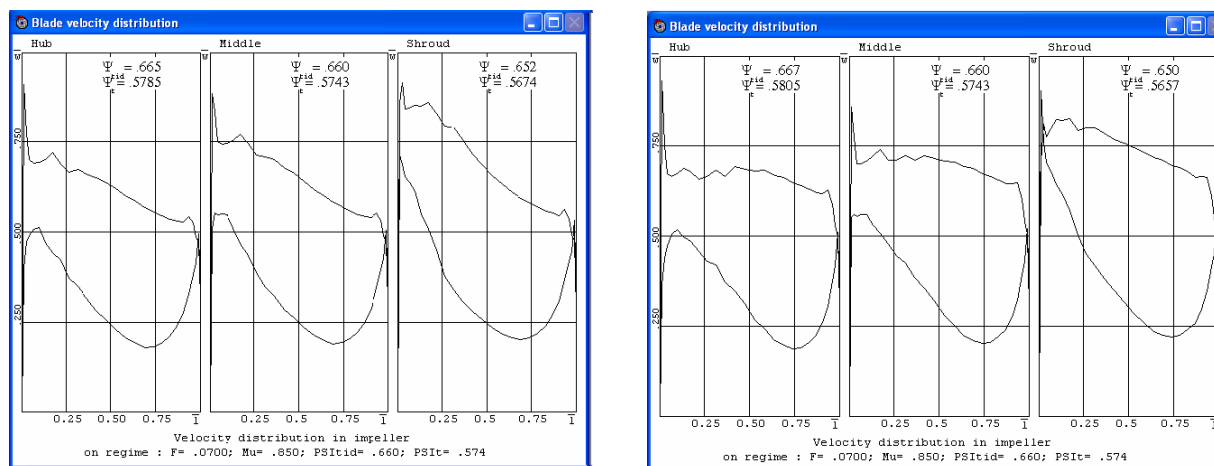
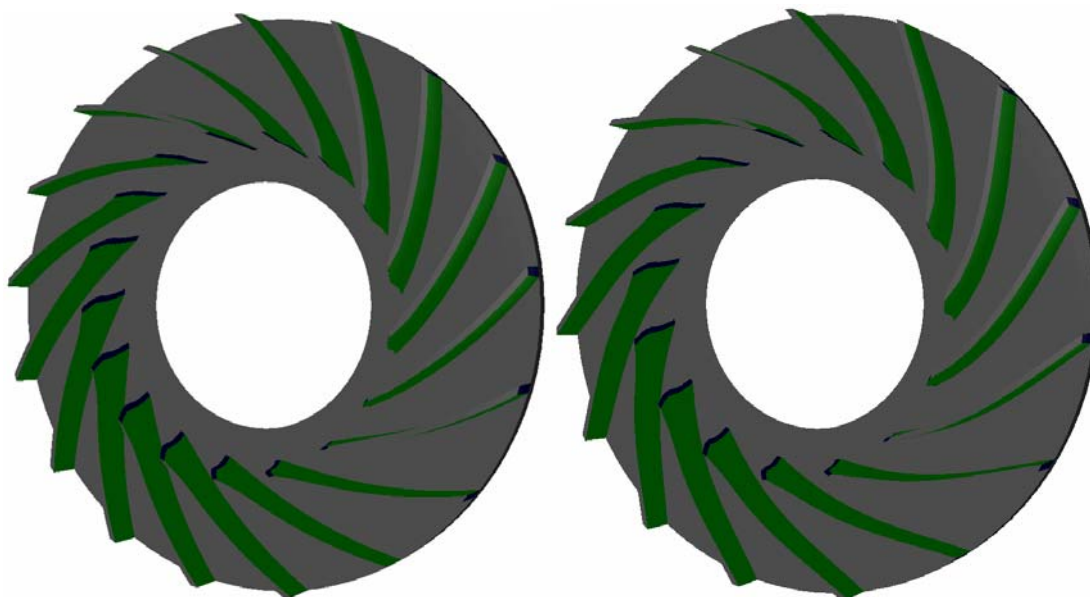


Рис. 3.3.4. Два варианта формы лопаток РК и соответствующие диаграммы поверхностных скоростей. Слева – средняя линия лопатки описана радиусом окружности, справа – лопатки с уменьшенной нагрузкой на входе.

Высота лопаток ЛД по отношению к высоте лопаток РК принимается равной $b_3/b_2=1,15 - 1,45$.

Лопаточный аппарат проектируется таким образом, чтобы получить отношение скоростей c_4/c_3 в пределах 0.4 ... 0.5.

Рекомендации по профилированию ОНА имеются в литературе.

Оптимизация проточной части ЦК. Математическая модель потерь напора позволяет рассчитать КПД ступени с любой разумной формой проточной части и с точностью, удовлетворяющей

практическим приложениям. Программа решения обратной задачи Метода универсального моделирования позволяет найти оптимальные соотношения размеров ПЧ ступеней путем расчета и сопоставления КПД многочисленных вариантов (сотни и тысячи в случае необходимости) исполнения ступени на заданные параметры. На этой же основе оптимизируются многоступенчатые ЦК.

О газодинамическом проектировании на основе подобия. Теория подобия позволяет заранее отрабатывать элементы ПЧ в виде модельных ступеней, подобно тому, как это делается применительно к ОК. Разработка модельных ступеней ЦК проще по двум причинам:

- при выполнении некоторых простых приемов профилирования ОНА практически отсутствует взаимное влияние ступеней в многоступенчатых компрессорах. Это позволяет надежно рассчитывать ЦК по характеристикам испытанных ступеней,

- в отличие от ОК практически нет проблем с вибрационной стойкостью лопаточных аппаратов.

Эксперименты с моделями ступеней проводятся "впрок", без привязки к конкретному компрессору. Некоторый воображаемый набор модельных ступеней ЦК, перекрывающий весь возможный диапазон коэффициентов расхода $\Phi_{расч}$ и напора $\psi_{Грасч}$ в возможном диапазоне k , M , R_e и с диапазоном необходимых конструктивных ограничений (втулочные отношения, максимальные относительные диаметры проточной части и т.д.), в принципе делает ненужными сложные методы проектирования. Практически любая проточная часть могла бы быть составлена из всеобъемлющего набора модельных ступеней. Для ОК важна проблема взаимного влияния ступеней, поэтому часто моделирование ведется не на основе отдельных ступеней, а их групп и даже целых проточных частей.

Наборы модельных ступеней существуют у всех производителей ЦК и у проектно – исследовательских организаций (в т.ч. у кафедры KBХТ СПбГПУ), хотя многомерное поле их параметров не может быть полностью насыщено. Всегда находятся такие компрессоры, для проточной части которых подходящих модельных ступеней нет. Кроме того, новые методы проектирования и оптимизации позволяют создавать более совершенные проточные части как компрессоров, так и модельных ступеней для включения в соответствующие банки данных. Поэтому работы по созданию новых модельных ступеней и проточных частей ЦК продолжаются.

4. КОНСТРУКЦИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

4.1. Состав и компоновка турбокомпрессорной установки.

На рис.4.1.1 показана типичная установка с промышленным турбокомпрессором (в данном случае с центробежным). Верхняя плоскость пространственного фундамента соответствует уровню пола машинного зала. На ней установлен приводной электродвигатель, повышающая зубчатая передача (мультипликатор) и два корпуса компрессора, осуществляющих последовательное сжатие газа. Вспомогательные системы и трубопроводы, расположенные под полом машинного зала:

- 5 – газовые коммуникации
- 6 – газоохладитель,
- 7- система смазки концевых уплотнений,
- 8 – система смазки подшипников, мультипликатора, муфт.

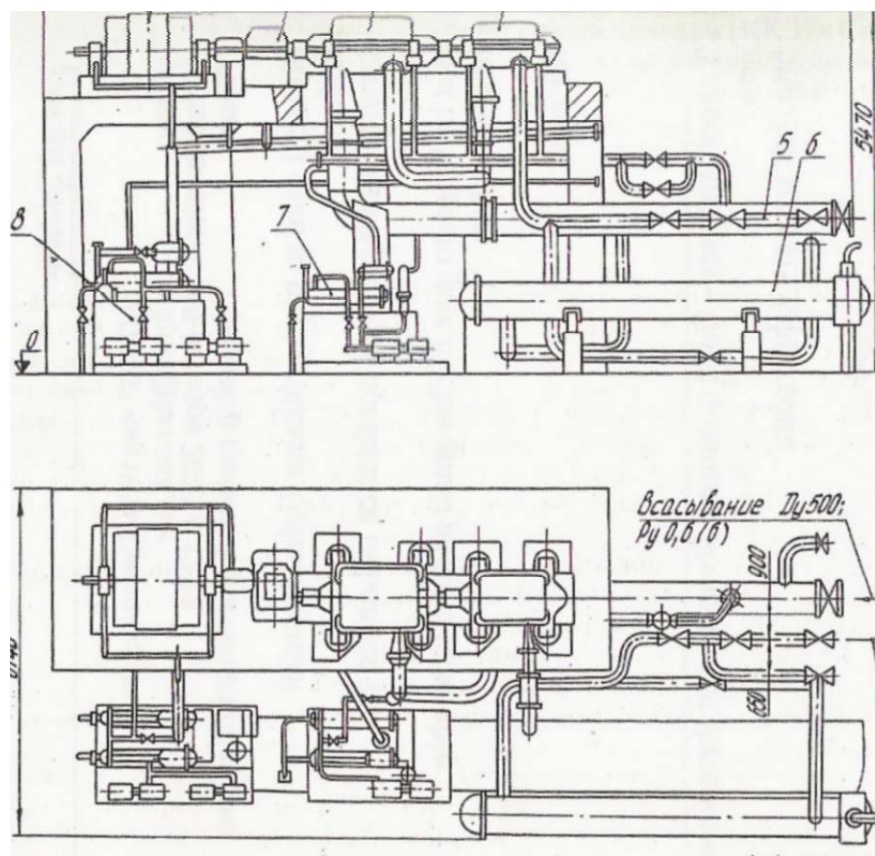


Рис. 4.1.1. Установка с электроприводным двухкорпусным центробежным компрессором (НИИТК – ККЗ).

Двухэтажная компоновка обеспечивает эстетичность машинного зала и удобство обслуживания основных агрегатов – компрессора и мультипликатора. Многовальные центробежные компрессоры с мультипликатором, конструктивно объединенным с компрессором, обычно имеют блочную компоновку на общей раме. Их газоохладители и другие системы достаточно органично объединены с основными элементами установки.

4. 2. Примеры конструкции ОК и ЦК.

Некоторые примеры конструкций промышленных ОК приведены на рис.3.2.8, 3.2.10, 3.2.12, 3.2.13, 4.2.1 – 4.2.5. Ниже приведены примеры, иллюстрирующие характерные конструктивные решения.

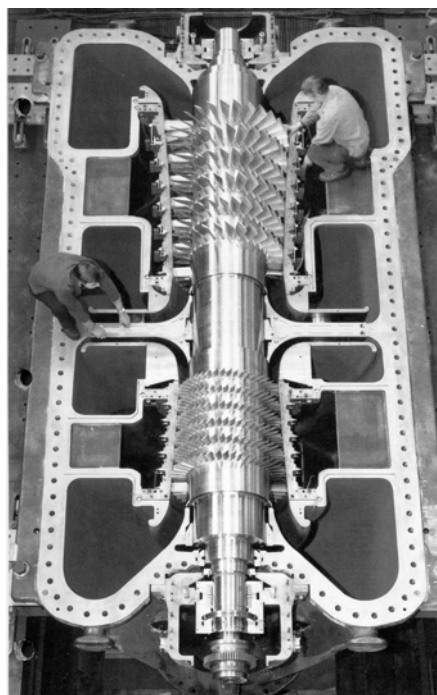


Рис.4.2.1. Двухсекционный осевой компрессор промышленного назначения. Корпус с горизонтальным разъемом (верхняя часть корпуса снята). Вывод газа из ПЧ после первой группы ступеней указывает на наличие промежуточного охлаждения.

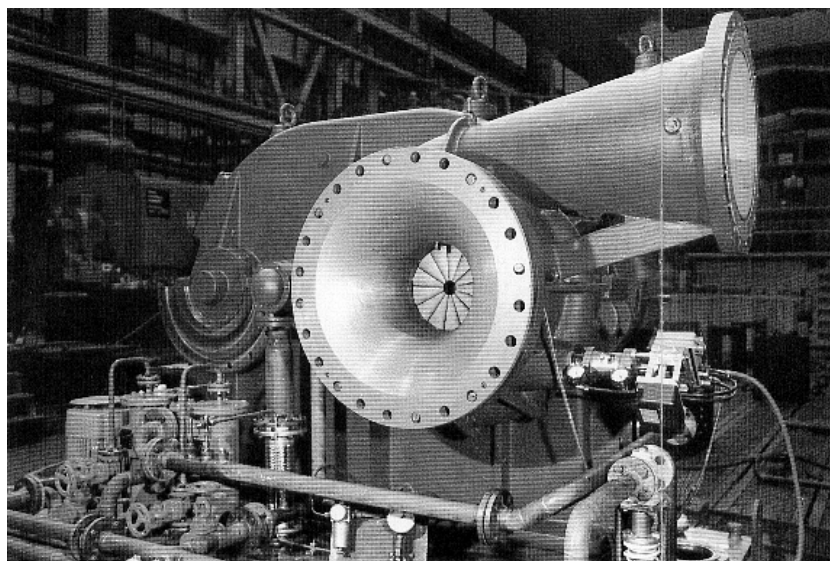


Рис.4.2.2. Одноступенчатый центробежный нагнетатель, совмещенный с повышающей зубчатой передачей. На выходе из осевого ВП видны поворотные лопатки регулирующего направляющим аппаратом. При одноступенчатом исполнении горизонтальный разъем не нужен.

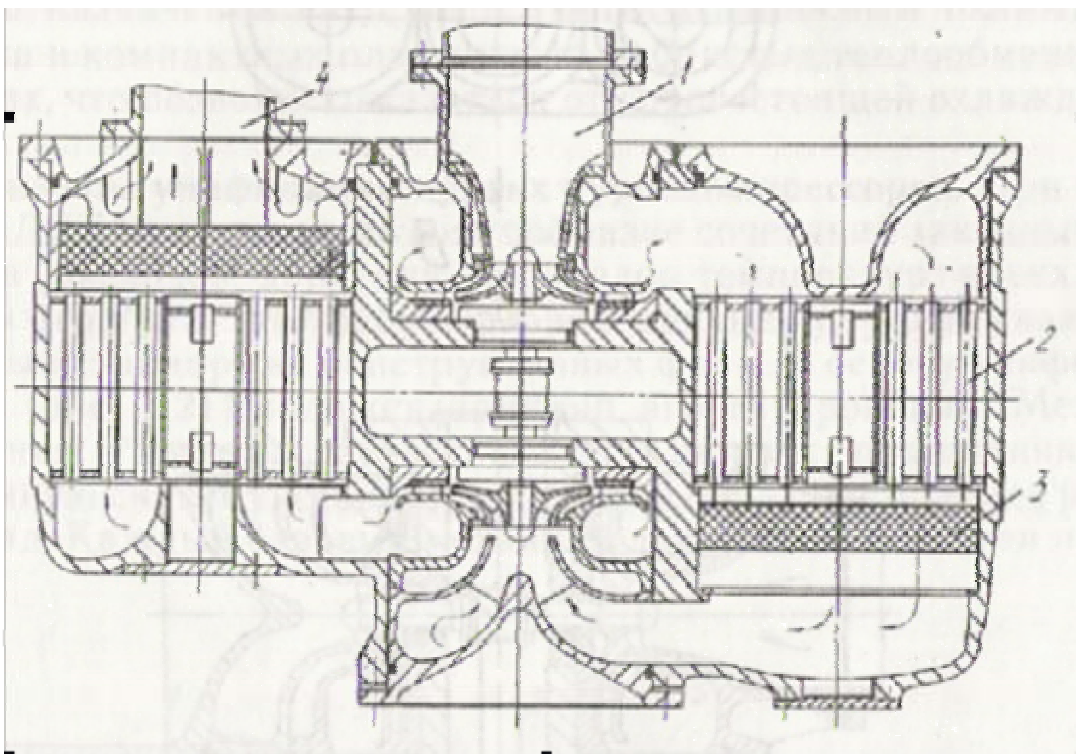
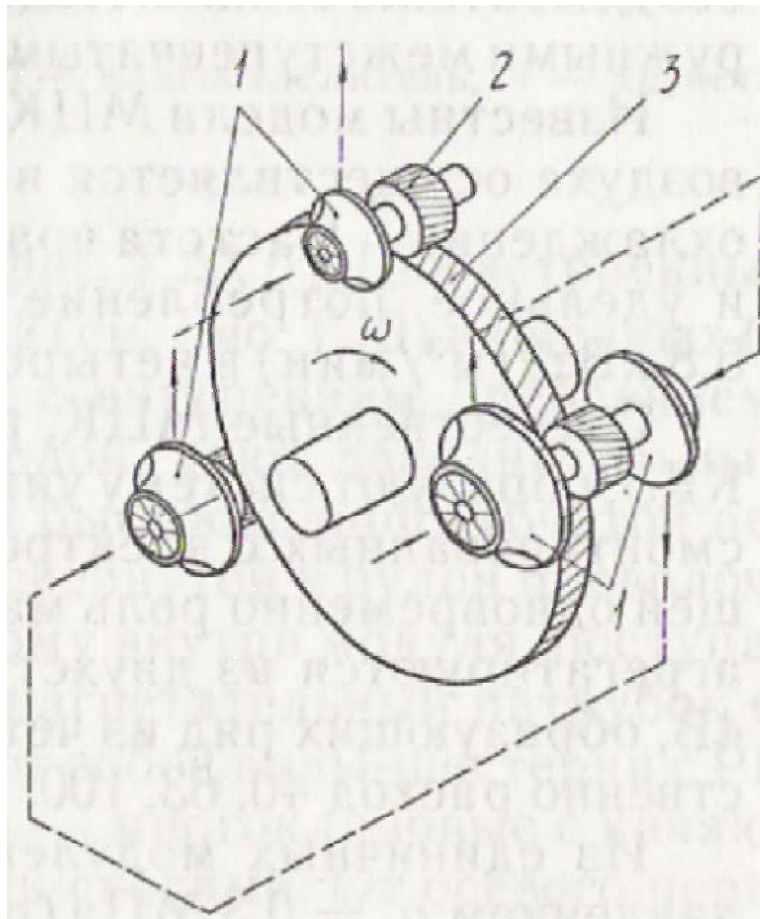


Рис.4.2.3. Кинематическая схема трехвального центробежного компрессора с встроенным мультипликатором (наверху) и пример двухвального четырехступенчатого исполнения (внизу). Разрез по одному из валов. Видны встроенные в конструкцию промежуточные газоохладители (НИИТК).

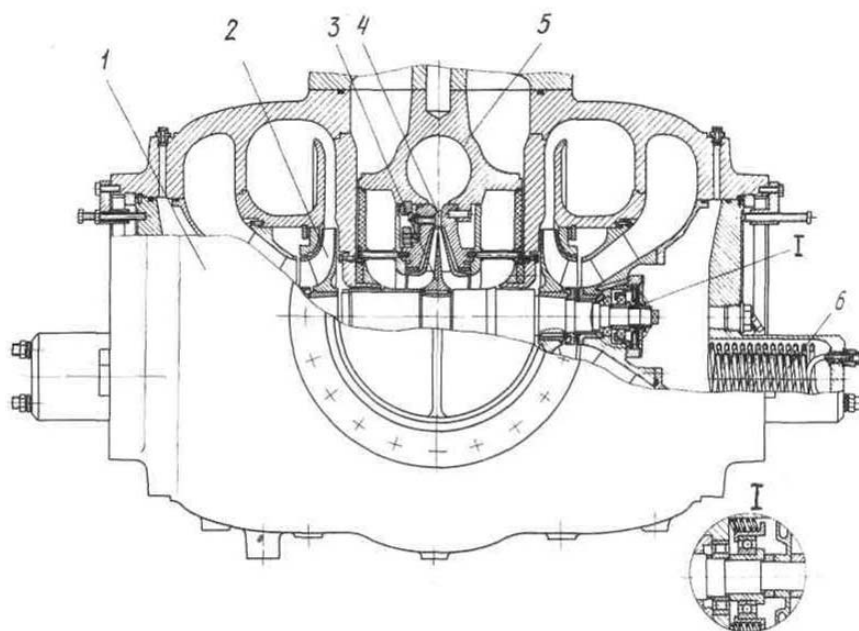


Рис.4.2.4. Двухпоточный (две параллельно работающие проточные части) турбодетандерный агрегат для охлаждения газа: 1 – корпус турбоагрегата, 2 – РК компрессора, 3 – РК турбодетандера, 4 – сопловой аппарат, 5 – радиальная центробежная турбина.

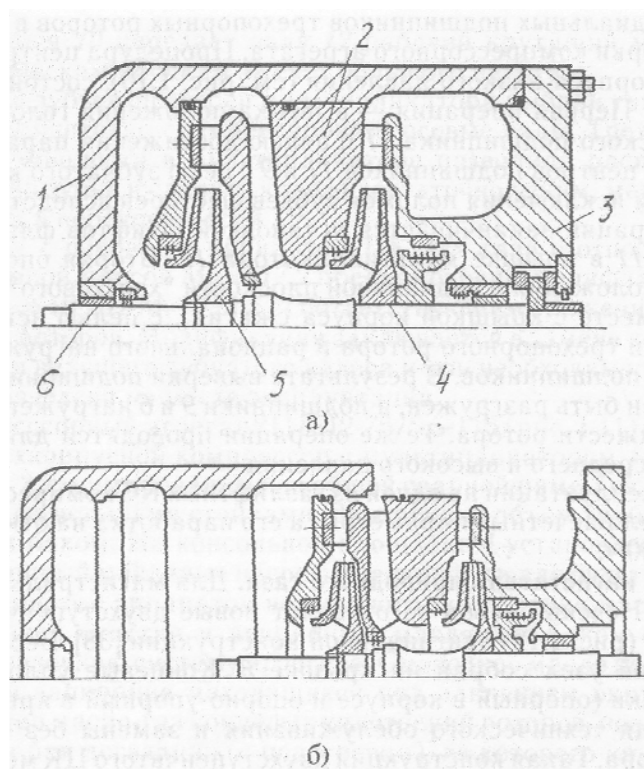


Рис. 4.2.5. Двухступенчатый нагнетатель с аэродинамическим узлом на крышке: а, б — соответственно в собранном и разобранном видах; 1 — корпус; 2 — пакет элементов проточной части; 3 — крышка; 4 — ротор; 5 — съемное РК; 6 — неразъемная мембрана. Силовой корпус 1 типа «баррель» не имеет горизонтального разреза (корпус с горизонтальным разрезом не имеют достаточной прочности при давлениях более 3 – 4 МПа.)

4.3. Корпуса ТК.

Корпус турбокомпрессора обычно является основой всей конструкции, и во всех случаях заключает внутри проточную часть. Примеры выполнения корпусов ясны из приведенных выше рисунков.

Корпуса ОК авиационных ГТД (рис. 3.2.8, 3.2.10, 3.2.12, 3.2.13, 4.2.1 – 4.2.5) состоят из трех частей, состыкованными радиальными фланцевыми соединениями. Средняя часть включает внутри группу ступеней и имеет аксиальный разъем. Это позволяет поместить внутрь корпуса ротор. Наружные части корпуса заключают входной и выходной патрубки и подшипники ротора. Здесь аксиальный разъем не нужен. Основные детали корпуса штампуются из стального листа и соединяются сваркой с фланцами, ребрами жесткости и другими конструктивными элементами.

Корпуса промышленных ТК при давлениях до 4-5 МПа имеют **аксиальный (конкретнее – горизонтальный)** разъем – рис.4.3.1.

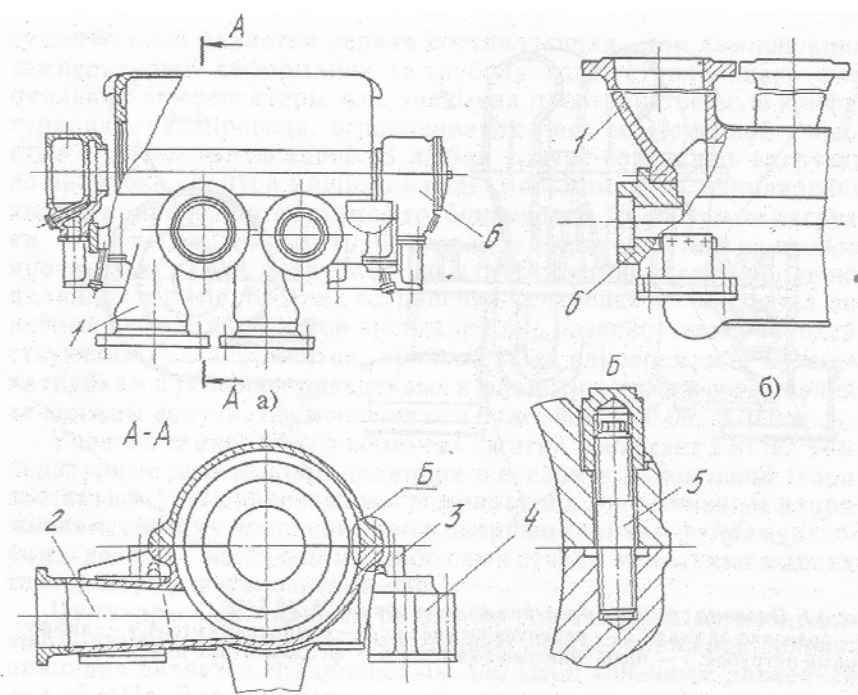


Рис.4.3.1. Корпуса унифицированных центробежных компрессоров НИИТК - ККЗ: а - б - соответственно с нижним и верхним расположениями патрубков; 1 – всасывающий патрубок; 2 – нагнетательный патрубок; 3 – установочные лапы; 4 – фундаментальная рама; 5 – стяжные шпильки; 6 – корпуса подшипников.

Из обычно отливают из чугуна, а при больших давлениях – из стали. Корпуса подшипников отливаются совместно с нижней половиной корпуса, или пристыковываются к ней болтовыми соединениями. У очень крупных компрессоров корпуса подшипников могут быть сделаны отдельно. В этом случае корпус ТК и корпуса подшипников устанавливают на общем фундаменте.

Горизонтальный разъем удобен для обслуживания в эксплуатации. Во избежание трудоемких разборок газовых трубопроводов при ревизиях и ремонтах ЦК применяется схема установки, показанная выше на рис. 4.3.1.

Если компрессор устанавливается на нулевой отметке и имеет верхнее расположение патрубков, то в газопроводах целесообразно предусмотреть короткие съемные участки, обеспечивая демонтаж верхней половины корпуса сжатия с минимальной разборкой трубопроводов.

Литые цилиндры крупных ЦК кроме горизонтального разъема имеют один или два технологических вертикальных разъема, упрощающих отливку и механическую обработку частей цилиндра. После гидроиспытаний на предприятии-изготовителе вертикальные разъемы разборкам не подлежат.

При давлениях нагнетания более 4 – 5 МПа проточная часть ЦК помещается в корпус типа «баррель» - рис.4.2.9. Это силовой корпус без горизонтального разъема, выполняемый из стальной поковки или из свернутого и сваренного стального листа. Уровень давлений в современных ЦК с такими корпусами достигает 80 МПа. Ротор и статорные элементы поточной части собираются отдельно и задвигаются в корпус в осевом направлении. Этот блок иногда называют СПУ – сменная проточная часть. При изменении параметров компрессоров ГПА, или при целесообразности их модернизации, СПЧ меняют на другую. Для сборки диафрагмы, образующие диффузоры, обратно - направляющие аппараты и др. имеют горизонтальный разъем. Показанный на рис. ... двухступенчатый нагнетатель ОАО «Компрессорный комплекс» имеет неразъемные диафрагмы. Его проточная часть собирается и разбирается в осевом направлении с неизбежным в этом случае снятием рабочих колес с вала.

4.4. Роторы осевых компрессоров

При умеренной окружной скорости промышленные ОК имеют роторы барабанного типа, сделанные целиком из одной стальной поковки – рис. 4.2.2, или составленные из двух частей – рис.4.2.3. Компрессоры авиационных ГТД имеют ротора дисково – барабанного типа, как на рис. 4.2.1 – 4.2.8. Огромную нагрузку от центробежных сил лопаток РК каждой из ступеней воспринимает соответствующий диск. Цилиндрические части дисков соединены и образуют единый барабан, обеспечивающий изгибную жесткость ротора. Диски соединены механически, или сварены аргонной сваркой.

При большой изгибной жесткости ротора его частота собственных колебаний больше частоты вращения, и их совпадение невозможно. Такой ротор называется **жестким**. При совпадении частот наступает резонанс, делающий невозможным работу ТК.

Рабочие лопатки ОК, как правило, выполняют из высоколегированных сталей типа нержавеющей. Такой материал обладает высокой механической прочностью для противостояния нагрузке от центробежных сил, пластичностью для уменьшения риска усталостных поломок, и стойкостью против эрозии и коррозии. В зависимости от размеров, технологических традиций и возможностей конкретных предприятий применяются разные способы изготовления, начиная от ручной шлифовки, и кончая обработкой на 5 – координатных станках с ЧПУ. В любом случае должна быть обеспечена высокая точность сложной пространственной формы лопаток, и чистота поверхности.

Лопатки устанавливаются на валу с помощью замков, основные два типа которых показаны на рис.4.4.1.

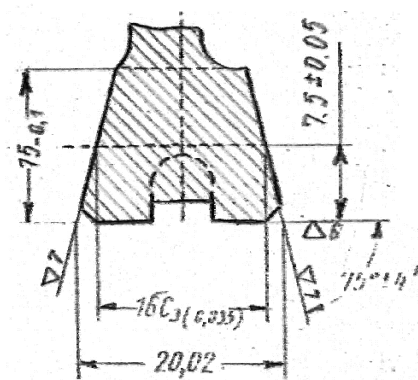
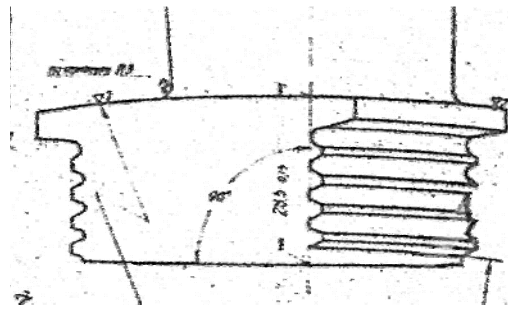
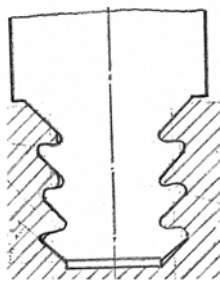


Рис. 4.4.1. Замки лопаток РК для установки на вал.

а – «ласточкин хвост», б – «зубчиковый».

4.5. Роторы центробежных компрессоров

Внешний вид ротора одновального многоступенчатого ЦК показана рис.4.5.1, а схематический чертеж такой конструкции – на рис. 4.5.2-а.

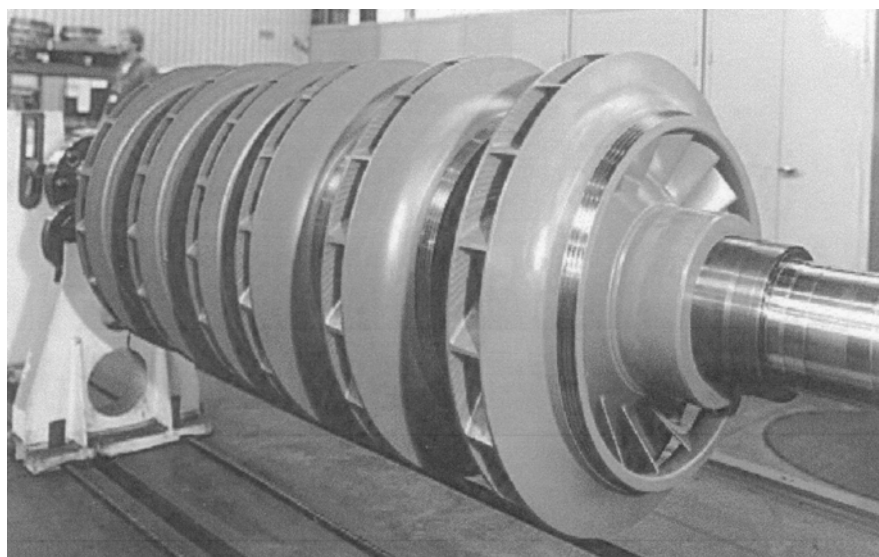


Рис.4.5.1. Ротор промышленного центробежного компрессора. Первое рабочее колесо – осерадиальное.

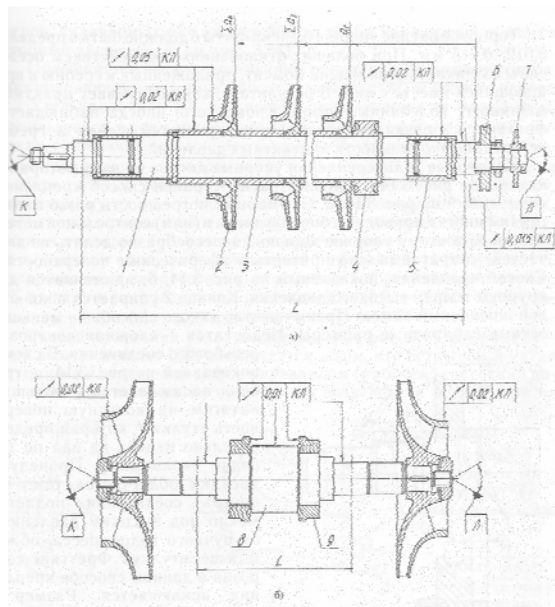


Рис. 4.5.2. Роторы с расположением РК: а - в межопорном пролете; б - консольном; 1 - вал; 2 - РК; 3 – дистанционная втулка; 4 - думмис; 5 – втулка концевой уплотнения; 6 – упорный диск (пята); 7 – диск контроля осевого сдвига; 8 – вал-шестерня; 9 – упорный диск; L – длина между опорами; а – суммарный размер.

Ротор состоит из вала 1 и расположенных на нем РК 2, разделенных дистанционными втулками 3. Для частичной компенсации осевых сил устанавливают думмис 4. В случае применения щелевых концевых уплотнений с гидравлическим затвором на ротор устанавливаются износостойкие втулки 5. Диск 6 служит для передачи осевого усилия на упорный подшипник. Втулка 7 предназначена для контроля осевых перемещений ротора. Валы многоступенчатых ЦК, для удобства насадки РК, имеют ступенчатую ("веретенообразную") форму.

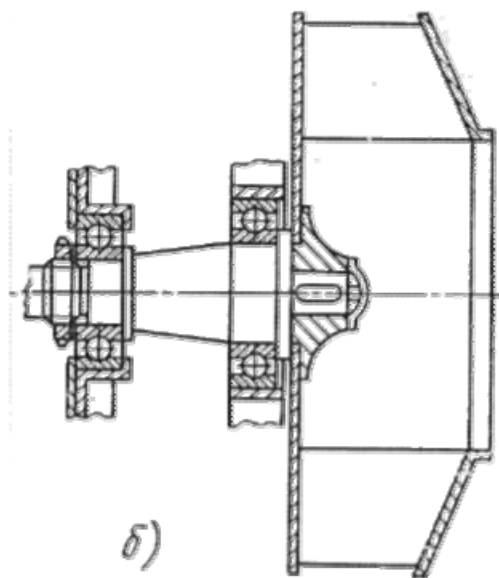


Рис. 4.5.3. Ротор центробежного вентилятора.

Вал должен обладать достаточной прочностью, коррозионной стойкостью и износостойкостью. Шейки подшипников скольжения закаливаются. Запас прочности вала определяют диаметр конца вала, на который насажена полумуфта привода и крутящий момент с учетом его повышения в момент пуска и возможных крутильных колебаний.

Изгибные напряжения вала обычно пренебрежимо малы, но прогиб вала и масса ротора определяют частоты собственных колебаний, с которыми не должны совпадать рабочие частоты вращения ротора. Валы ЦК обычно **гибкие**, т.е. их рабочие частоты вращения расположены между первой и второй собственной частотой.

В мультипликаторных ЦК (рис.4.5.2-б) основой ротора служит вал-шестерня 8, изготовленная из единой поковки. Ограничительные кольца 9, напрессованные на вал, передают осевые усилия от ротора на ведущее зубчатое колесо и, далее, на упорный подшипник тихоходного вала.

Рабочие колеса. Основные типы и области применения рассмотрены выше. В качестве примера на рис.4.5.3-в, показаны закрытые РК промышленных центробежных компрессоров с разной технологией изготовления.

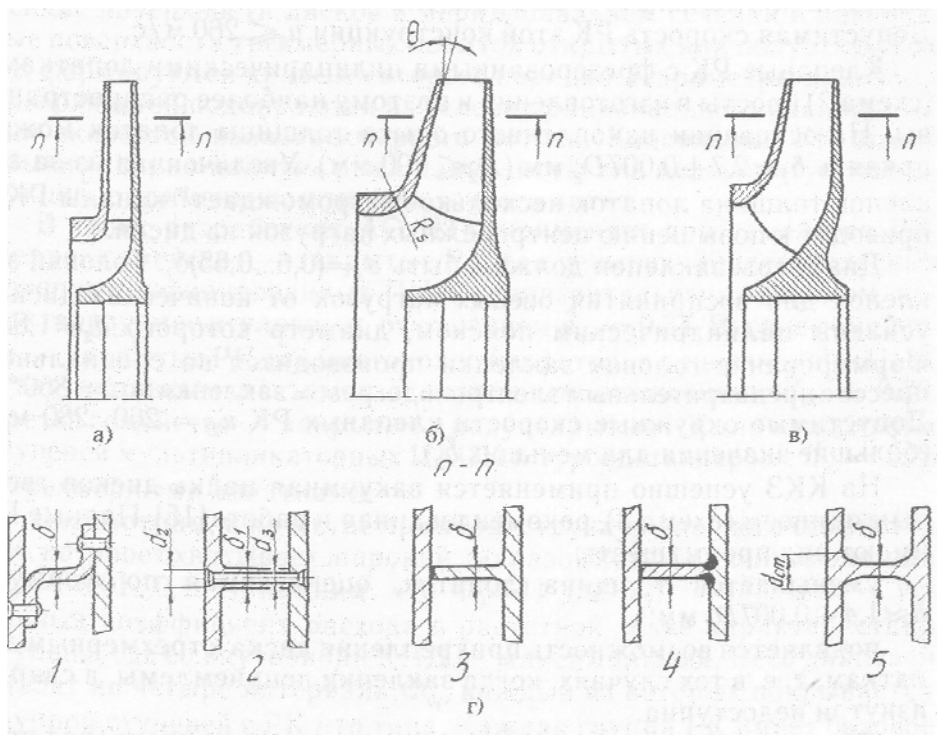


Рис. 4.5.3. Конструктивные формы закрытых РК: а – малорасходных; б - среднерасходных; в - высокорасходных с трехмерными лопатками; г – способы соединения лопаток с дисками: 1 – клепанная с Z-образными лопатками; 2 – клепаная с цельнофрезерованными лопатками; 3 – вакуумная пайка твердым припоем; 4 – сварно-паяная; 5 – цельнолитая.

Прочность рабочих колес определяет уровень окружных скоростей, при которых их можно использовать. Полуоткрытые РК типа «радиальная звезда» (рис. 3.2.3) наиболее прочные и могут работать при окружной скорости более 600 м/с. Из показанных на рис. 4.5.3 наименее прочное – клепаное РК с Z - образными штампованными лопатками с максимально допустимой окружной

скоростью чуть более 200 м/с. Фирмы – производители имеют методики расчета и опыт применения РК разных типов. Эффективно применение численных расчетов с использованием метода конечных элементов.

Конструкция, технология изготовления и способы соединения деталей ротора должны обеспечивать его уравнированность в поле центробежных сил. Для этого центры массы осесимметричных деталей ротора должны находиться на оси вала. В поле центробежных сил РК заметно увеличивают свои диаметральные размеры, поэтому цилиндрическая посадка без натяга не обеспечивает соосности вала и колеса при рабочих оборотах. Рабочие колеса многоступенчатых ЦК обычно крепятся к валу с помощью горячее – прессовой посадки. В принципе такой посадки достаточно для осевой фиксации РК и передачи крутящего момента – рис. 4.5.4-в). Тем не менее, для надежности обычно применяют штифты, шпонки, стопорные кольца – рис. 4.5.4 а) и б). Способы крепления РК на консольные концы вала показаны на рис. 4.5.4 г) и д).

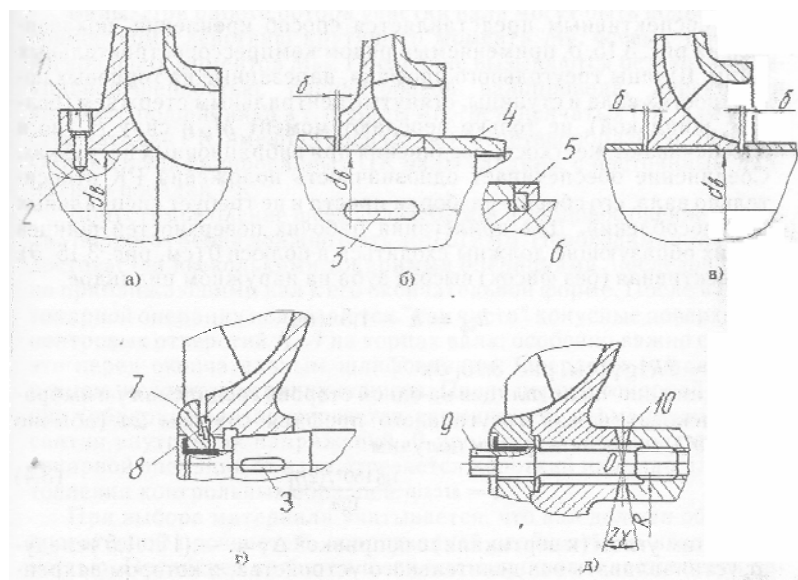


Рис. 4.5.4. Узел крепления РК: винт; 2 - штифт; 3 - шпонка; 4 – фиксирующая втулка; 5 – замковое кольцо; 6 - полукольца; 7 - гайка; 8 – пружинная шайба; 9 – стяжная шпилька; 10 – торцовое шлицевое соединение; d_v - диаметр вала.

Из-за неизбежных погрешностей изготовления и сборки рабочие колеса и роторы в сборе необходимо балансировать. Для этого применяются станки динамической балансировки, на которых при вращении ротора определяются неуравновешенные центробежные силы и моменты, которые они создают относительно опор (подшипников). Уравновешивание достигается снятием металла с поверхностей основных дисков РК или со специально сделанных буртиков на этих дисках. Крупные фирмы располагают станками для балансировки роторов на рабочих оборотах. Для вращения с рабочими оборотами в атмосфере требовалась бы огромная мощность, поэтому балансировочный станок помещен в специальную вакуумную камеру.

4.6. Подшипники.

Подшипниковые опоры ротора воспринимают его вес, аэродинамические нагрузки, неуравновешенные центробежные силы и моменты. У транспортных ТК к этому добавляются перегрузки, возникающие при движении с изменением скорости и направления движения.

Обычно наибольшую нагрузку подшипников создает осевая сила, действующая на ротор в направлении всасывания. Возникновение осевой силы на лопатках ОК поясняет рис. 1.2.3 (раздел 1.2). Очевидно, что к этому добавляется осевая сила из-за разности давлений на торцах ротора ОК. У ЦК осевая сила возникает из-за разности сил, действующих на основной и покрывающий диски РК.

У крупных ТК осевая сила измеряется многими тоннами. Для ее частичного уменьшения применяют **разгрузочный поршень (думмис)**. Принцип действия заключается в том, что на торцевой поверхности ротора на стороне нагнетания устанавливают уплотнение, образующее полость, соединенную с полостью всасывания. При этом на выделенную часть торца ротора действует значительно меньшая осевая сила.

Тем не менее, осевое усилие остается очень большим. В принципе думмисом можно полностью уравновесить осевое усилие, но только на одном режиме. При большем или меньшем расходе осевая сила появится. При этом ее направление будет разным. «Перекладка» ротора при изменении режима работы ТК неприемлема для подшипников. Поэтому при выборе размеров думмиса на расчетном режиме оставляют некоторое осевое усилие (обычно около 30% от полного). С учетом того, что окружные скорости на шейках подшипников измеряются десятками м/с (более 100 м/с в некоторых случаях), подшипники следует признать одними из наиболее нагруженных и ответственных узлов ТК.

Подшипники качения. Компрессоры транспортных ГТД снабжают подшипниками качения – рис.4.6.1.

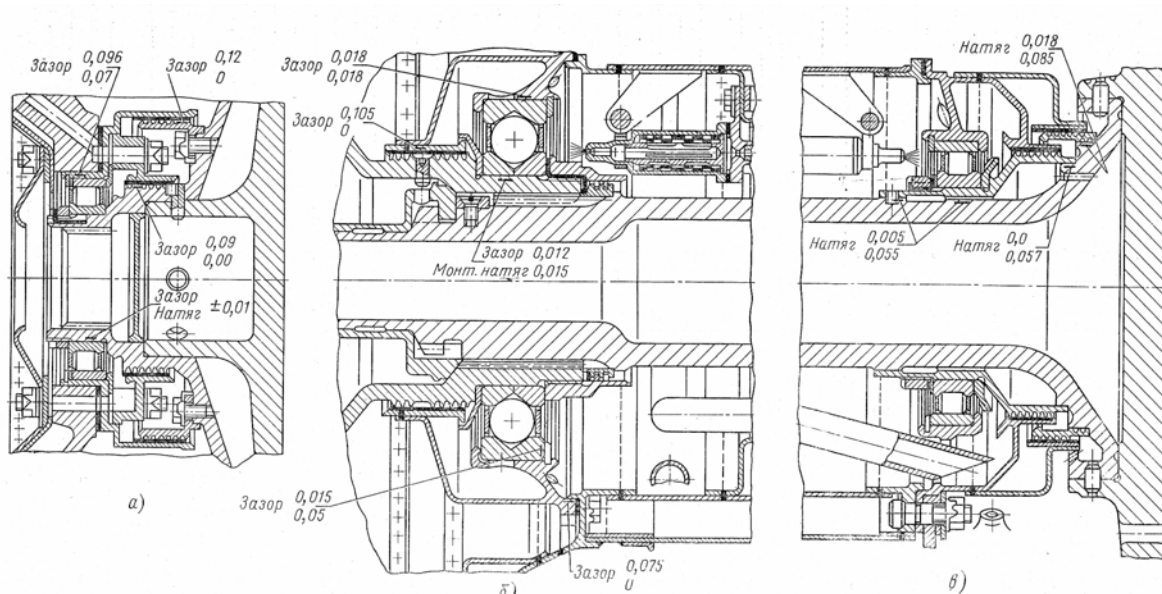


Рис.4.6.1. Подшипники качения ОК ТРД.

Это специальные подшипники повышенной точности с высокой несущей способностью. Шариковый подшипник для восприятия осевого и радиального усилия имеет глубокие канавки и шарики большого диаметра. Обычная система сборки в этом случае неприменима - наружное или внутреннее кольцо подшипника имеет радиальный разъем. Ответственный элемент подшипника – сепаратор. Он должен быть массивным (обычно из бронзы) и отцентрован по наружному или внутреннему кольцу подшипника. Смазка подшипников качения транспортных ТК турбинным маслом, струйная. Масло из сопел под давлением не столько смазывает, сколько отбирает тепло трения.

Достоинство подшипников качения – малые размеры и вес, что важно для транспортных ТК. У современных промышленных ТК период обслуживания достигает 18 месяцев, что соответствует 12 000 часов работы. Для их подшипников важнее срок службы, поэтому преимущественно используются гидродинамические подшипники скольжения и наиболее современные активные магнитные подшипники.

Подшипники скольжения. Подшипник ТК при окружной скорости в десятки м/с должен обеспечивать отсутствие контакта между шейкой вала и втулкой подшипника. Простейший подшипник – это втулка, на которую опирается шейка вала. За счет вязкости масла, заполняющего зазор между валом и втулкой, при вращении образуется масляный клин с подъемной силой, удерживающей вал на расстоянии от втулки подшипника. Так обеспечивается жидкостное трение.

Простейшие подшипники «вал – втулка» эффективно удерживают тяжелые роторы крупных, сравнительно тихоходных ТК. У средних и небольших ТК в таком подшипнике масляная пленка теряет устойчивость, что ведет недопустимой вибрации ротора. Поэтому в большинстве современных центробежных компрессоров применяют сегментные подшипники скольжения с самоустанавливающимися подушками. Принцип действия упорных и опорных (радиальных) сегментных подшипников аналогичен – рис.4.6.2, 4.6.3.

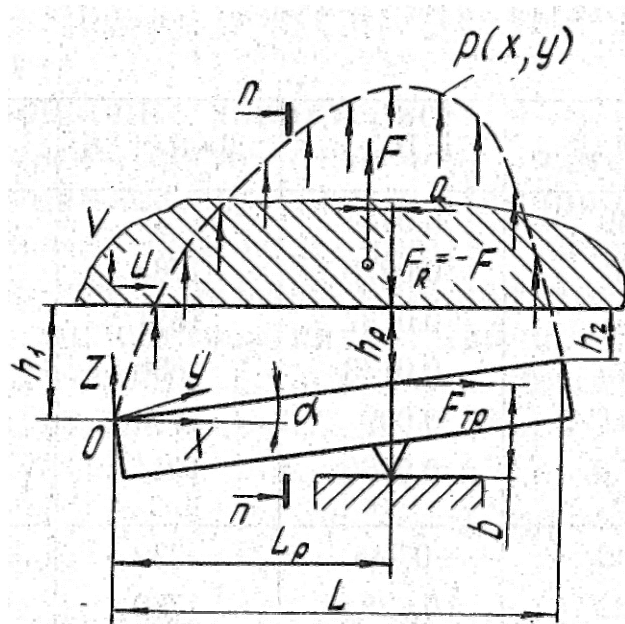


Рис. 4.6.2. Схема образования масляного клина и эпюра давления между вращающейся поверхностью и подушкой в гидродинамическом подшипнике скольжения.

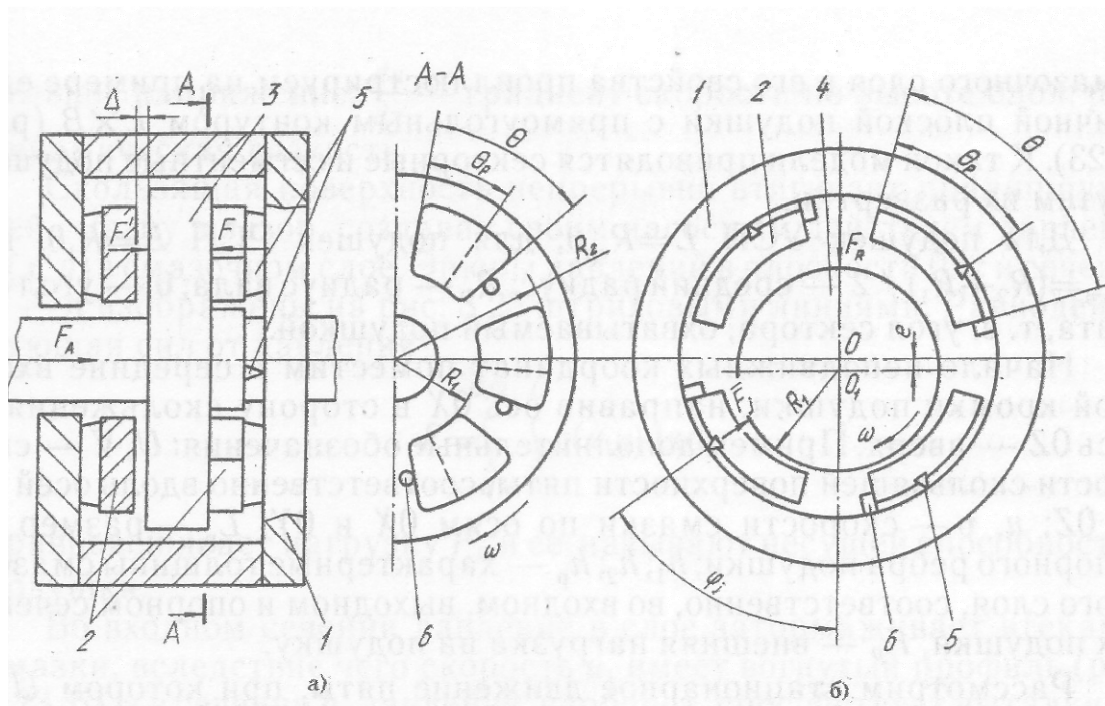


Рис.4.6.3. Схема работы сегментных подшипников скольжения:

а – двустороннего упорного сегментного подшипника; б – радиального упорного подшипника; 1 - корпус; 2 - подушка; 3 - пята; 4 - шейка; 5 – опорное ребро; 6 – упор.

Под действием вязкости образуются масляные клинья между шейкой (упорным гребнем) и подушками, которые поворачиваются на опорах 5 на некоторый угол. Четыре клина опорного подшипника на рис.4.6.3-б) увереннее удерживают ротор, чем один клин у подшипника «вал – втулка».

При пуске ТК масляного клина нет. Для его образования масло подается в подшипник пусковым масляным насосом. Тем не менее, в момент старта ТК сухое трение присутствует. Возможны и нештатные ситуации, когда шейка вала касается на короткий момент втулки или подушки. Покрытие опорных поверхностей антифрикционным слоем предотвращает аварию при коротком контакте. Традиционным материалом покрытия является баббит. О конструкции гидродинамических подшипников дает представление рис. 4.6.4.

Традиционные подшипники заполнены маслом. Потери трения в масляных клиньях и на смоченных маслом поверхностях вала значительны. Особенно это касается упорного подшипника, воспринимающего наибольшую нагрузку и работающего с наибольшей окружной скоростью. Например, у ЦК линейного ГПА мощностью 16 мВт потери в опорных подшипниках равны примерно 30 кВт, в упорном подшипнике – примерно 150 кВт.

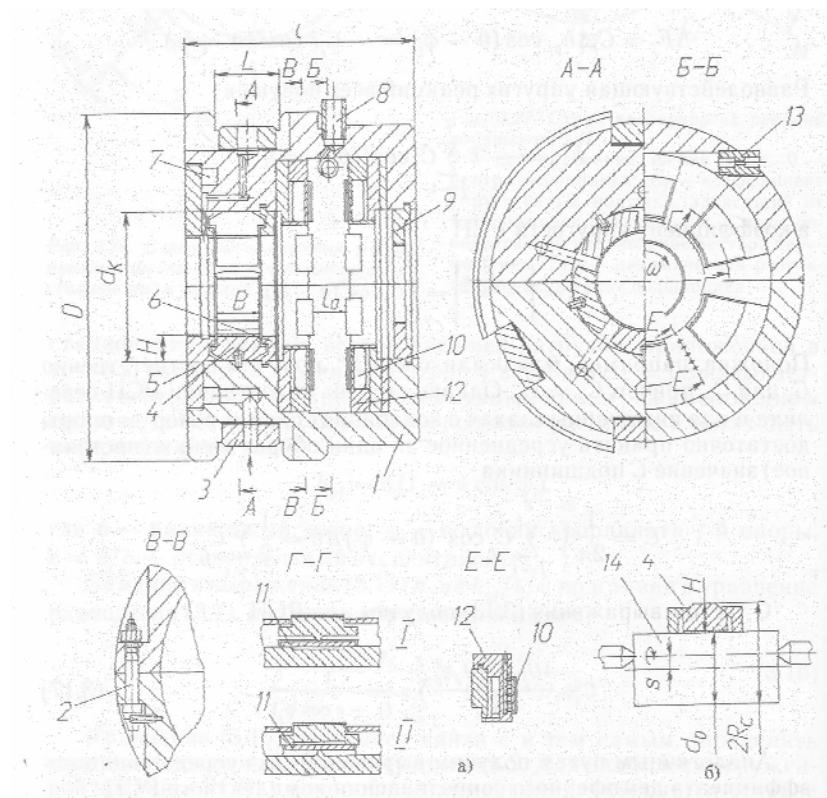


Рис. 4.6.4. Опорно-упорный подшипниковый узел (НИИТК – ККЗ).

а- конструкция; б – технологическая оправка для шлифования спиной подушек; 1 - корпус; 2 – болт призонный; 3 - сухарь; 4 – опорная подушка; 5, 6, 9 – уплотнительные кольца; 7 – канал для масла; 8 – гильза для термопары; 10 – упорная подушка; 11 – пластины-рессоры; 12 – подузд с упорными подушками; 13 – масляный жиклер.



Рис. 4.6.5. Упорный подшипник с «направленной смазкой» (Waukesha Bearings, США).

Допустимые скорости вращения, удельные нагрузки и температуры подшипников значительно повышены за счет применения новых материалов – рис. 4.6.6.

Более современное решение – подшипники с «направленной смазкой», т.е. индивидуальным подводом смазки к каждой колодке – рис.4.6.5. Такие подшипники потребляют заметно меньшую мощность.



Рис. 4.6.6. Достигнутые параметры гидродинамических подшипников скольжения в зависимости от материала колодок и антифрикционного покрытия (Waukesha Bearings, США).
Нижняя линия: сталь – баббит, средняя линия: сплав меди и хрома – баббит, верхняя линия: сталь – полимер.

Газодинамические и газостатические подшипники. Роторы малых высокоскоростных ТК могут удерживать газодинамические подшипники, по принципу действия аналогичные рассмотренным выше гидродинамическим подшипникам. Пример маленького холодильного ЦК (диаметр каждого из двух РК 63мм) на газодинамических подшипниках приведен в разделе 1.3. Несмотря на конструктивную простоту, расчет, конструирование и изготовление таких подшипников требует серьезных усилий специалистов. Газостатические подшипники отличаются тем, что в них подъемная сила создается за счет внешнего источника газа с необходимым давлением.

Активные электромагнитные подшипники (АЭМП). Развитие электронных систем управления позволило использовать в ТК такие подшипники с 1980 – х гг. – рис. 4.6.7.

На рис.4.6.7 показана схема и пример применения магнитных подшипников. Датчики положения вала отслеживают его перемещение и меняют силу тока в соленоидах, выдерживая зазор между ротором и корпусом. При аварийной ситуации ротор опирается на страховочный подшипник, который обычно установлен на валу и в нормальном состоянии не касается втулки. В ка-

честве страховочных применяются подшипники качения и специальные подшипники скольжения
- рис. 4.6.8.

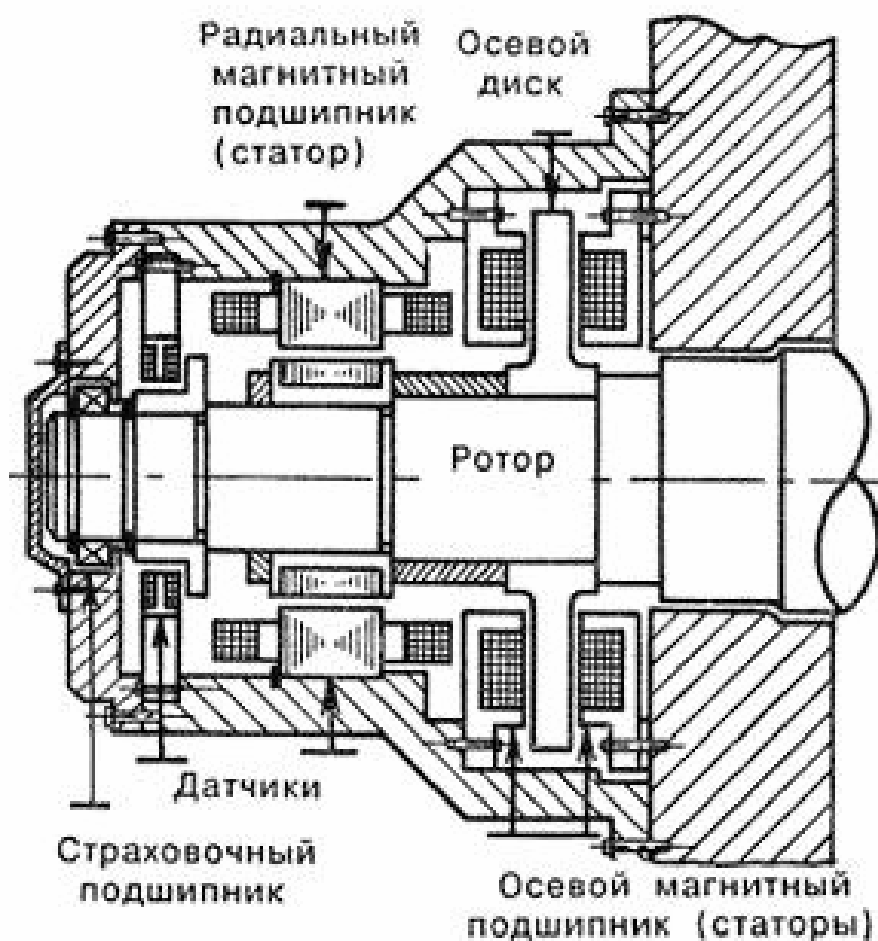


Рис.4.6.7. Схема активного электромагнитного подшипника (вверху) и пример промышленного применения- пропановый холодильный ЦК с приводом от паровой турбины.

В магнитных подшипниках практически отсутствуют механические потери и износ. Потребление электроэнергии электромагнитами сравнительно невелико. Современные страховочные подшипники выдерживают до трех десятков аварийных остановок по вине АЭМП. Отсутствие

системы смазки – крупное преимущество. Магнитные подшипники получают все большее распространение, особенно в газовой промышленности. Здесь большую роль играет ненужность завоза масла для обычных подшипников на отдаленные участки газопроводов. Хороший эффект система магнитного подвеса может дать в замкнутых турбодетандерах. В ТК целесообразно применение совместно одновременно с «сухими» концевыми уплотнениями, которые рассмотрены ниже.



Рис. 4.6.8. Страховочный подшипник скольжения АЭМП (Waukesha Bearings, США).

Вместе с тем следует обратить внимание на большие размеры упорных подшипников из-за ограниченной несущей способности АЭМП. Диаметр гребня упорного подшипника ЦК больше диаметра рабочих колес. Это обстоятельство делает сомнительным применение АЭМП в герметичных ТК, где подшипники работают в среде сжимаемого газа. При большой плотности последнего вентиляционные потери в АЭМП могут быть неприемлемо велики.

4.7. Уплотнения роторов

Лабиринтные уплотнения. Назначение **внутренних уплотнений** роторов заключается в том, чтобы свести к минимуму перетечки газа из полостей с более высоким давлением в полости с низким давлением. На рис. 3.3.1 показана схема ступени ЦК промежуточного типа. Уплотнение вала разделяет выходную полость ступени и полость за рабочим колесом. Уплотнение покрывающего диска разделяет полость за и перед РК.

Высокие окружные скорости исключают применение контактных внутренних уплотнений. Применяются бесконтактные лабиринтные уплотнения – рис. 4.7.1 – 4.7.2 (или их конструктивные разновидности).

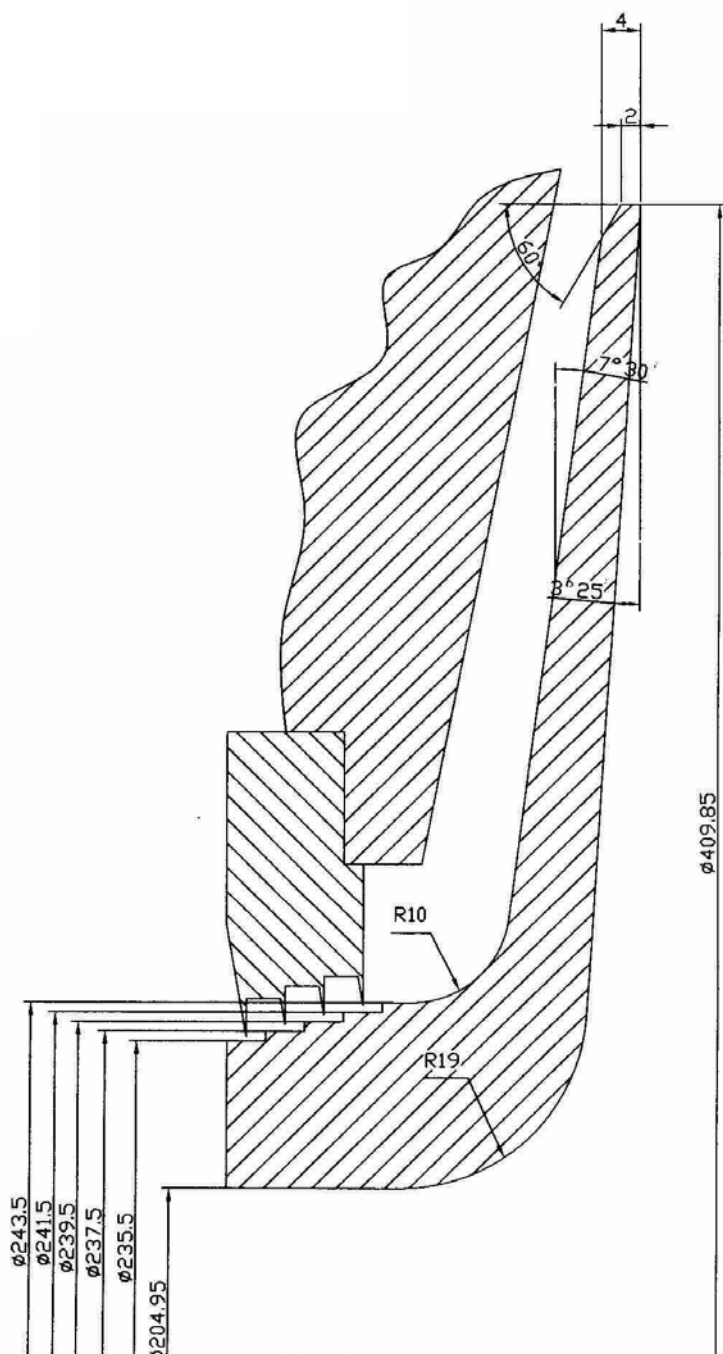


Рис. 4.7.1. Лабиринтное уплотнение покрывающего диска РК модельной ступени типа 028 кафедры КВХТ СПбГПУ.

Действие лабиринтных уплотнений основано на создании максимально возможного сопротивления потоку газа, перетекающего из области высокого давления в область за лабиринтом с более низким давлением. Под гребнем уплотнения газ резко разгоняется, после чего отрывается от гребня и гасит кинетическую энергию в камере лабиринтного уплотнения.

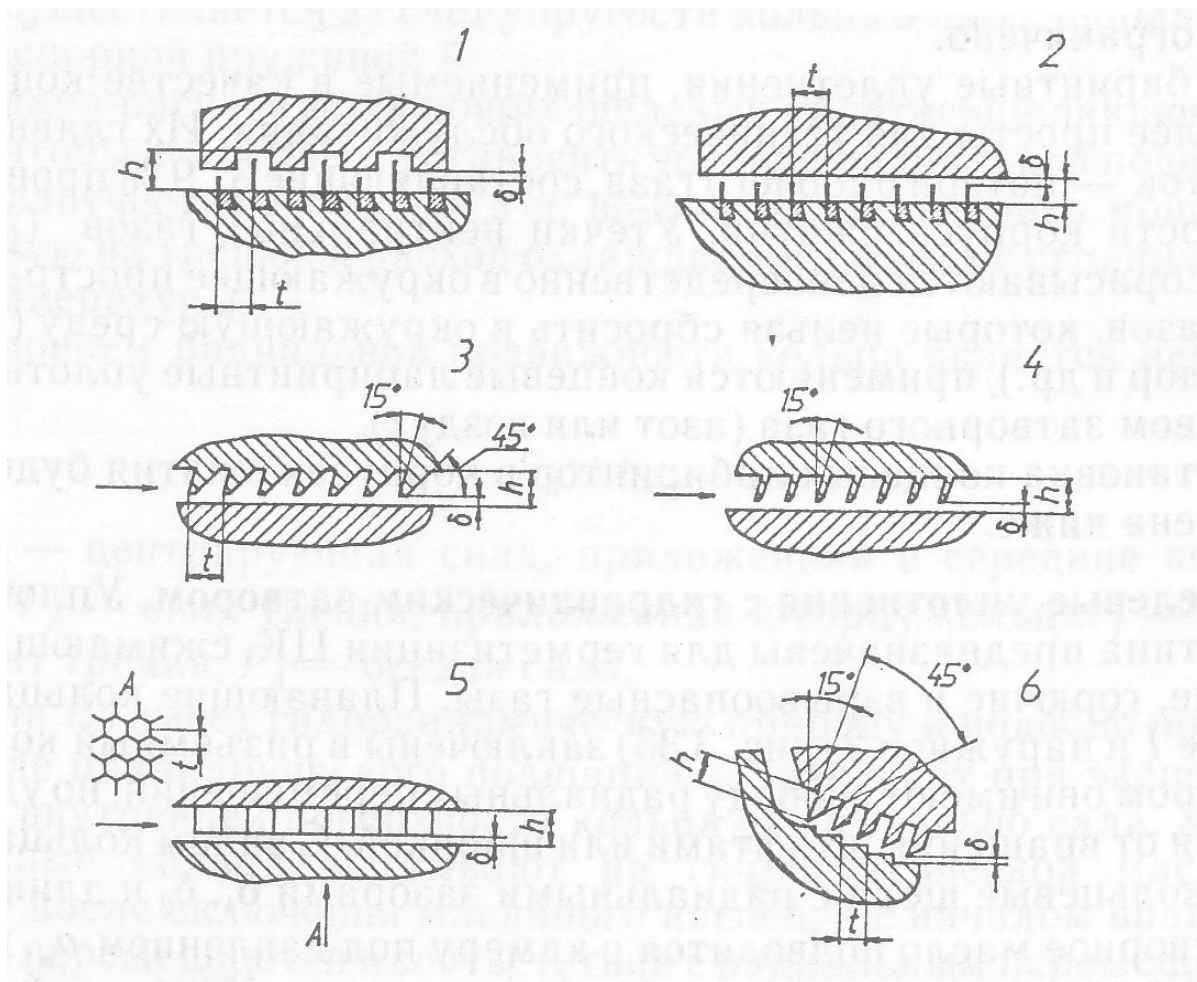


Рис. 4.7.2. Варианты конструкции лабиринтных уплотнений.

Процесс движения газа в элементе лабиринтного уплотнения «гребень – камера» иллюстрирует рис. 4.7.3, а общую картину течения – рис. 4.7.4.

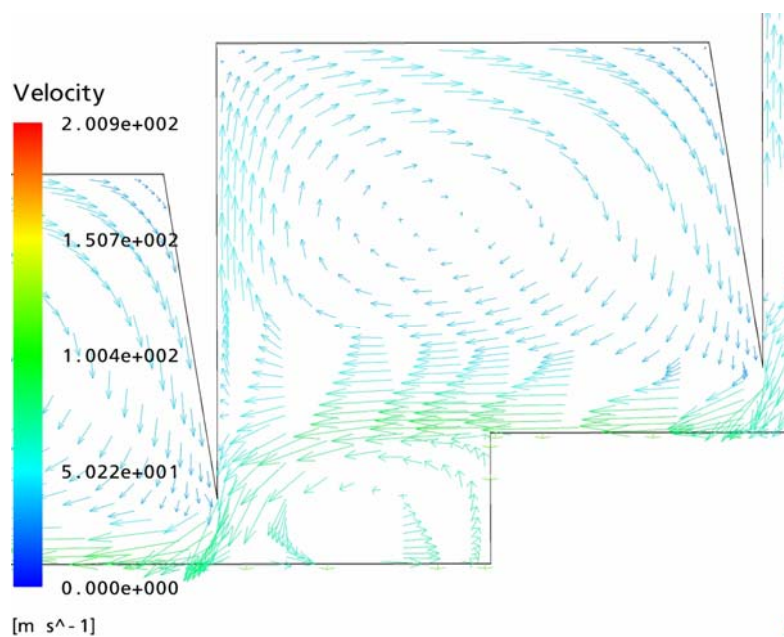


Рис.4.7.3. Процесс движения газа в элементе лабиринтного уплотнения «гребень – камера».

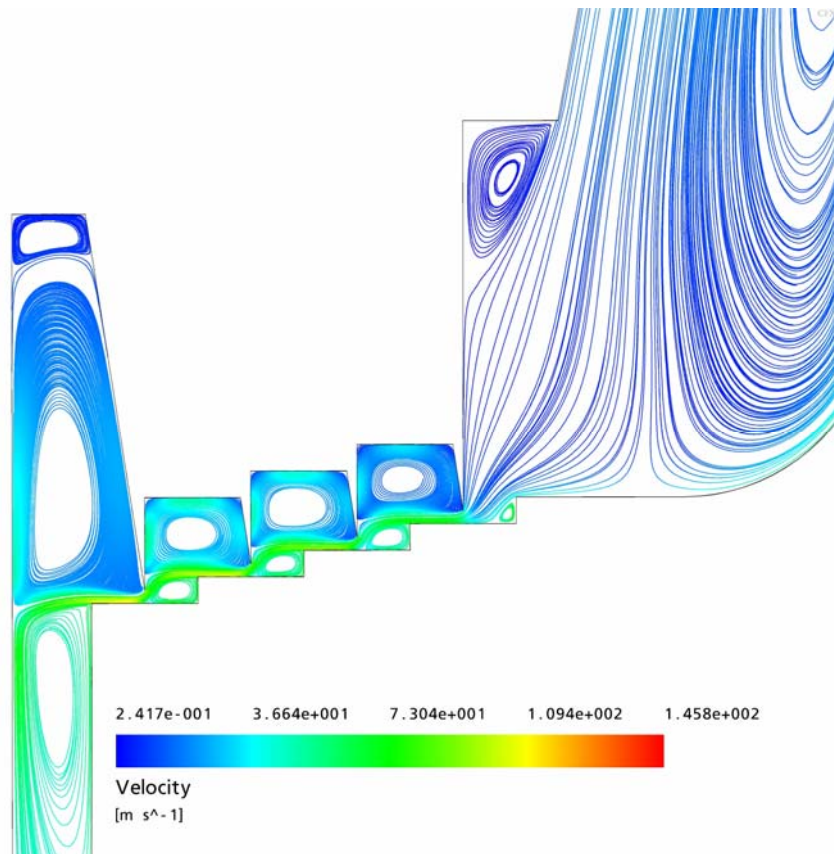


Рис.4.7.4. Векторы скорости в элементе лабиринтного уплотнения «гребень – камера» (вверху) и линии тока в области уплотнения (внизу). Расчет по программе CFX (кафедра КВХТ - Учебно-научно-инновационная лаборатория «Вычислительная механика» СПбГПУ).

Величина протечки через лабиринтное уплотнение рассчитывается по формуле А. Стодоль, где эмпирический коэффициент расхода μ зависит от соотношения размеров, конструкции уплотнения и состояния гребней (острые гребни увеличивают сопротивление):

$$\bar{m}_{np} = \mu f \sqrt{\frac{p_l^2 - p_0^2}{z * R T_l}}. \quad (4.7.1)$$

Здесь f - проходное сечение под гребнем уплотнения, z - количество гребней, $p_l - p_0$ - уплотняемый перепад давления, T_l - температура газа перед уплотнением (остается постоянной в процессе дросселирования газа в уплотнении).

Для ступенчатого уплотнения надлежащих размеров и с острыми гребнями $\mu = 0,72$.

В конструктивных схемах 1 и 2 (рис. 4.7.3) гребни из тонкой (0,3... 0,5 мм) латунной антикоррозионной или никелевой ленты зачеканиваются проволокой из того же материала в трапециевидные канавки ротора. Точеные лабиринты по схемам 3, 4 и 6 (рис. 4.7.3) в виде полуколец, закатываемых в кольцевые канавки статорных деталей, изготавливаются из алюминия или латуни. При касании вращающихся и неподвижных деталей гребни изнашиваются и притупляются, что увеличивает протечки. Лабиринтные уплотнения требуют периодической замены.

Концевые лабиринтные уплотнения служат для минимизации утечки сжимаемого газа в атмосферу в местах выхода вала из корпуса ТК. У воздушных ТК на стороне всасывания атмосферный воздух подсасывается внутрь проточной части, так как давление перед первой ступенью ТК заметно меньше атмосферного. Концевое уплотнение со стороны нагнетания работает при давлении всасывания. Полость перед этим уплотнением отделена от полости нагнетания ТК лабиринтным уплотнением думмиса и соединена с полостью нагнетания. Такая схема обеспечивает разгрузку осевого усилия и препятствует попаданию сжимаемого газа в атмосферу.

Если ТК работает при давлении всасывания больше атмосферного, описанная выше схема не может препятствовать истечению некоторого количества сжимаемого газа в атмосферу. Многие сжимаемые газы взрывоопасны (водород, природный газ и другие углеводороды), токсичны или химически активны (хлор, кислород), экологически опасны (фреоны), то их попадание в атмосферу недопустимо. При наличии источника инертного газа достаточного давления возможна схема уплотнения вала с буферными полостями. Концевые лабиринтные уплотнения вдоль оси делятся на две части, между которыми подается буферный инертный газ (обычно азот) с давлением немного превышающим давление на всасывании первой ступени. Часть буферного газа вытекает в атмосферу, часть поступает в проточную часть на всасывании. Если такая схема неприменима, используется тот или иной тип герметичных уплотнений.

Торцовые уплотнения с масляным затвором. Торцовое уплотнение ЦК (рис. 4.7.6) состоит из упорного диска 1, вращающегося с валом, и уплотнительного кольца 2 свободного или герметично скрепленного (как на схеме) с втулкой 3. Втулка 3 имеет аксиальную подвижность, благодаря О-образному резиновому уплотнению 4. Пружины 5 прижимают втулку 3 и кольцо 2 к упорному диску 1.

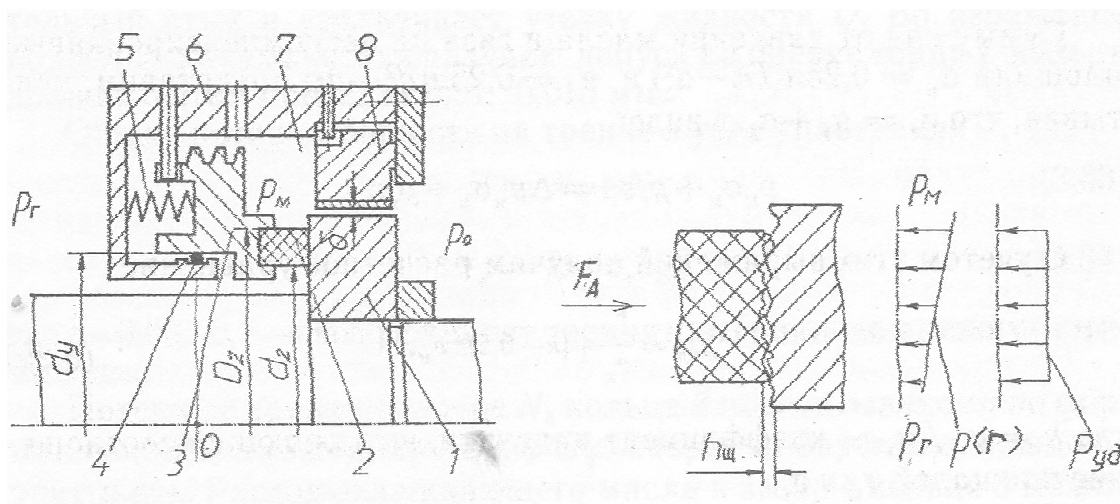


Рис. 4.7.6. Схема торцевого уплотнения с масляным затвором:

1 – упорный диск; 2 – уплотнительное графитовое кольцо; 3 – втулка; 4 – резиновое уплотнение; 5 – пружина; 6 – корпус; 7 – полость затворного масла; 8 – наружное уплотнительное кольцо.

Затворное масло для уплотнения, а также смазывания и охлаждения пары трения, подается в полость 7 под давлением, несколько превышающим давление уплотняемого газа.

Материал уплотнительного кольца металлографит. В связи с большим тепловыделением в зоне контакта непрерывность подачи смазочного материала должна быть гарантирована. Со стороны проточной части запорное масло удерживается системой лабиринтных уплотнений. Газо-масляная смесь должна выводиться и не попадать в проточную часть

Необходимость специальной системы смазки и неизбежность некоторого расхода запорного масла удорожают ТК и увеличивают эксплуатационные расходы. Тем не менее, такая система уплотнений наиболее распространена у газовых ТК – холодильных, в газовой промышленности и др.

Щелевые уплотнения с гидравлическим затвором. Их назначение и общая схема (запорное масло) аналогично торцовым, но здесь нет механического контакта вала с неподвижными деталями. Область применения – центробежные компрессоры с особо высоким давлением, когда контактное давление в системе «упорный диск – уплотняющая втулка» делает невозможной их работу.

Схема уплотнения показана на рис. 4.7.7.

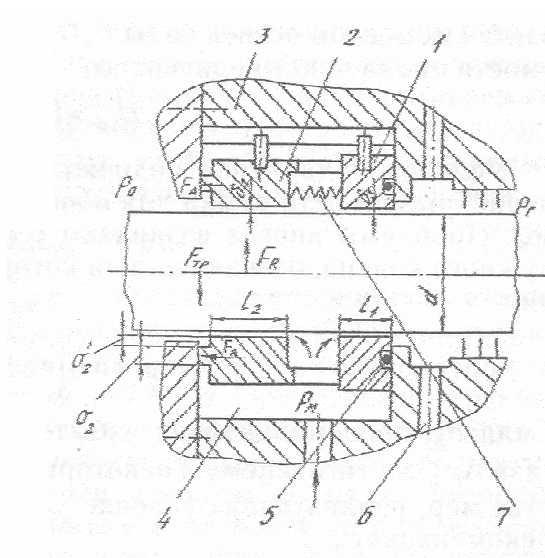


Рис. 4.7.7. Схема щелевого уплотнения с гидравлическим затвором:

1, 2 – плавающие уплотнительные кольца; 3 – корпус; 4 – камера с затворным маслом; 5 – резиновое манжетное уплотнение; 6 – канал для слива масла из полости; 7 – распорное кольцо.

Кольцо 1 - внутреннее. Оно расположено со стороны проточной части. Наружное 2 расположено со стороны атмосферы и воспринимает наибольший перепад давления. Запорное масло подается в полость между кольцами с давлением, превышающим давление уплотняемого газа на 0,03- 0,5 МПа. Кольцевой зазор $\delta_1 = 0,003...0,05$ мм сдерживает утечку масла в сторону газа и атмосферы. Однако эта утечка должна быть достаточной для отвода тепла трения масла в кольцевых зазорах.

Как и в гидродинамическом подшипнике, при эксцентриситете в зазоре «вал – втулка» возникает гидродинамическая сила, перемещающая втулки вслед за прецессией вала в его под-

шипниках. Сила F_A , прижимающая наружную втулку к корпусу, ограничивает подвижность кольца, и, тем самым, перепад давления, который может воспринять уплотнение. При необходимости уплотнить более высокое давление такие уплотнения устанавливают одно за другим – рис. 4.7.8.

Расчет щелевых уплотнений должен установить условия радиальной подвижности колец, определить мощность трения в масляных слоях под кольцами и расход охлаждающего масла с учетом ограничения его температуры в зазорах.

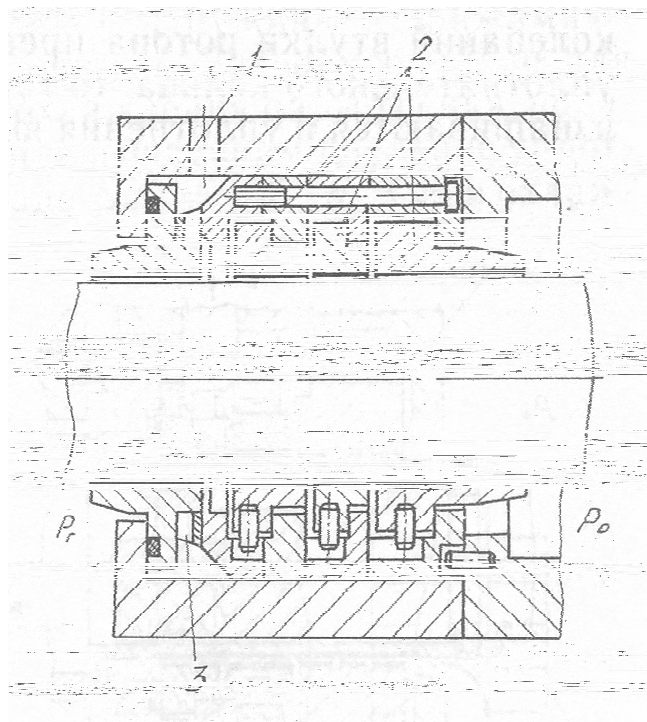


Рис. 4.7.8. Щелевое уплотнение с тремя наружными уплотнительными кольцами. 1 – внутренне кольцо; 2 – наружные кольца.

Несмотря на некоторую сложность щелевых плавающих уплотнений и громоздкость обслуживающих их масляных систем, они применяются в современных ЦК высокого давления для различных взрывоопасных газов, малорастворимых в затворном масле. Следует отметить, что мощность трения в масляных слоях велика из-за очень малого радиального зазора (касательное напряжение трения пропорциональна градиенту скорости в зазоре $\approx u / \delta_r$). Большая потеря мощности трения и затраты мощности на привод маслососа запорного масла – один из недостатков таких уплотнений.

«Сухие» газодинамические уплотнения. Такие уплотнения введены в практику в последней трети 20 в. британской фирмой John Crane – рис.4.7.9.

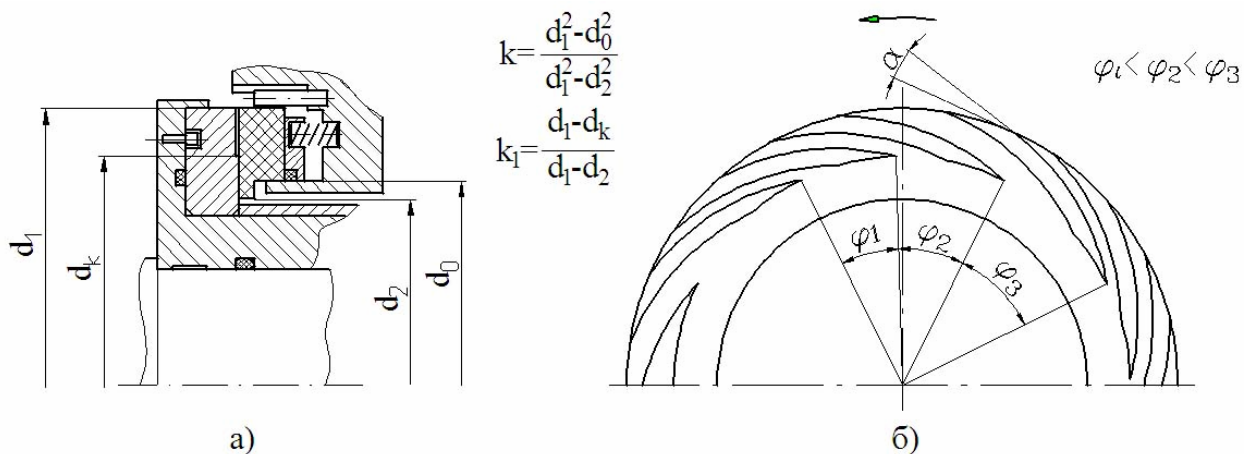


Рис. 4.7.9. а) - схема одного уплотнительного узла сухого газодинамического уплотнения, б) – канавки на уплотняющей поверхности вращающегося гребня.

Вращающийся гребень из сверхтвёрдого материала имеет на боковой поверхности фигурные углубления. При вращении вала повышенного за счет динамического напора давления газа в выемках достаточно для образования подъемной силы, отодвигающей уплотнительную втулку от поверхности гребня на несколько мкм. Уплотнительные кольца изготовлены из полимерных материалов.

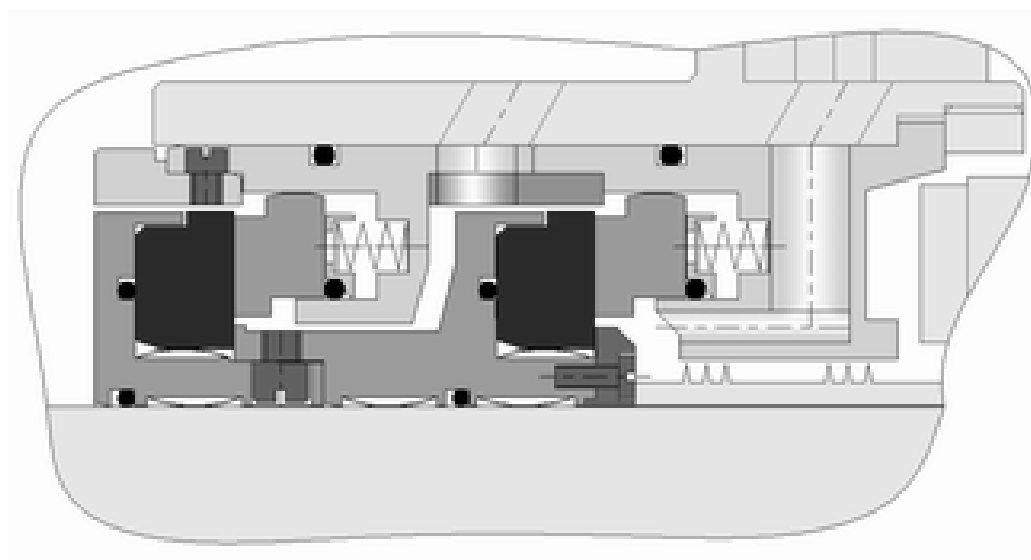


Рис. 4.7.10. Двойное последовательное уплотнение для ТК, сжимающих опасные и токсичные газы.

В полость между уплотнениями подается буферный газ. Технические характеристики современных газовых уплотнений:

- уплотняемое давление - до 250 кг/см²;
- температура в области уплотнений - до 250 °С;

- скорость на периферии вращающегося седла - до 160 м/сек;
- диаметр вала под уплотнением - до 300 мм.

Сухие газовые уплотнения характеризуются очень малой величиной протечек, пренебрежимо малой мощностью трения, не требует смазки со сложной масляной системой и расходом масла. Такие уплотнения особенно эффективны в сочетании с активными электромагнитными подшипниками, позволяя создать «сухие», безмасляные ТК. Центробежные компрессоры этого типа с отечественными или импортными уплотнениями и подшипниками находят все большее применение в газовой промышленности.

4.8. Приводные двигатели

Для привода ТК применяют электрические двигатели, паровые и газовые турбины. При умеренной мощности для промышленных ТК чаще используется электрический привод. Обычно используют более экономичные синхронные электродвигатели, которые при работе с европейской частотой переменного тока 50 гц имеют скорость вращения 3000 об/мин. К недостаткам традиционного электрического привода следует отнести необходимость применения дорогостоящих повышающих зубчатых передач – мультипликаторов, - усложняющих агрегат, и невозможность изменения характеристик ТК изменением скорости вращения.

В последнее время экономически выгодным стало использование тиристорных преобразователей тока, позволяющих менять частоту, в т.ч. и повышать ее. Применение высокочастотных электродвигателей в сочетании с переменной частотой преобразователя ликвидирует недостатки традиционного электропривода. Паровые турбины в качестве привода ТК применяются в тех технологических линиях и производствах, где можно, используя теплоту экзотермических реакций, получить в котлах-утилизаторах достаточное количество пара с высокими температурой и давлением. К числу преимуществ паротурбинного привода, кроме утилизации энергии, можно отнести возможность регулирования параметров компрессора посредством изменения частоты вращения ротора. Более широкое внедрение паротурбинного привода с использованием технологических энергоресурсов предприятий сдерживается тем, что турбины создаются для индивидуального применения и, следовательно, сравнительно дорого стоят.

Газовые турбины применяются в качестве привода перекачивающих компрессорных агрегатов на газопроводах с использованием части транспортируемого газа в качестве топлива. Применяют стационарные газовые турбины мощностями 6...25 МВт и авиационные газотурбинные двигатели, конвертированные после отработки летного ресурса.

4.9. Мультипликаторы

Изготовление зубчатых мультипликаторов, включая нарезку зубчатых пар, организовано на всех отечественных предприятиях, выпускающих ТК. В большинстве случаев применяются одноступенчатые мультипликаторы с шевронным зацеплением, рис.4.9.1.

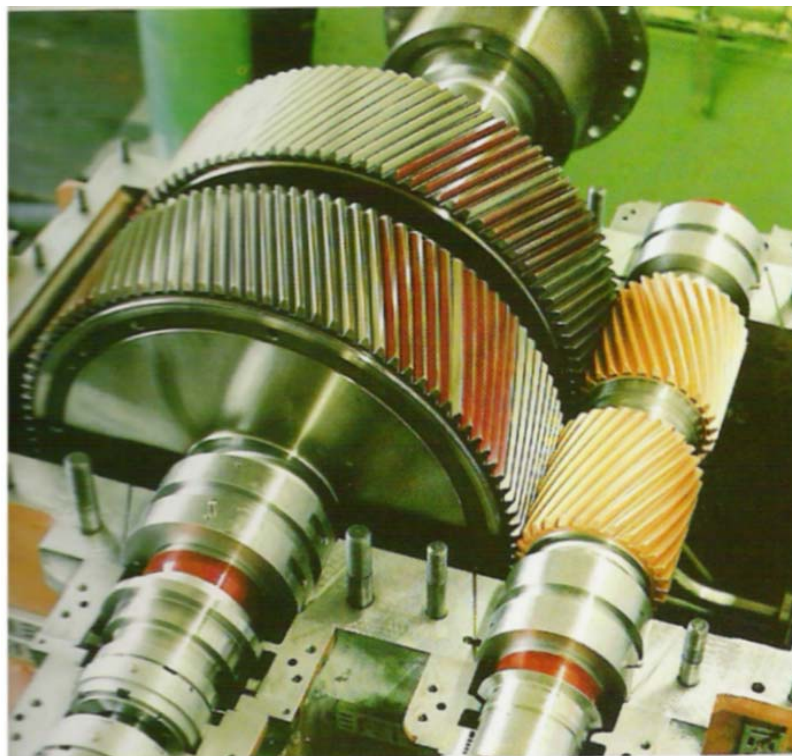


Рис. 4.9.1. Одноступенчатый мультипликатор с шевронным зацеплением (верхняя половина корпуса снята).

Выбор соотношения диаметров тихоходного колеса и быстроходной шестерни позволяет получить нужное передаточное отношение. Например, мультипликаторы НИИТК – ККЗ обеспечивают передаточные отношения в пределах 1,25 – 7,0.

Косозубое зацепление обеспечивает плавность работы при высоких окружных скоростях (десятки м/с), которая не может быть обеспечена прямозубым зацеплением. Так как косозубое зацепление создает осевое усилие, применяют шевронную схему, замыкающую осевое усилие внутри себя.

У многовальных ТК с встроенным мультипликатором (рис.4.9.1) осевая сила замыкается ребрами по краям шестерен. Эти же реборды передают осевое усилие с высокоскоростных валов на приводной низкооборотный вал, где упорный подшипник работает в благоприятных условиях.

Изготовление мультипликаторов, особенно нарезка зубьев, требует максимальной точности и производится на термоконстантных участках производств. Для восприятия больших контактных напряжений и изгибных усилий зубьев нужно применять высокопрочные стали и различные технологии, упрочняющие поверхность.

В случае необходимости для привода ТК используют и более сложные многоступенчатые мультипликаторы. Механические потери в мультипликаторах оцениваются в 2 – 3% от передаваемой мощности. В некоторых схемах ЦК мультипликатор помещают в общий корпус с компрессором, где он работает в среде сжимаемого газа. Если плотность газа высока, к обычным механическим потерям добавляются значительные вентиляционные потери, что иногда упускают из вида.

4.10. Соединительные муфты

Валопровод компрессорной установки включает вал двигателя, валы мультипликатора и корпусов сжатия. Иногда между корпусами сжатия целесообразно размещать еще один мультипликатор.

В идеале все валы на одной линии должны быть соосны. Для этой цели при монтаже осуществляется центровка валов агрегатов с применением лазерной техники и с учетом рабочего состояния. Имеется в виду температурные деформации корпусов и роторов и «всплытие» роторов на масляной пленке подшипников скольжения. Тем не менее, некоторая несоосность валов всегда имеет место. Жесткое соединение вызвало бы недопустимую вибрацию валопровода и нагрузку на подшипники.

Для компенсации несоосности валы соединяют муфтами с зубчатыми зацеплениями, способными компенсировать небольшие параллельные и угловые смещения сопрягаемых валов, а также осевые перемещения, рис.4.10.1.

Зубчатые муфты НИИТК – ККЗ отличаются наличием промежуточного вала между полумуфтами на рис. 4.10.1. Это увеличивает возможность компенсации несоосности валов. Длина L промежуточного вала определяется расстоянием между торцами валов (обычно 350...450 мм), которое выбирается из условия необходимости технического обслуживания подшипников и уплотнений.

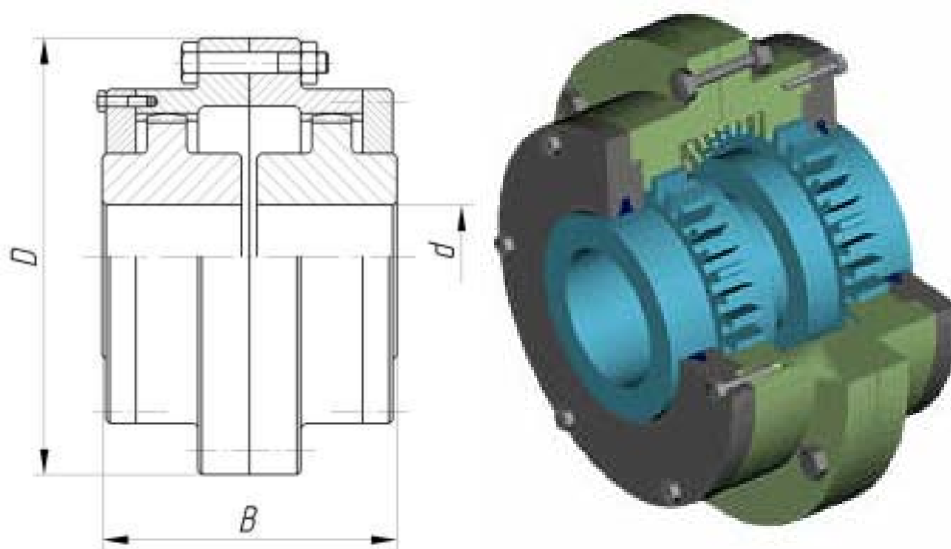


Рис.4.10.1. Соединительная зубчатая муфта конструкции НЗЛ.

Компенсационные свойства муфт обеспечиваются осевой и угловой подвижностью зубчатых зацеплений. Угловые перемещения осей зубчатых венцов, в пределах $\gamma = 0,003...0,007$ рад, возможны благодаря боковым зазорам между зубьями, сферической форме поверхности наружного венца и бочкообразной форме наружных зубьев. При работе под нагрузкой происходит самоцентрирование промежуточного вала и зубчатых обойм.

Во избежание износа контактных поверхностей, трущихся при работе вследствие неизбежных перекосов, смазочное масло из общей смазочной системы подается калиброванной форсункой во вращающуюся масляную ванну зубчатой обоймы, из которой оно под действием центробежных сил попадает в зону контакта, а затем сливается, унося продукты износа. Чтобы твердые примеси в масле не откладывались в зазорах (это иногда приводило к "схватыванию" венцов) степень фильтрации масла должна быть не менее 10...15 мкм.

Муфты других типов, например, с деформируемым упругим элементом, не получили большого распространения в ТК,

4.11. Рамы

Промышленные ТК средней и небольшой мощности поставляются собранными на общей раме, или частями на нескольких металлических рамах. Рамы для унифицированных ЦК конструкции НИИТК – ККЗ коробчатые, сварные - рис. 4.11.1. Одна из стоек 2 мультипликатора приварена к поперечной балке 3, а стойки 8 компрессора — к контурным балкам. Устройство 7 служит для центровки и фиксации корпуса сжатия в горизонтальной плоскости, сохраняя свободу температурной деформации корпуса в осевом направлении. Цапфы 4 служат для строповки рамы вместе с оборудованием с целью транспортирования, а также для установки агрегата на фундамент.

Предварительная выверка и центровка агрегата по струне и площадкам согласно инструкции предприятия-изготовителя производится болтами 5, опирающимися на плиты, предусматриваемые в фундаменте. После выверки и предварительной затяжки фундаментных болтов 6 рама заливается бетонным раствором высшей марки. После застывания до достижения прочности 12 МПа болты 5 освобождаются, а фундаментные болты 6 затягиваются окончательно. Дополнительная центровка валопровода агрегата производится путем подбора прокладок между площадками стоек рамы и лапами корпусов.

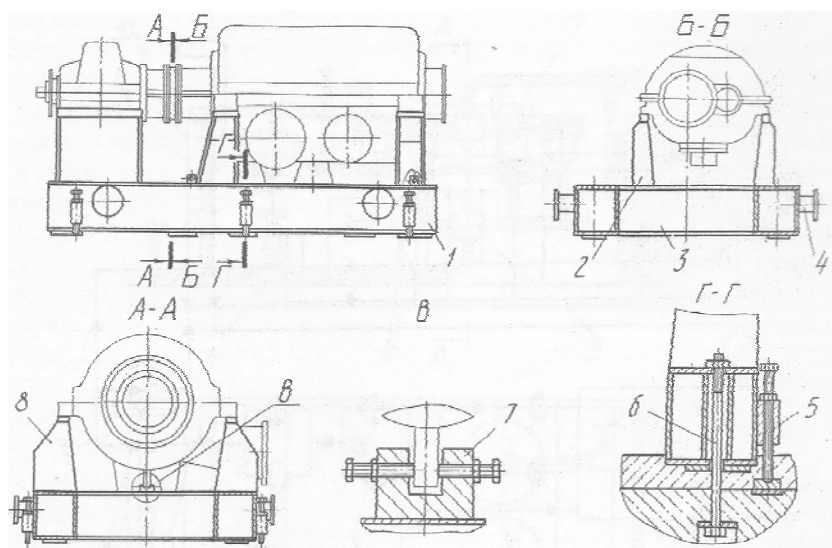


Рис. 4.11.1. Устройство рамы компрессорного агрегата.

4.12. Смазочные системы.

Смазка механизма движения. Система смазки подшипников всех валов компрессорной установки (включая двигатель), зубчатых зацеплений и муфт – принудительная, циркуляционная. Типичная схема представлена на рис. 4.12.1. Напорная линия: маслобак 1, насосы 10, охладители 9, фильтры 8, регулятор 7 (поддерживает давление 0,24 – 0,26 МПа), напорный коллектор 3. Насосы, охладители и фильтры сдублированы. Горячее масло из узлов трения сливается в коллектор 2 и возвращается в главный бак 1.

Аварийная система с баком 4, установленным на 5 м выше оси компрессора, предназначена для питания узлов трения в процессе выбега роторов в случае непредвиденного отключения (поломки) обоих насосов 10. Небольшое количество масла, поступающего через жиклер 5, непрерывно циркулирует через бак 4, поддерживая состояние готовности аварийной системы.

У промышленных ЦК с электроприводом на тихоходном валу мультипликатора устанавливают шестеренный масляный насос. При этом аварийная система с баком 4 не нужна.

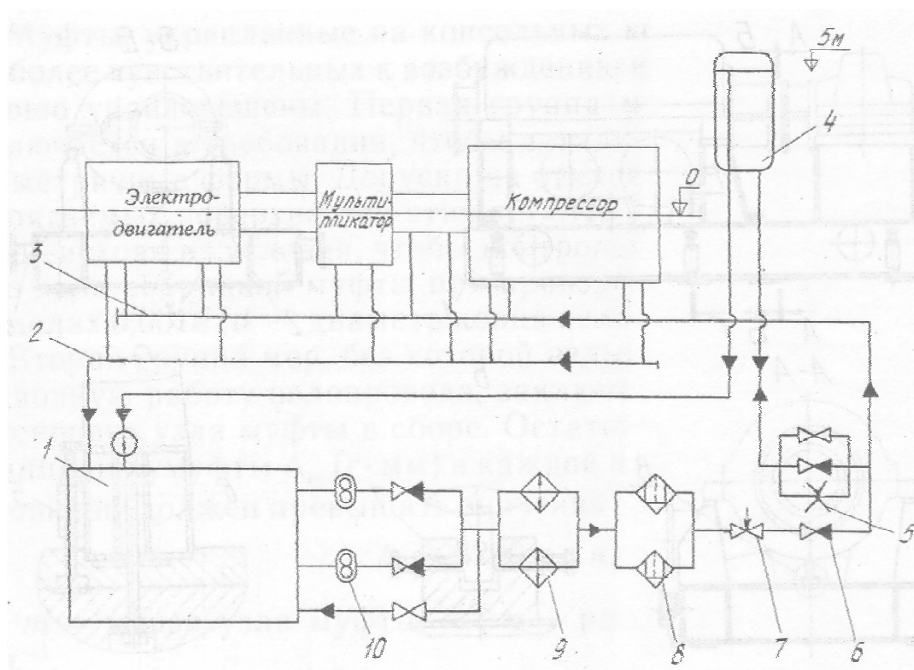


Рис. 4.12.1. Схема смазки механизма движения компрессорного агрегата:

1 – главный масляный бак; 2 – сливной коллектор; 3 – напорный коллектор; 4 – напорный бак; 5 – жиклер; 6 – обратный клапан; 7 – регулятор давления; 8 – фильтр; 9 – охладитель; 10 – масляный насос.

Масляная система концевых уплотнений. Для подготовки и подачи затворного масла в щелевые и торцовые уплотнения необходима специальная масляная система. Функциональные узлы системы питания уплотнений (СУ) монтируются на раме и образуют агрегат СУ. Затворное масло поступает из напорной линии системы смазки механизма движения во всасывающий коллектор рабочего и резервного насосов высокого давления. В зависимости от давления уплотняемо-

го газа применяются винтовые или плунжерные насосы (последний – для более высокого давления). Регулятор поддерживает необходимое давление в системе. В связи с особенно сложными условиями работы, система снабжена рабочим и резервным фильтрами тонкой очистки, которые задерживают механические частицы размером более 5 мкм.

Постоянный перепад давления между маслом в напорном коллекторе и уплотняемым газом обеспечивается давлением столба масла из напорного бака, устанавливаемого над компрессором – как на рис.4.12.1.

4.13. Межсекционное оборудование и коммуникации.

Газовая коммуникация. Функциональное назначение основных элементов газовой коммуникации промышленного ТК показано на рис. 4.13.1.

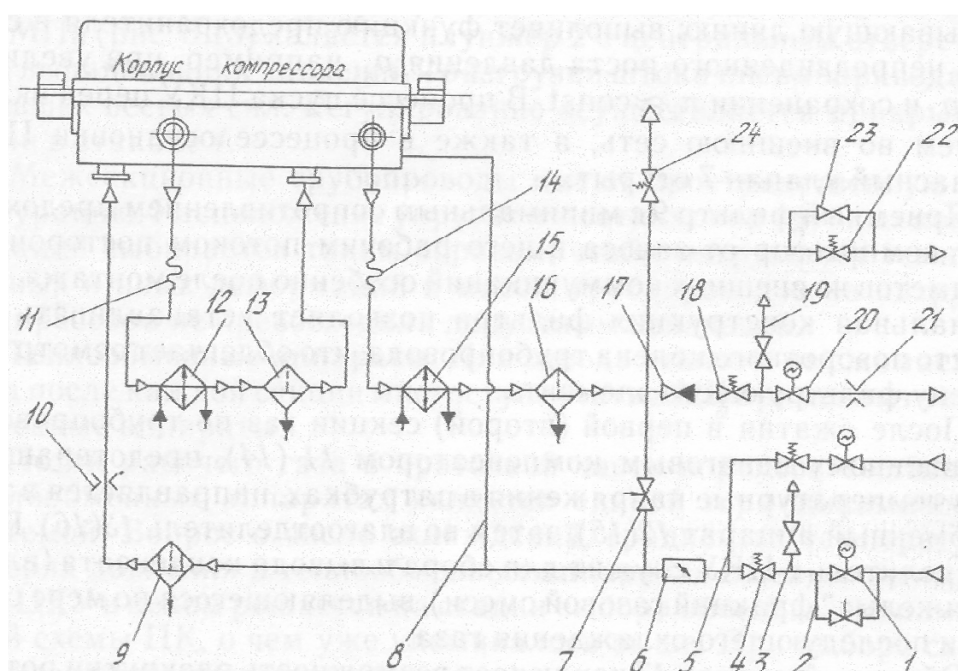


Рис. 4.13.1. Схема внутренней газовой коммуникации:

1, 20 - задвижка; 2 – обводная линия, 3, 19 – линия сброса утечек; 4, 18 – отсечной клапан; 5 – линия продувки; 6 – регулирующая дроссельная заслонка; 7 – байпасный клапан; 8 – уравнивающая линия думмиса; 9 – приемный фильтр; 10 – сужающее измерительное устройство; 11, 14 – сдвиговые компенсаторы деформаций; 12, 15 – теплообменные аппараты; 13, 16 - влагоотделители; 17 – обратный клапан; 21 – сужающее измерительное устройство; 22 – отсечной клапан;; 23 – вентиль обводной линии; 24 – предохранительный клапан.

Газовая коммуникация вместе с компрессором и межсекционным оборудованием образует внутренний контур, заполненный рабочим газом. От внешних газовых коммуникаций контур отделен электроприводными, управляемыми дистанционно задвижками 1 и 20, соответственно на всасывающей и нагнетательной линиях. Обводная линия 2 с ручным или дистанционно управляемым вентилем служит для постепенного заполнения контура рабочим газом перед пуском ТК. Ли-

ния 2 необходима для вакуум-компрессоров, дожимающих компрессоров, и в других случаях, так как дозирование потока при малых расходах задвижкой 1 затруднительно.

В ТК для кислорода, горючих и ядовитых газов задвижки 1 и 20 дублируются отсечными клапанами 4 и 18, оснащенные пневмоприводами с автоматическим управлением. Они предназначены для экстренного отсоединения контура от внешних газовых коммуникаций. Дополнительно предусматривается линия 5, по которой подается азот для предпусковой продувки контура или для вытеснения из контура рабочего газа после остановки ТК. На линии 5 устанавливаются задвижки с дистанционным управлением, а в кислородных компрессорах, кроме того, нормально закрытый отсечной клапан для экстренной подачи азота в случае загорания машины. Линии 3 и 19 с ручными вентилями служат для сброса стояночных утечек, связанных с возможной негерметичностью задвижек 1 и 20.

Регулирующая дроссельная заслонка 6 — орган автоматического изменения характеристик ТК в зависимости от технологического состояния сети, на которую работает компрессор. В момент пуска дроссельную заслонку прикрывают с целью разгрузки приводного двигателя.

Байпасный клапан 7 выполняет несколько функций: осуществляет антипомпажную защиту компрессора; при значительном сокращении потребления служит дополнительным (неэкономичным) средством регулирования путем перепуска части сжатого газа во всасывающую линию; выполняет функцию предохранителя в случаях непредвиденного роста давления. В процессе пуска ТК перед включением во внешнюю сеть, а также в процессе остановки байпасный клапан 7 открыт.

Приемный фильтр 9 с минимальным сопротивлением предохраняет компрессор от заноса в него рабочим потоком посторонних предметов из внешних коммуникаций особенно после монтажа. Рациональная конструкция фильтра позволяет устанавливать его вместо поворотного колена трубопровода, что облегчает осмотр или замену фильтрующего элемента.

После сжатия в первой (второй) секции газ по трубопроводу, оснащеному сдвиговым компенсатором 11(14), предотвращающим температурные напряжения в патрубках, направляется в теплообменный аппарат 12(15), затем во влагоотделитель 13(16). Влагоотделитель в ЦКУ служит для сбора и вывода конденсата (влаги и "тяжелых" фракций газовой смеси), выделяющегося по мере сжатия и последующего охлаждения газа. Обратный клапан 7 исключает возможность раскрутки ротора обратным потоком в тех случаях, когда при остановке ЦК запорная арматура 18 и 20 почему-либо не сработает. Подобные случаи наблюдались в практике. Сужающее устройство 21 необходимо для измерения расхода газа, отдаваемого потребителю. На линии сброса газа (на факел, на свечу или в специальный сбросной коллектор) предусмотрен отсечной клапан 22, открывающийся одновременно с закрытием отсечных клапанов 4 и 18. Вентиль 23 с ручным или дистанционным управлением необходим при наладке ЦКУ после монтажа или ремонта. В некоторых случаях во избежание непредвиденного повышения давления предусматривают предохранительный клапан 24.

В качестве отсечных клапанов применяют золотниковые клапаны или с поворотным дисковым затвором.

Наиболее надежными в широком диапазоне d_y , являются отсечные шаровые клапаны (рис.4.13.2), сравнительно недавно освоенные отечественным машиностроением. Эти клапаны отличаются низким коэффициентом сопротивления и минимальные перетечки рабочей среды, благодаря уплотнительному кольцу между корпусом 1 и шаровым полнопроходным клапаном 2. Быстродействующий пневмопривод 4 дублируется системой ручного управления.

Дроссельная заслонка (рис. 4.13.3) имеет рабочий орган в виде диска 3, закрепленного на приводном валу 4. Ось поворачивается посредством пневмопривода 2. Регулирование осуществляется изменением сечения серповидных щелей между диском 3 и корпусом 1, путем дросселирования потока и получения требуемого давления потока после заслонки.

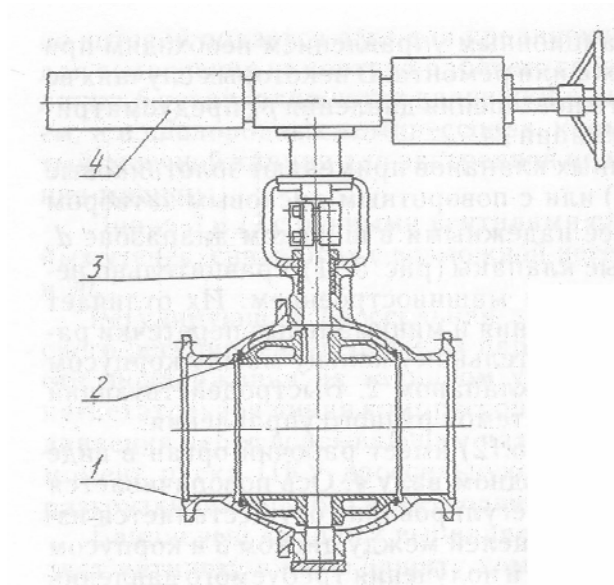


Рис. 4.13.2 Отсечной шаровой клапан:

1 - корпус; 2 – шаровой затвор; 3 – уплотнительный узел; 4 – пневмопривод.

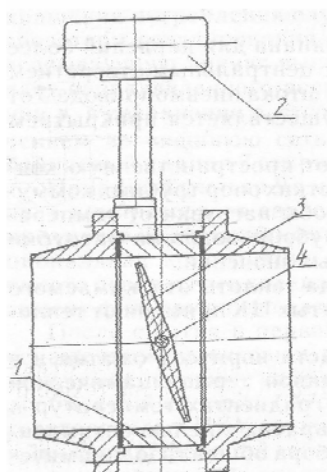


Рис. 4.13.3. Дроссельная заслонка: 1 - корпус; 2 - пневмопривод; 3 – регулирующий диск; 4 – приводной вал.

Рабочим органом регулирующего клапана для давлений более 1,6 МПа (рис. 4.13.4) является плунжер 2 с центральным отверстием для выравнивания давлений и разгрузки штока пневмопривода 3 от больших осевых сил. Регулирование осуществляется прикрытием щели в стакане 4.

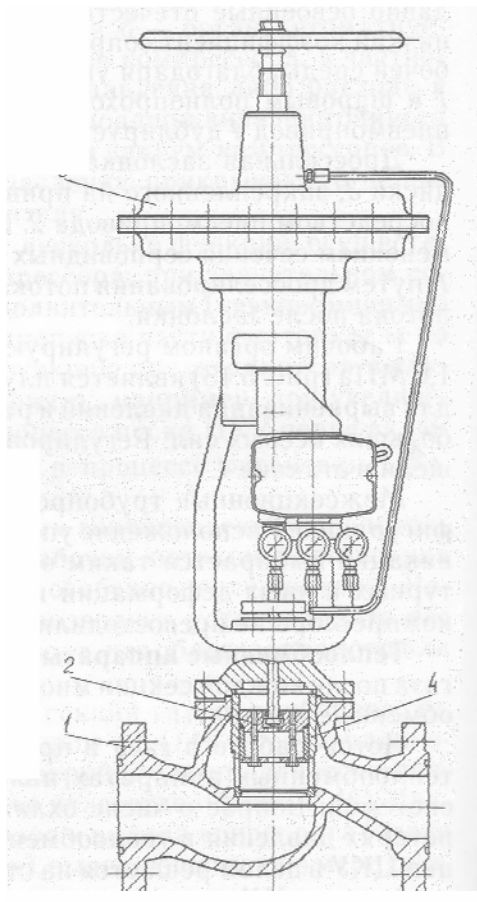


Рис. 4.13.4. Регулирующий клапан:

1 - корпус; 2 - плунжер; 3 - пневмопривод; 4 – стакан.

Межсекционные трубопроводы имеют пространственную конфигурацию. Расположение упругих и жестких опор трубных коммуникаций выбирается таким образом, чтобы нагрузки от температурных и иных деформаций и массы трубопроводов на патрубки компрессора не превосходили допустимых значений. Скорости движения газа в коммуникациях должны быть небольшими для снижения потерь давления – 15 – 30 м/с.

4.14. Системы автоматизации (СА).

Основные функции СА на примере промышленных ЦК:

1. Представление информации о параметрах рабочего газа, о состоянии механизмов и оборудования, о положении рабочих органов трубопроводной арматуры и т. п., что позволяет оператору в любой момент эксплуатации судить о состоянии установки. Информация выдается в виде показаний отдельных приборов на щитах СА, либо отображения информации на видеоконтрольном устройстве (дисплее) микропроцессорных средств.

Объектами информации являются, например, температуры и давления газа на линиях всасывания и нагнетания секций корпусов сжатия, амплитуды вибраций роторов, расход газа, температуры и давления масла в напорных коллекторах и т. п.

В современных микропроцессорных СА предусматривается анализ информации по заданному алгоритму, учитывающему взаимобусловленность различных параметров, с выдачей (текстом) прогноза о состоянии ЦКУ и рекомендаций оператору.

2. Управление и регулирование ЦКУ. Функция управления включает в себя процедуры пуска или отключения главного двигателя и приводов всех вспомогательных агрегатов и механизмов. Нормальная остановка ЦКУ проводится в автоматическом режиме с заданной последовательностью операций. Аварийная остановка (по сигналу "авария") осуществляется, в основном, по "нормальной" программе с некоторыми дополнениями.

Функция автоматического регулирования заключается в стабилизации и поддержании в установленных пределах целевых параметров: расхода и (или) давления, а также определяющих параметров систем, обеспечивающих нормальную работу ТК: систем смазки, питания уплотнений, охлаждения и т. д.

3. Защита ТК от аварийных режимов. Существует перечень параметров, отклонение которых от установленных пределов приводит к предаварийному или аварийному режимам ТК: "Перечень защит".

По параметрам "предупредительной" группы «перечня» со щита СА подается световой и звуковой сигналов, с одновременным указанием неисправного параметра, предупреждающих о необходимости срочных мер (ремонта или замены узлов, включение резервных механизмов и т. п.), или подготовке к остановке машины.

При достижении предельных значений хотя бы одним из параметров второй группы защит система СА немедленно выполняет "аварийную" остановку ЦКУ, сопровождаемую штатными процедурами нормальной остановки. Одновременно срабатывает сигнализация и запоминается параметр, по которому произошло отключение.

4. Антипомпажная защита. Во избежание поломки ТК помпаж должен быть предотвращен путем своевременного приоткрытия байпасного или сбросного клапана.

На рис. 4.14.1 показана наиболее распространенная схема антипомпажной защиты. Каждому положению дроссельной заслонки соответствует определенная характеристика компрессора со своими значениями минимально допустимого расхода $\bar{V}_{\min}$ и максимально допустимого повышения давления $\Delta p_{\max}$. Сигнал на начало открытия байпасного клапана 3 поступает от регулятора 5, получающего сигналы от приборов 6 и 4, регистрирующих соответственно расход $\bar{V}_H$ и перепад давления на первом РК. С приоткрытием байпасного клапана часть потока начинает циркулировать по байпасной линии, поэтому расход $\bar{V}_H$ через компрессор возрастает без изменения расхода газа в сеть. Рабочая точка характеристики смещается вправо ($\bar{V}_H > \bar{V}_{H\min}$) и помпаж прекращается.

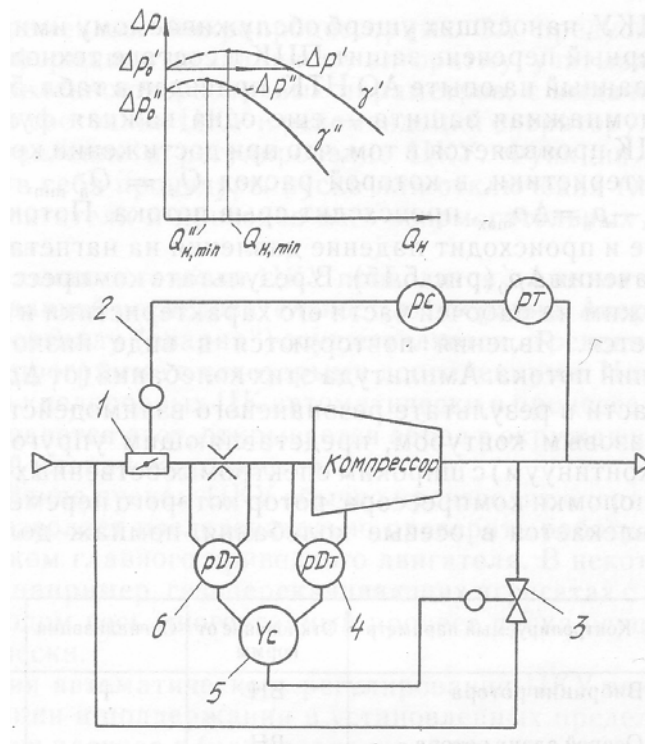


Рис. 4.14.1. Схема антипомпажной защиты и характеристика компрессора: 1 – дроссельная заслонка; 2 – контур регулирования; 3 – байпасный клапан; 4 – преобразователь перепада давления в первом РК; 5 – регулятор соотношения; 6 – преобразователь перепада давления на сужающем устройстве; $\Delta p'$, $\Delta p''$ – давления при разных углах γ' , γ'' при закрытии дроссельной заслонки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Берман Я.А., Маньковский О.Н., Марр Ю.Н., Системы охлаждения компрессорных установок. Л.: Машиностроение, 1984. 227 с.
2. Брусиловский И.В. Аэродинамические расчеты осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение, 1986. – 288 с.
3. Бунимович А. И., Святогор А. А. Обобщение результатов исследования плоских компрессорных решеток при большой дозвуковой скорости. - Лопаточные машины и струйные аппараты, Сб. статей, Вып.2. М.: Машиностроение 1967 с.с. 5-66.
4. Гофлин А.П. Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок. М.-Л.: Машгиз. 1959. 303 с.
5. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М: Машиностроение. 1975. 560 с.
6. Комаров А. П. Исследование плоских компрессорных решеток. - Лопаточные машины и струйные аппараты, Сб. статей, Вып.2. М.: Машиностроение 1967 с. с. 67-110.
7. Методика аэродинамического расчета проточной части осевого компрессора для стационарных установок. РТМ 24.020.17-73. МТЭТМ. М. 1973. с. 205.
8. Мигай В.К., Гудков Э.И. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин. Л: Машиностроение. 1981. 272 с.
9. Раер Г.А. Динамика и прочность центробежных компрессорных машин. Л.: Машиностроение, 1968, 258с.
10. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. –М. – Л.: Машиностроение. 1981 – 335с.
11. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. – Л.: Машиностроение. 1982 – 271с.
12. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б., Анисимов С.А. и др. Под общей редакцией К.П. Селезнева Теория и расчет турбокомпрессоров (учебное пособие для студентов ВУЗов).– Л.: Машиностроение. 1986 – 392с.
13. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. М: Машиностроение. 1969. 544 с.
14. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под ред. Ю.Б.Галеркина. СПб., НПК СПбГПУ, 2005 – 496с.
15. Холщевников К.В. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение. 1970. 610 с.
16. Центробежные вентиляторы. Под ред. Т.С. Соломаховой. М. «Машиностроение», 1975, 416 с.
- 17.Шнепп В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. –М. – Л.: Машиностроение. 1991 – 240с.
18. Howell A.R. Fluid dynamics of axial compressors. Proc. Inst. Mech. Eng.,153. London. 1945. pp. 441- 452.