

8. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР

8.1. ПРИЧИНЫ ПРИМЕНЕНИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО СЖАТИЯ

Недостаточность теоретического напора одной ступени. Многоступенчатый ТК – это компрессор, в котором газ последовательно поступает из одной ступени в другую. Ряд таких машин представлен на рисунках в разделе 1.3. Основная причина применения последовательного сжатия – невозможность получить заданное конечное давление в одной ступени.

Допустим, требуется воздушный осевой компрессор с отношением давлений $\pi=6,5$. При начальной температуре 293К и высоком политропном КПД 90% необходимая удельная работа равна

$$H_T = \frac{k}{k-1} RT_n \left(\pi^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right) = 238900 \text{ Дж/кг.}$$
 На рис. 6.8.2 приведены

характеристики модельной ступени К-50-1. При максимальной окружной скорости 280 м/с на режиме максимального КПД ее коэффициент теоретического напора равен $\psi_{Tn} = \bar{c}_{u2n} - \bar{c}_{u1n} = 0,225$ (на графиках для модельных ступеней в разделе 6.8 приведены удвоенные значения). При этих условиях ее теоретический напор равен $h_T = \psi_{Tn} u_n^2 = 17640 \text{ Дж/кг}$. Если все последовательно расположенные ступени развивают такой же напор, для получения заданного отношения давлений потребуется $z_{cm} = \frac{H_T}{h_T} \approx 14$ ступеней.

У осевых компрессоров с большим отношением давлений число ступеней может достигать трех десятков. Центробежные ступени имеют более высокие коэффициенты напора, и могут работать при больших окружных скоростях. Но и их количество в промышленных ЦК может достигать двух десятков (в трех – четырех отдельных корпусах, как на рис. 1.3.10) при необходимости получить большое отношение давлений.

Оптимизация безразмерного числа оборотов ступеней. Вторая причина применения двух – трех ступеней ЦК вместо одной может быть связана с желанием обеспечить оптимальное безразмерное число оборотов

ступеней $K_n = 2\sqrt{\pi} * n \frac{(\bar{V}_0^*)^{0,5}}{h_T^{0,75}} = \frac{\Phi^{0,5}}{\psi_T^{0,75}}$ – (формула 5.5.1). Это актуально,

когда задана ограниченная скорость вращения ротора. Например, у типичного линейного нагнетателя природного газа с небольшим

отношением $\pi=1,44$ теоретический напор имеет порядок 48000 Дж/кг. При типичном коэффициенте напора ступеней таких нагнетателей $\psi_{T\text{ расч}} = 0,50$ при одной ступени потребовалась бы окружная скорость 310 м/с, что при скорости вращения 5200 об/мин соответствует диаметру РК примерно 1,15 м.

Условный коэффициент расхода такого РК при объемной производительности 7,5 м³/с равен $\Phi_{\text{расч}} \approx \frac{4\bar{V}_n}{\pi D_2^2 u_2} \approx 0,023$. Известно, что центробежные ступени с $\Phi_{\text{расч}} < 0,045 - 0,050$ не могут иметь высокий КПД. К тому же очень большой диаметр РК вызывает конструктивные и эксплуатационные неудобства. Подобные машины делают двухступенчатыми, иногда трехступенчатыми, именно для обеспечения оптимальной быстроходности ступеней, что способствует получению высокого КПД и приемлемых радиальных размеров.

Необходимость промежуточного охлаждения. Так называемые воздушные центробежные компрессоры общего назначения, с отношением давлений $\pi = 8,0 - 10,0$ (обслуживание пневматических систем и некоторых технологических процессов) гипотетически было бы возможно сделать одноступенчатыми с применением форсированных сверхзвуковых ступеней. Одной из причин нерациональности такого решения явилась бы невозможность осуществить промежуточное охлаждение воздуха для уменьшения работы сжатия. При таком охлаждении газ выводится из проточной части и его температура понижается в специальных теплообменниках (подробнее – в разделе 8.7). Промежуточное охлаждение применяется во многих случаях, не только в воздушных ЦК.

Многопоточные ТК. В многопоточных ТК сжатие газа осуществляется в параллельно работающих проточных частях. Если быстроходность ступеней ТК выходит за верхние пределы, заданный расход газа можно разделить на два (редко более двух) параллельных потока. Пример на рис. 1.3.5 а демонстрирует наиболее типичное решение для одноступенчатого промышленного центробежного компрессора. По такой же схеме выполнялись центробежные компрессоры первых турбореактивных двигателей боевых самолетов середины прошлого столетия (Нин Роллс-Ройс – Великобритания, РД-45, ВК-1 - СССР и др.) – рис. 8.1.1.

Двухпоточное исполнение уменьшает радиальные размеры в отношении $\sqrt{2}$, что жизненно важно для авиационных ТРД. Это важно и для больших ЦК, транспортировка которых к месту эксплуатации может быть очень затруднена. Многопоточные ТК могут быть и многоступенчатыми.

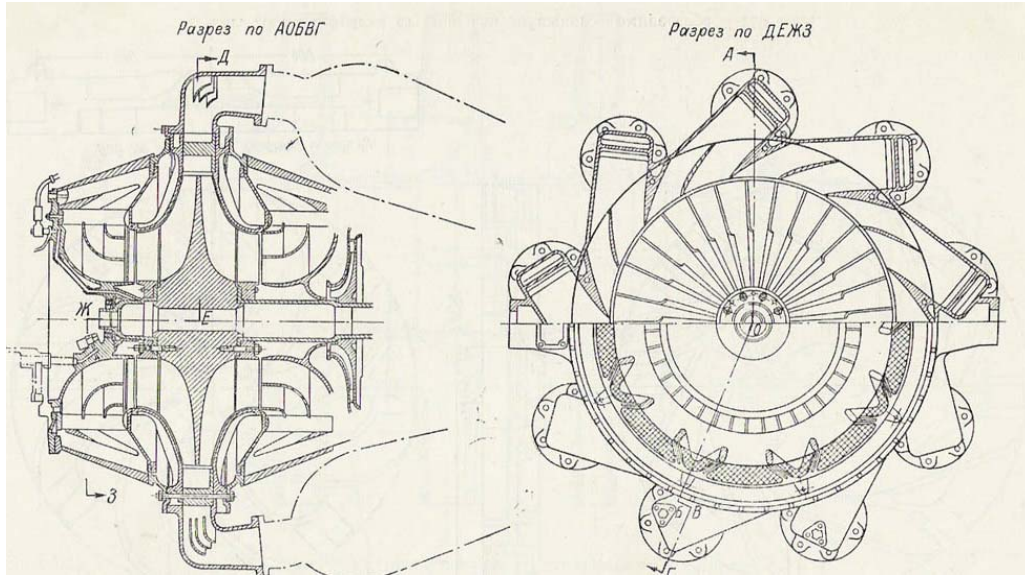


Рис. 8.1.1. Центробежный компрессор турбореактивного двигателя с двухсторонним входом

Организация рабочего процесса многопоточных ТК в принципе не отличается от однопоточных машин и далее отдельно не рассматривается.

8.2. СХЕМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Общие положения. По мере сжатия газа в прочной части объемный расход уменьшается пропорционально росту плотности газа $\bar{V}_i = \frac{\bar{m}}{\rho_i}$, где i – номер ступени в проточной части. Объемный расход перед рабочим колесом ступени равен $\bar{V}_i = \frac{\bar{m}}{\rho_i} = c_{zi} f_i = \varphi_i u_i 2\pi r_i l_i = \omega \varphi_i 2\pi r_i^2 l_i$, или

$$\frac{\bar{V}_i}{\bar{V}_1} = \frac{\varphi_i r_i^2 l_i}{\varphi_1 r_1^2 l_1} \quad (8.2.1)$$

где $l_i = (r_n - r_{sm})_i$ – высота лопатки рабочего колеса, $r_i = 0,5(r_n + r_{sm})_i$ – среднеарифметический расчетный радиус.

Уменьшение высоты лопаток по отношению к первой ступени:

$$\frac{l_i}{l_1} = \frac{\rho_1 \varphi_1 \left(\frac{r_1}{r_i}\right)^2}{\rho_i \varphi_i} = \frac{\rho_1 \varphi_1 \left(\frac{r_{1n} + r_{1sm}}{r_{in} + r_{ism}}\right)^2}{\rho_i \varphi_i} \quad (8.2.2)$$

Уменьшение объемного расхода ступеней, последовательно расположенных на одном валу и вращающихся с одинаковой частотой ω можно осуществить:

- за счет уменьшения осевой скорости, что ведет к уменьшению коэффициента расхода. На рис. 6.8.2 – 6.8.4 представлены достаточно типичные примеры модельных характеристик ступеней ОК.

Коэффициенты расхода $\varphi_{н\text{ расч}} = \frac{c_{zcp}}{u_n} \approx 0.40$ близки к минимальному пределу.

Чем меньше коэффициент расхода, тем меньше угол выхода потока β_2 . Это увеличивает коэффициент потерь (формула (6.3.10)). Снижение осевой скорости по длине проточной части обычно делается, но в ограниченных пределах. Этого недостаточно для снижения объемного расхода, как того требует формула (8.2.1),

- за счет уменьшения высоты лопаток l последовательно расположенных ступеней. Уменьшение высоты лопаток с ростом номера ступеней всегда делается в промышленных и транспортных ОК.

В соответствии со способом изменения высоты лопаток различаются два основных типа проточной части (рис. 8.2.1):

- с постоянным наружным диаметром $D_n = const$, за счет увеличения диаметра втулки, что сопровождается увеличением среднего расчетного диаметра,

- с постоянным диаметром втулки $D_{em} = const$, за счет уменьшения наружного диаметра, при котором происходит уменьшение среднего расчетного диаметра.

Оба типа проточной части различаются газодинамическими и конструктивно-технологическими свойствами, определяющими области применения.

У проточной части с $D_n = const$ уменьшение высоты лопатки с ростом номера ступени более сильное, чем при $D_{em} = const$. При значительном отношении давлений уменьшение высоты лопаток препятствует получению высокого КПД. В разлде 6 показано, что потери на ограничивающих поверхностях (включая вторичные) растут с

уменьшением удлинения лопаток $\frac{l}{B}$. Это отношение у коротких лопаток концевых ступеней не может быть большим, так как в противном случае их хорда была бы слишком маленькой. Число лопаток растет с

уменьшением хорды: $z = \frac{2\pi r_i}{(0,7-1,0)B}$, где $t = (0,7 - 1,0) \frac{t}{B}$ –

рекомендованное значение относительного шага.

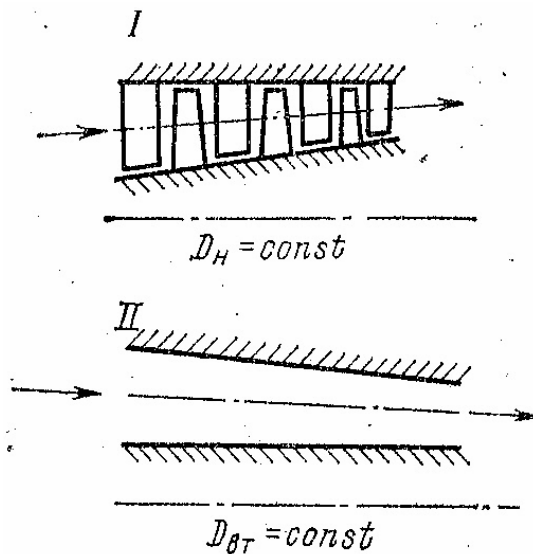


Рис. 8.2.1. Два основных типа проточной части осевого компрессора

Прочность лопаток маленьких сомнительна. Есть опасность выхода за критическую границу числа Рейнольдса (формула (6.5.9)). Поэтому при сильном уменьшении высоты лопаток по сравнению с первой ступенью приходится применять малые удлинения $\frac{l}{B} \approx 1,0$ и даже меньше. В этом случае КПД концевых ступеней пониженный. У коротких лопаток, вне зависимости от удлинения, больше относительная величина радиального зазора. Как известно, при $\frac{\delta_r}{l} > 0,01$ следует опасаться быстрого роста потерь из-за перетекания газа с передней поверхности лопаток на заднюю поверхность. Таким образом, при значительном изменении плотности газа, проточная часть с $D_{em} = \text{const}$ может быть предпочтительной.

Выбор типа проточной части при индивидуальном проектировании ступеней. Если ступени ОК проектируются индивидуально (например, с первичным проектированием по испытаниям плоских решеток, описанным в разделе 6), нужно принимать во внимание разное изменение среднего расчетного радиуса у рассматриваемых типов проточной части. В проточной части с $D_n = \text{const}$ расчетная окружная скорость растет с ростом номера ступени, что позволяет подводить большую механическую работу и уменьшить число ступеней.

Расходная составляющая скорости в проточной части ОК равна или немного меньше значения расходной скорости у первой ступени $c_{zi} \leq c_{z1}$. Это значит, что при $D_n = \text{const}$ коэффициенты расхода уменьшаются с ростом номера ступени. При прочих равных условиях меньшим

коэффициентам расхода соответствуют меньшие коэффициенты напора. Расчеты показывают, что первая тенденция преобладает. При прочих равных условиях ОК с проточной частью $D_n = const$ могут иметь примерно на 15% меньше ступеней, чем при $D_{em} = const$.

По конструктивно-технологическим особенностям ПЧ с $D_{em} = const$ подходит мало форсированным промышленным ОК с роторами барабанного типа, выполняемыми из кованных заготовок – примеры на рис. 8.2.2, 8.2.3.

Цилиндрическая форма таких роторов проста. Выполнение проточной с $D_n = const$ с такими роторами разумеется возможно – рис. 8.2.4. Правда ротор конической формы кажется нелогичным, хотя бы из-за большого количества металла, снимаемого при механической обработке кованой заготовки.

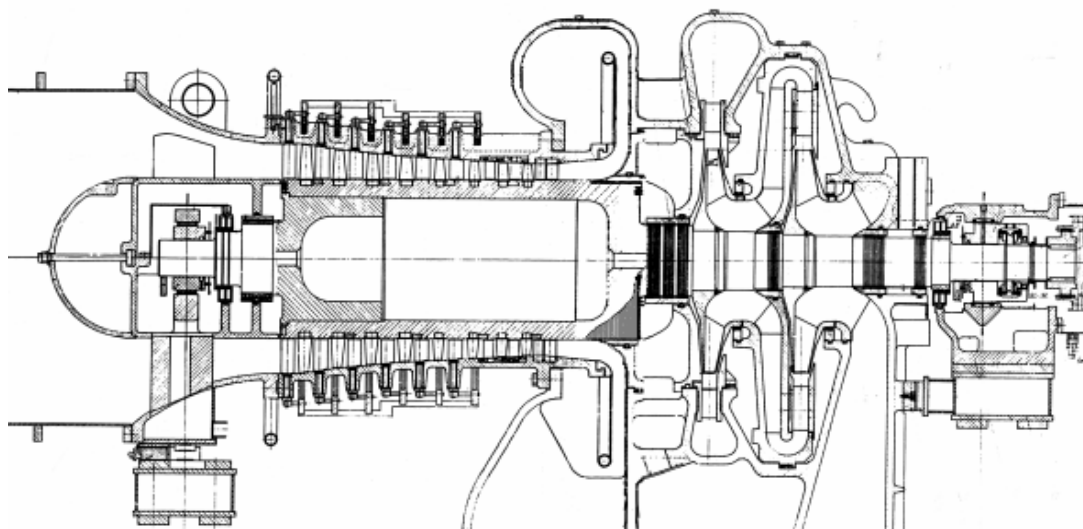


Рис. 8.2.2. Осецентрибежный компрессор с промежуточным охлаждением между осевой и центробежной частью (лопатки направляющих аппаратов осевого компрессора – поворотные). Пример составного барабанного ротора

Корпуса промышленных ОК, как правило, выполняются из чугунных отливок. Их коническая форма при проточной части $D_{em} = const$ легко выполнима. По конструктивно – технологическим особенностям проточные части ОК с барабанными роторами почти всегда выполняются с постоянным втулочным диаметром.

Роторы транспортных ОК делают дисково-барабанными. Диски каждой ступени воспринимают центробежную нагрузку от рабочих лопаток, а их кольцевые наружные участки соединяются (механически или

сваркой) образуя коническую или цилиндрическую оболочку (барабан). Это придает ротору необходимую жесткость. При такой конструкции ротор с любым типом проточной части выполняется одинаково легко. Сварно-штампованным корпусам транспортных ОК также нетрудно придать любую нужную форму, поэтому на первый план выходят газодинамические и компоновочные соображения.

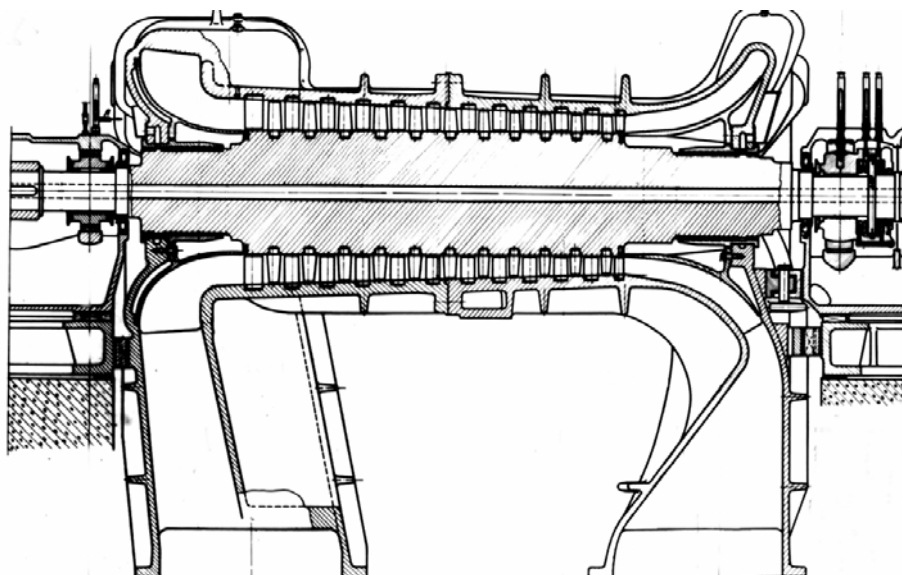


Рис.8.2.3. Компрессор высокого давления ГТ-700-12 (Невский Завод). Ротор барабанного типа из цельной поковки

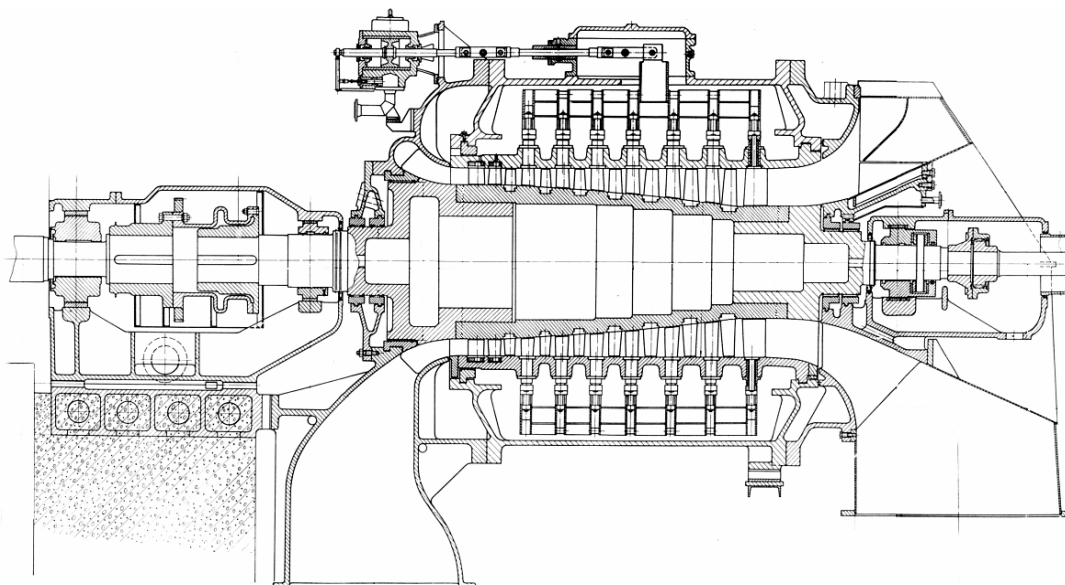


Рис.8.2.4. Цилиндр низкого давления доменного компрессора К-12600. Составной ротор барабанного типа. Проточная часть с $D_n = const$

На рис. 1.3.2 и 1.3.3 показаны разрезы турбореактивных двигателей с характерной для современных машин схемой. У двигателя на рис. 1.3.2 после компрессора низкого давления (слева от вертикального вала привода вспомогательных механизмов) воздух делится на два потока. Поток вдоль втулки идет на вход в компрессор высокого давления и далее в камеру сгорания, турбину высокого давления, турбину низкого давления (каждая из турбин приводит во вращение одноименный компрессор) и в реактивное сопло. Поток вдоль наружной поверхности движется в концентричном наружном канале в свое концентричное реактивное сопло, увеличивая тягу двигателя. У двигателя на рис. 1.3.3 основная тяга создается потоком воздуха, создаваемого периферийной частью длинных лопаток первых ступеней. Вентилятором у таких двигателей называют одну – три первые ступени, после которых поток разделяется на две части, подобно тому, как он разделялся в двигателе на рис. 1.3.2 после ОК высокого давления.

В связи с рассматриваемой темой обратим внимание на комбинированную форму проточной части. В первой части ОК низкого давления применена проточная часть с $D_n = const$. Затем тип проточной части меняется на $D_{см} = const$, что делается в угоду газодинамической целесообразности. У ОК высокого давления снова применена проточная часть с $D_n = const$.

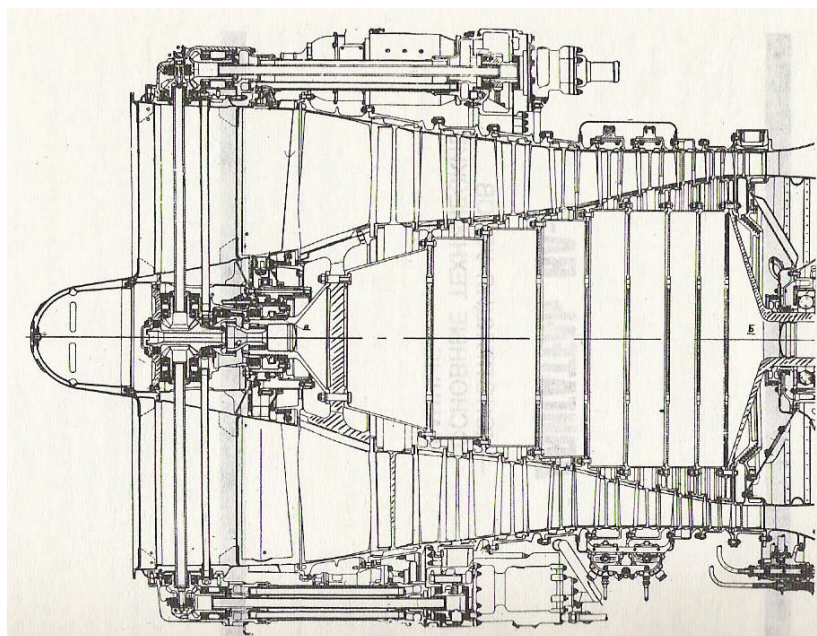


Рис. 8.2.5. Разрез осевого компрессора турбореактивного двигателя ВД-7 с проточной частью комбинированного типа

На рис. 8.2.5 показан разрез ТРД ВД-7М, у осевого компрессора которого проточная часть так же комбинированного типа [12].

На рис. 8.2.6 показана схема двухконтурного двухвального ТРД с приводом вентилятора и компрессора низкого давления через редуктор от вала ОК высокого давления [6].

У КНД на рис. 8.2.6 форма проточной части выбрана из компоновочных соображений, так как внутри ротора расположен редуктор для его же привода.

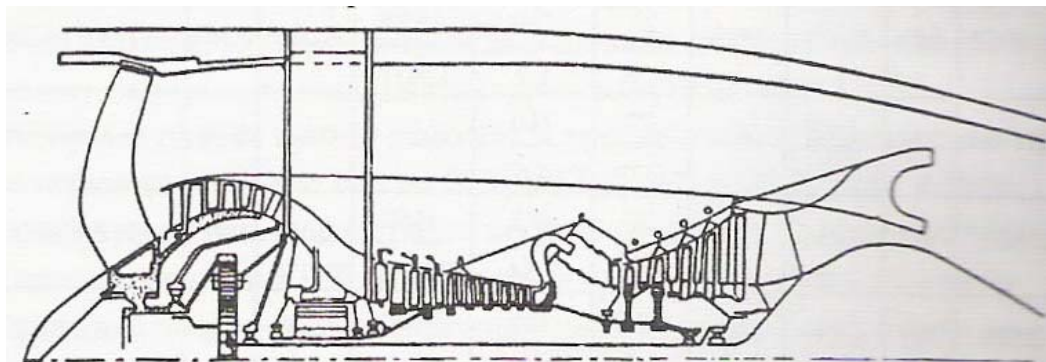


Рис. 8.2.6 Схема двухконтурного двухвального турбореактивного двигателя с приводом вентилятора и компрессора низкого давления через редуктор от вала осевого компрессора высокого давления

Специфика ПЧ, составленных из ступеней с постоянным расчетным диаметром. Данные по модельным ступеням и методика газодинамического расчета, которые нашли применение в отечественной практике, представлены в [8]. Исходных модельных ступеней всего пять. Каждая испытана при нескольких значениях высоты лопаток. Варианты получены из исходной ступени укорочением высоты лопаток:

- со стороны периферии, что дает возможность составить проточную часть с $D_{\text{вн}} = \text{const}$ из ступеней с разной высотой лопаток,
- со стороны втулки, что дает возможность составить проточную часть с $D_{\text{н}} = \text{const}$.

Особенность выбора типа проточной части при этом связана с тем, что расчетный радиус r_p , который определяет напор ступени, не зависит от способа укорочения лопатки.

При подрезке с периферии у РК удаляются элементарные решетки с малой густотой, слабо изогнутыми, относительно тонкими профилями. При такой подрезке $D_{\text{н}} \rightarrow 2r_{\text{расч}}$.

При подрезке со стороны втулки у РК удаляются элементарные решетки с большой густотой, сильно изогнутыми, более толстыми профилями. При такой подрезке $D_{\text{см}} \rightarrow 2r_{\text{расч}}$.

Как известно, напор у всех элементарных решеток РК должен быть одинаков, $h_T = f(r) = \psi_{T_{\text{расч}}}(\omega r_{\text{расч}}^2) = \text{const}$. Так как величина расчетного радиуса не зависит от способа подрезки, тип проточной части ОК, составленной из производных модельной ступени, непосредственно на напор компрессора не влияет. Это одна специфическая черта.

Вторая специфическая черта – влияние типа проточной части на крутизну газодинамических характеристик. При типе проточной части с $D_{\text{см}} = \text{const}$ рабочие лопатки последовательно расположенных ступеней все более толстые, а лопаточные решетки более густые. Газодинамические характеристики таких решеток более пологие. Это иллюстрирует, в частности, рис. 8.2.7.

Очевидно также, что укороченные со стороны периферии более толстые лопатки РК прочнее. Более длинные лопатки концевых ступеней при $D_{\text{см}} = \text{const}$ должны способствовать уменьшению концевых потерь. В то же время сильно изогнутые толстые лопатки густых решеток могут иметь большие профильные потери. Влияние выбора проточной части с $D_{\text{см}} = \text{const}$, или с $D_{\text{н}} = \text{const}$ на КПД многоступенчатого компрессора зависит от конкретных параметров.

Если высота лопаток меняется в пределах проточной части относительно несильно, при проектировании с использованием модельных ступеней и их производных принимают одинаковой хорду лопаток всех ступеней. При этом стараются не получить удлинение лопаток последнего РК не менее $l/B \approx 1,0$. Например, у компрессора ГТД ГТ-600-1.5 Невского завода (г.в. 1958, отношение давлений 3,5) одинаковая хорда лопаток $B = 0,040\text{ м}$ у всех 16 ступеней. Удлинение лопаток последнего РК равно $l/B = 1,19$. У этого, и подобных компрессоров все рабочие лопатки имеют одинаковую форму и размеры, за исключением наружного диаметра. Это позволяет использовать при изготовлении одинаковые заготовки, один и тот же копир при механической обработке профилей на копировальных станках, один комплект контрольных шаблонов, и пр. В условиях небольшой серийности производства подобная унификация дает большой эффект.

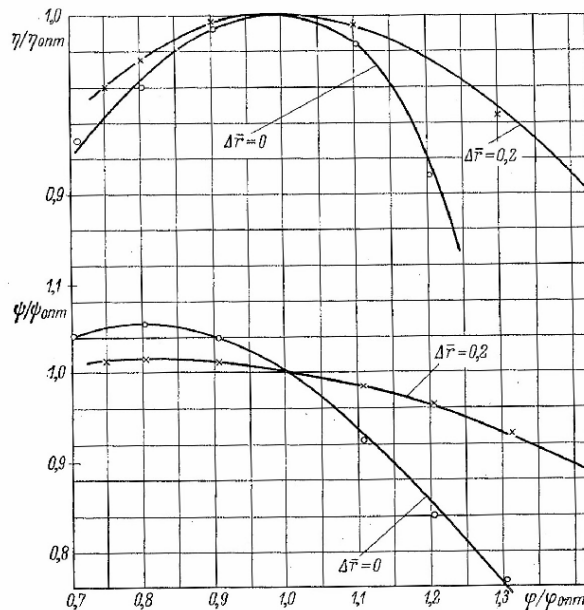


Рис. 8.2.7. Сопоставление формы характеристик исходной модельной ступени К-100-2Л ($\Delta r = 0$) и ее варианта с лопатками, укороченными на 20% со стороны периферии ($\Delta r = 0,2$) [8]

Если при одинаковой хорде лопаток их удлинение на последней ступени слишком мало, в пределах проточной части ступени разбиваются на две – три группы с одинаковыми хордами для частичной унификации. Например, у компрессора ГТНР-16 Невского завода (г.в. 1993, отношение давлений 7.0) хорда лопаток первой группы равна $B = 0,094\text{ м}$, а у последней – $B = 0,055\text{ м}$. При этом удлинение лопаток РК последней, тринадцатой ступени равно $l/B = 1,08$.

Приведенные примеры одновременно демонстрируют прогресс в повышении напорности ступеней. У компрессора 1993 г.в. вдвое большее отношение давлений достигается при числе ступеней на три меньше, чем у ОК 1958 г.в.

Осецентрибежные компрессоры. Один из способов избежать трудности, связанные с малой длиной концевых ступеней – это замена последних осевых ступеней ступенью центробежной. Пример показан на рис. 1.3.9. В данном случае по напору центробежная ступень (проект и отработка модельной ступени выполнены кафедрой компрессоростроения ЛПИ) заменяет три осевых ступени. Эффективность центробежной ступени меньше, чем обычно из-за большого втулочного отношения и не оптимально большой осевой скорости на входе в РК. Оба обстоятельства вызваны необходимостью согласования с предшествующей осевой ступенью. Однако применение концевой центробежной ступени повышает

КПД компрессора в целом, так как ее применение делает ненужным обычное выходное устройство ОК. Потери в ВУ обычного типа высоки, как показано ниже. Осевые размеры осецентрированных ОК меньше, чем обычных.

Осецентрированные компрессоры с концевой центробежной ступенью применяются так же в ГТД средней и малой мощности, в том числе и в транспортных (вертолетные, танковые).

На рис. 8.2.2 показан осецентрированный компрессор, в котором осевая и центробежная части разделены промежуточным охлаждением. В этом случае применение центробежных ступеней оправдано тем, что после газоохладителя объемный расход сильно уменьшается.

8.3. СХЕМЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Как и у осевых компрессоров, уменьшение объемного расхода последующих ступеней требует уменьшения проходных сечений. Объемный расход уменьшается с ростом давления в проточной части. Из уравнения расхода, определяемого через условный коэффициент расхода следует:

$$\bar{V}_i = \frac{\bar{m}}{\rho_{0i}^*} = \Phi_i \frac{\pi}{4} D_{2i}^2 u_{2i}. \quad (8.3.1)$$

Так как $u_2 = \omega \frac{D_2}{2}$:

$$\bar{V}_{i \text{ расч}} = \frac{\bar{m}_{\text{расч}}}{\rho_{0i \text{ расч}}^*} = \Phi_{i \text{ расч}} \frac{\pi}{8} D_{2i}^3 \omega_i. \quad (8.3.2)$$

Коэффициенты расхода последовательно расположенных ступеней по отношению к коэффициенту расхода первой ступени равны:

$$\Phi_{i \text{ расч}} = \Phi_{1 \text{ расч}} \frac{\rho_{01 \text{ расч}}^*}{\rho_{0i \text{ расч}}^*} \left(\frac{D_{21}}{D_{2i}} \right)^3 \frac{\omega_1}{\omega_i}. \quad (8.3.3)$$

Две рассматриваемые ниже схемы относятся к ЦК, рабочие колеса которых расположены на одном валу. Они вращаются с одинаковой окружной скоростью $\omega_i = \omega_1$.

Схема проточной части с одинаковыми диаметрами рабочих колес. Такая схема часто применяется в силу конструктивных и технологических преимуществ. Если окружная скорость ограничена соображениями прочности и надежности, то при такой схеме количество ступеней получается наименьшим.

При схеме $D_2 = const$ коэффициенты расхода последовательно расположенных ступеней по отношению к коэффициенту расхода первой ступени равны $\Phi_{i\text{расч}} = \Phi_{1\text{расч}} \frac{\rho_{01\text{расч}}^*}{\rho_{0i\text{расч}}^*}$, т.е. коэффициенты расхода ступеней

$\Phi_{i\text{расч}}$ уменьшаются с ростом их номера обратно пропорционально росту плотности газа на входе в ступень.

Влияние расчетного значения условного коэффициента расхода на форму проточной части и КПД центробежной ступени рассмотрено в ч. 7. У многоступенчатых ЦК значения $\Phi_{i\text{расч}}$ концевых ступеней часто выходят за минимальные пределы, при которых может быть получен высокий КПД. Для примера рассмотрим промышленный воздушный компрессор с отношением давлений $\pi=5$ кг/с и мощностью примерно 1000 кВт. При умеренном коэффициенте напора $\psi_{T\text{расч}}=0,57$ и окружной скорости 270 м/с для получения нужного отношения давлений требуется пять ступеней, основные параметры которых заимствованы из выходного файла программы NCCO-G4E Метода универсального моделирования (этап предварительного расчета). Ступени с безлопаточными диффузорами:

Flow rate, m = 5.00 kg/s

Outlet pressure, Pout = 5.000 Atm (4.9000E+05 Pa)

Inlet pressure, Pin = 1.000 Atm (9.8000E+04 Pa)

Inlet temperature, Tin = 288.00 K

Isentropic coefficient, k = 1.4000

Gas constant, R = 287.00 J/kg/K

Dynamic viscosity coefficient, muu = 5.0000E-05 n*s/m^2

№	Ступень	Φ	M_u	D_2	ψ_T	Re_u	η
1	2D+VLD	0,0600	0,7996	0,5735	0,5700	$3,70 \times 10^6$	0,8115
2	2D+VLD	0,0464	0,7458	0,5735	0,5700	$4,78 \times 10^6$	0,8301
3	2D+VLD	0,0367	0,7013	0,5735	0,5700	$6,05 \times 10^6$	0,8222
4	2D+VLD	0,0299	0,6636	0,5735	0,5700	$7,44 \times 10^6$	0,8087
5	2D+VLD	0,0249	0,6313	0,5735	0,5700	$8,93 \times 10^6$	0,7932

Compressor efficiency, ETc=0.8142

Hub ratio, $D_{hb}=0.3500$
 RPM, $n=9062.32$ 1/min
 Power consumption, $N=1097.99$ kW
 Tip speed, $U_2=272.11$ m/s
 Body volume, $V_b=6.814E-01$ m³

Расчетные коэффициенты расхода меняются в пределах 0,060 – 0,0249. В КПД первой ступени учтены потери во входном патрубке, равные 2,5%, поэтому ее собственный КПД равен 83,5%. Соответственно уменьшению расчетного коэффициента расхода ожидаемый КПД у последней ступени меньше, чем у первой примерно на 4%.

В ряде случаев у промышленных ЦК применяют охлаждение газа. Например у рассматриваемого компрессора газ мог бы быть выведен из проточной части после второй ступени, охлажден и возвращен на вход третьей ступени. При охлаждении плотность газа возрастает, и объемный расход уменьшается сильнее. Это усугубляет проблемы получения высокого КПД у концевых ступеней.

Схема проточной части с уменьшающимися диаметрами рабочих

колес. При этой схеме $\Phi_{i\text{ расч}} = \Phi_{1\text{ расч}} \frac{\rho_{01\text{ расч}}^*}{\rho_{0i\text{ расч}}^*} \left(\frac{D_{21}}{D_{2i}} \right)^3$, т.е. уменьшение

диаметров РК последних ступеней помогает поддерживать расчетный коэффициент расхода достаточным для получения высокого КПД.

Наряду с очевидным достоинством, этой схеме присущи недостатки. Уменьшение диаметров РК уменьшает напор концевых ступеней, так как

$$h_{poli} = \psi_{poli} \left(\frac{D_{2i}}{2} \omega \right)^2. \text{ Возможные варианты:}$$

– если окружная скорость первой ступени ограничена прочностью или критическим значением M_u , то по сравнению со схемой $D_2 = const$ потребуется больше ступеней. Иногда для увеличенного числа ступеней может не оказаться места,

– если число ступеней и скорость вращения заданы, у первых ступеней потребуется увеличить диаметр РК. Это ведет к росту чисел Маха и соответствующим негативным последствиям. Кроме того, расчетный коэффициент расхода первых ступеней уменьшается. Это может привести к снижению КПД, если $\Phi_{\text{расч}}$ становится меньше оптимального,

– и т.д.

Выбор конкретного соотношения диаметров РК разных ступеней требует учета практически всех факторов проектирования центробежных

ступеней, рассмотренных в разделе 7.3. Численный анализ по программам Метода универсального моделирования позволяет проводить соответствующий анализ. Согласно предварительной оценке по программе NCCO-G4E рассмотренный выше промышленный воздушный компрессор с отношением давлений $\pi=5$ кг/с и мощностью примерно 1000 кВт может быть несколько более эффективным при уменьшении диаметров 3 - 5 ступеней на 10% по сравнению с диаметрами 1- 2 ступеней:

Flow rate, $m = 5.00$ kg/s

Outlet pressure, $P_{out} = 5.000$ Atm ($4.9000E+05$ Pa)

Inlet pressure, $P_{in} = 1.000$ Atm ($9.8000E+04$ Pa)

Inlet temperature, $\lambda_{in} = 288.00$ K

Isentropic coefficient, $k = 1.4000$

Gas constant, $R = 287.00$ J/kg/K

Dynamic viscosity coefficient, $\mu_{uu} = 5.0000E-05$ n*s/m²

№	Ступень	Φ	M_u	D_2	ψ_T	Re_u	η
1	2D+VLD	0,0510	0,8447	0,6056	0,5700	$4,13 \times 10^6$	0,8127
2	2D+VLD	0,0382	0,7816	0,6056	0,5700	$5,50 \times 10^6$	0,8238
3	2D+VLD	0,0408	0,6574	0,5450	0,5700	$5,73 \times 10^6$	0,8271
4	2D+VLD	0,0340	0,6262	0,5450	0,5700	$6,87 \times 10^6$	0,8182
5	2D+VLD	0,0288	0,5989	0,5450	0,5700	$8,10 \times 10^6$	0,8063

Compressor efficiency, $ET_c=0.8178$

Hub ratio, $D_{hb}=0.3500$

RPM, $n=9062.32$ 1/min

Power consumption, $N=1094.50$ kW

Tip speed, $U_2=287.34$ m/s

Body volume, $V_b=8.314E-01$ m³

В данном случае применение схемы с $D_2 = var$ обещает повышение КПД до 81,8% по сравнению с КПД 81,3% при схеме с $D_2 = const$. В других случаях, особенно при промежуточном охлаждении, эффект может быть больше.

8.4. МНОГОВАЛЬНЫЕ ТУРБОКОМПРЕССОРЫ

Многовальные осевые компрессоры. Проходное сечение на входе в рабочее колесо ступени равно произведению высоты лопатки $l = r_i - r_{\dot{a}\dot{o}}$ на длину окружности среднеарифметического радиуса $2\pi r_{\tilde{n}\tilde{o}} = \pi(r_i + r_{\dot{a}\dot{o}})$:

$$f_1 = 2\pi r_{\tilde{n}\tilde{o}} l = \pi(r_i + r_{\dot{a}\dot{o}})(r_i - r_{\dot{a}\dot{o}}). \quad (8.4.1)$$

Проблема недопустимого уменьшения высоты лопаток концевых ступеней ОК решается уменьшением среднего диаметра. Для того, чтобы напор концевых ступеней не снижался, эти ступени должны вращаться с большей угловой скоростью.

На рис. 8.2.5 и 8.2.6 показаны ОК с двумя соосно расположенными роторами. В первом случае валы приводятся во вращение соосно расположенными турбинными ступенями. Это часто применяемая схема для транспортных и промышленных ГТД. Иногда применяют три соосных ротора.

Схема с приводом роторов ОК от независимых турбин имеет преимущество при работе на нерасчетных режимах. При этих режимах соотношение скоростей вращения разных роторов меняется для улучшения характеристик.

У компрессора на рис. 8.2.6 ротор низкого давления приводится от ротора высокого давления через понижающую зубчатую передачу. При таком решении нет возможности менять соотношение скоростей вращения.

Многовальные центробежные компрессоры. Соотношение (8.3.3) можно представить в виде:

$$\Phi_{i\text{ расч}} = \Phi_{1\text{ расч}} \frac{\rho_{01\text{ расч}}^*}{\rho_{0i\text{ расч}}^*} \left(\frac{D_{21}}{D_{2i}} \right)^2 \frac{u_{21}}{u_{2i}}. \quad (8.4.2)$$

Для того, чтобы уменьшение диаметров концевых ступеней не приводило к снижению напора, их следует располагать на валах, вращающихся с большей угловой скоростью. Четырехступенчатые компрессоры с двумя валами по обе стороны от тихоходного вала показаны на рис. 1.3.8 а, б. Они появились еще в 1930-е гг. и выпускаются почти всеми основными производителями ЦК, в том числе и в РФ.

У этих машин центральное зубчатое колесо вращает валы через шестерни, выбор диаметров которых обеспечивает необходимое передаточное отношение для каждого их валов. Если выбраны коэффициент расхода и окружная скорость первой ступени, то диаметр ее

РК равен $D_{21} = \sqrt{\frac{\bar{m}}{\Phi_{1p} \rho_{01p}^* u_{21}}}$, а соответствующее число оборотов вала с

первой – второй ступеней равно $n_1 = \frac{60u_{21}}{\pi D_{21}}$. Соотношение количества зубьев шестерни и зубчатого колеса обратно пропорционально соотношению чисел оборотов вала и приводного двигателя $\frac{z_1}{z_{\partial\partial}} = \frac{n_{\partial\partial}}{n_1}$.

Все ступени таких компрессоров – концевые типа. Во вторую ступень на этом же валу газ поступает из межступенчатого газоохладителя с уменьшенным объемным расходом. Соответственно РК второй ступени имеет меньший коэффициент расхода, чем у первой. Поэтому коэффициенты расхода первой ступени выбирают большими, применяя высокорасходные осерадиальные РК. Важно также уменьшить радиальные размеры проточной части, чтобы межцентрового расстояния между валами было достаточно для их размещения. Соотношения для выбора диаметров ступеней и скорости вращения второго вала аналогичные.

Вариант такой схемы реализован в двух – четырехступенчатых ЦК, имеющих по одному рабочему колесу на каждом валу. Это позволяет выбрать оптимальные коэффициенты расхода для каждой из ступеней. Все ступени расположены по одну сторону, противоположную приводному двигателю. Это позволяет компактно расположить межступенчатые коммуникации и газоохладители. Внешний вид такой машины показан на рис. 8.4.1.

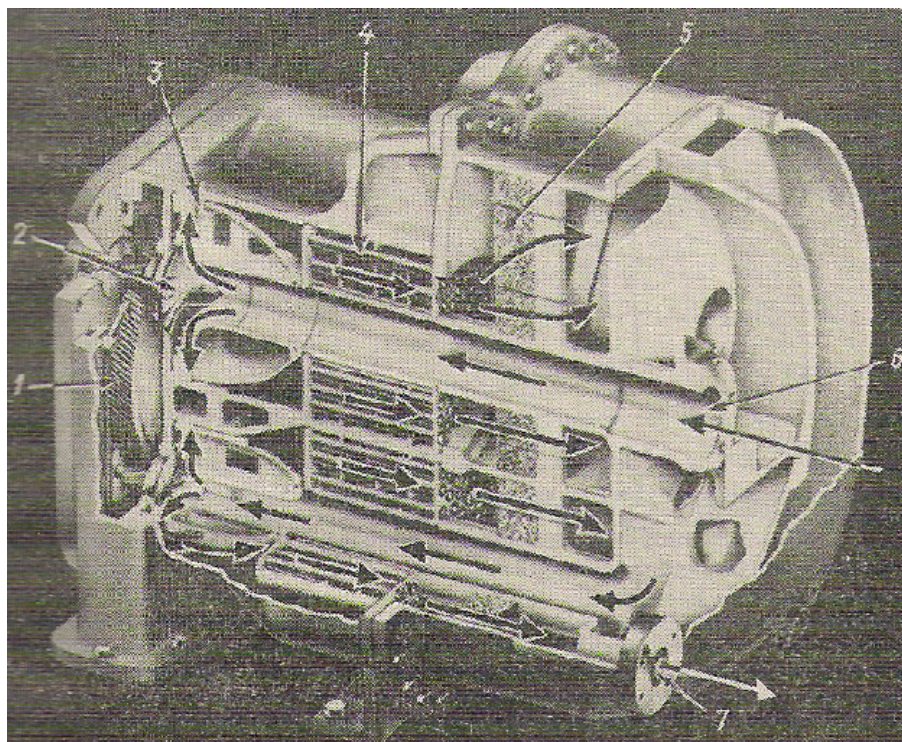


Рис. 8.4.1. Внешний вид четырехступенчатого четырехвального компрессора «Centac»

Для получения высокого давления при пока более распространенном исполнении ЦК с одинаковой скоростью вращения РК разного диаметра требуется большое количество ступеней. Их приходится располагать в последовательно установленных корпусах сжатия с общим приводом, как на рис. 1.3.10. Рассматриваемые многовальные ЦК, объединенные с зубчатым мультипликатором (повышающей передачей), позволяют получить такое же конечное давление в 6 – 8 ступенях, с рабочими колесами, расположенными на 3 – 4 валах.

Для получения особо высокого давления высокоскоростные шестерни многовальных ЦК приводят во вращение валы с несколькими рабочими колесами, как на рис. 1.3.14.

Многовальные центробежные компрессоры с встроенными мультипликаторами имеют ряд преимуществ по сравнению с обычными одновальными машинами, приводимыми через отдельно установленный мультипликатор:

- имеется возможность выбора оптимальной, или близкой к оптимальной быстроходности последующих ступеней, что способствует повышению общего КПД компрессора,
- между всеми ступенями возможно установить газоохладители, что максимально приближает процесс сжатия к изотермическому, повышая изотермический КПД,
- легче решается проблема восприятия осевого усилия, так как рабочие колеса на валах обращены в разные стороны и уравнивают друг друга. Кроме того, осевые усилия передаются через реборды (видны на рис. 1.3.8 б) высокоскоростных валов на приводной вал. Этот вал вращается с небольшой скоростью, и расположенный там упорный подшипник менее нагружен, чем у одновальных ЦК на валу компрессора,
- не требуется разгрузочный поршень, протечки в лабиринтных уплотнениях которого вносят заметный вклад в общие потери напора,
- зубчатые зацепления у них менее нагружены, так как каждое из них передает только часть мощности двигателя,
- многовальные ЦК компактнее, легче и поставляются в виде блока совместно с газоохладителями и другим вспомогательным оборудованием.

8.5. ОСОБЕННОСТИ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Совместная работа ступеней в многоступенчатом компрессоре. Все ступени ТК работают с одинаковым массовым расходом:

$$\bar{m}_1 = \bar{m}_2 = \bar{m}_3 \dots = \bar{m}_z = const. \quad (8.5.1)$$

В некоторых центробежных компрессорах (холодильные установки, производство бумаги, и др.) по требованиям технологического процесса производится промежуточный подвод или отвод газа в проточной части. Условие (8.5.1) в этом случае выполняется для ступеней между подводами/отводами. То же относится к ОК двухконтурных и турбовентиляторных ГТД.

Подводимая к газу удельная механическая работа каждого РК суммируется:

$$H_i = h_{i1} + h_{i2} + h_{i3} + \dots + h_{iz}. \quad (8.5.2)$$

Отношение давлений группы ступеней компрессора равно произведению отношения давлений всех ступеней (отношение давлений компрессора меньше $\pi_{\text{вн}}$ из-за потерь во входном и выходном патрубках):

$$\pi_{zc} = \pi_1 \pi_2 \pi_3 \dots \pi_z. \quad (8.5.3)$$

Соотношение объемных расходов ступеней определяется изменением плотности по длине проточной части:

$$\bar{V}_{0i} = \frac{\bar{m}}{\rho_{0i}} = \bar{V}_{01} \frac{\rho_{01}}{\rho_{0i}}. \quad (8.5.4)$$

Согласование ступеней. Согласованная работа ступеней на расчетном режиме достигается соответствующим выбором размеров проточной части. Для получения максимального КПД компрессора все его ступени должны работать с максимальным КПД на этом режиме. Это достигается выбором таких размеров, при которых лопаточные аппараты ступеней обтекаются безударно. Ниже поясняется, почему в некоторых случаях от этого правила следует отходить.

Взаимное влияние ступеней. При проектировании и расчете проточной части по результатам испытания модельных ступеней следует принимать во внимание возможность негативного взаимного влияния. На рис. 4.14.1 показана схема для испытания плоской компрессорной решетки в аэродинамической трубе. Поле скоростей и давлений перед решеткой и

за ней равномерно, не искажается присутствием других лопаточных аппаратов.

Подобно этому на экспериментальных стендах изолированные модельные ступени испытываются при равномерных параметрах потока на входе. В реальных условиях предшествующая ступень нарушает равномерность потока. Пограничные слои на ограничивающих поверхностях, следы за лопатками (особенно при отрыве потока), неточности в расчете параметров потока на выходе из НА – входе в следующую ступень делают реальные условия ее работы менее благоприятными по сравнению с условиями, при которых эта ступень испытывалась. Поле скоростей, создаваемое лопаточными аппаратами последующей ступени в какой – то мере влияют на предшествующую ступень. Методы расчета должны содержать поправки на негативное взаимное влияние. Для их получения следует располагать результатами испытания групп ступеней.

Проблема взаимного влияния ступеней у центробежных компрессоров менее актуальна, чем у осевых. Главным источником неравномерности потока в ступенях является рабочее колесо. У промежуточных ступеней ЦК от последующей ступени его отделяет диффузор и обратно – направляющий аппарат. Безразмерная скорость потока на входе в центробежное РК имеет порядок $w_1/u_2 \approx 0,6 - 0,65$ против $w_1/u \geq 1$ у осевых ступеней. Меньшая скорость так же уменьшает риск отрицательного влияния. Рекомендации по выбору размеров ОНА предшествующей ступени в разделе 7.3 гарантируют практическое отсутствие отрицательного взаимного влияния.

Соотношение между характеристиками ТК и его ступеней. При изменении расхода газа в ТК плотность на входе в первую ступень ρ_{01} меняется сравнительно слабо. Она несколько уменьшается при увеличении расхода. Это связано с тем, что полное и статическое давление в патрубке уменьшаются пропорционально кинетической энергии потока:

$$p_{01} = p_{01}^* - \rho \frac{c_o^2}{2} = p_i^* - \zeta_{\bar{a}} \rho \frac{c_o^2}{2} - \rho \frac{c_o^2}{2}.$$

Плотность на входе в последующие ступени меняется при изменении расхода значительно из-за изменения отношения давлений в связи с изменением политропного напора:

$$\frac{\rho_{0i}}{\rho_{01}} = \left(1 + \frac{n-1}{nRT_{01}} \sum_1^i h_{pi} \right)^{\frac{1}{n-1}}. \quad (8.5.5)$$

Таким образом, при расходе меньше расчетного отношение плотностей больше расчетного $\frac{\rho_{0i}}{\rho_{01}} > \left(\frac{\rho_{0i}}{\rho_{01}} \right)_{\text{расч}}$, а при расходе больше расчетного плотность меняется меньше: $\frac{\rho_{0i}}{\rho_{01}} < \left(\frac{\rho_{0i}}{\rho_{01}} \right)_{\text{расч}}$.

Последствия такого влияния сжимаемости иллюстрирует рис. 8.5.1. Для упрощения принято, что все характеристики ступеней ТК одинаковы в

координатах $\frac{\pi}{\pi_{\text{расч}}}, \frac{\eta}{\eta_{\text{расч}}} = f\left(\frac{\bar{V}_0}{\bar{V}_{0\text{расч}}}\right)$.

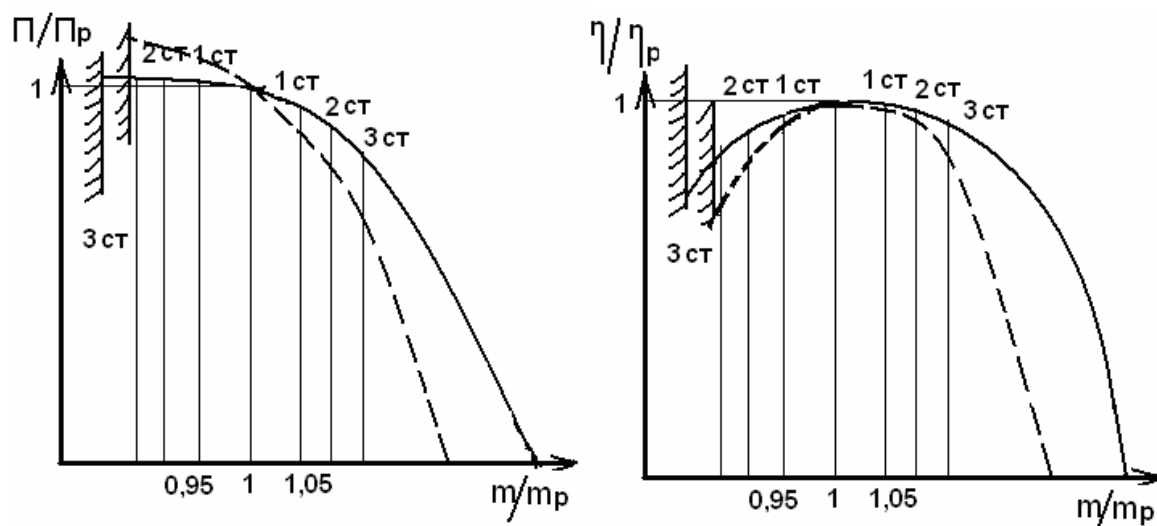


Рис. 8.5.1. Сопоставление характеристик турбокомпрессора и его ступеней, представленных в относительных координатах

Допустим, что давление в сети уменьшилось, и расход компрессора и его первой ступени увеличился на 5%. Так как при этом отношение давлений первой ступени меньше расчетного, то и плотность газа после нее меньше, чем на расчетном режиме. Соответственно объемный расход второй ступени стал больше, допустим, на 6%, что сопровождается более сильным уменьшением отношения давлений, чем на первой ступени, и так далее во всех последующих ступенях. Как следствие, отношение давлений ТК уменьшится сильнее, чем у его ступеней при таком же уменьшении расхода. Из-за большего процентного роста объемного расхода у каждой из последующих ступеней отрицательные углы атаки снижают их КПД, а характеристика КПД компрессора в целом становится более крутой, чем у его ступеней.

При уменьшении расхода происходит аналогичный, но направленный в другую сторону процесс. Ступени все сильнее и сильнее сжимают газ по сравнению с расчетным режимом, что приводит к более быстрому росту конечного давления компрессора, чем у первой ступени. Положительные углы атаки увеличиваются с ростом номера ступени. Это увеличивает кривизну характеристики КПД

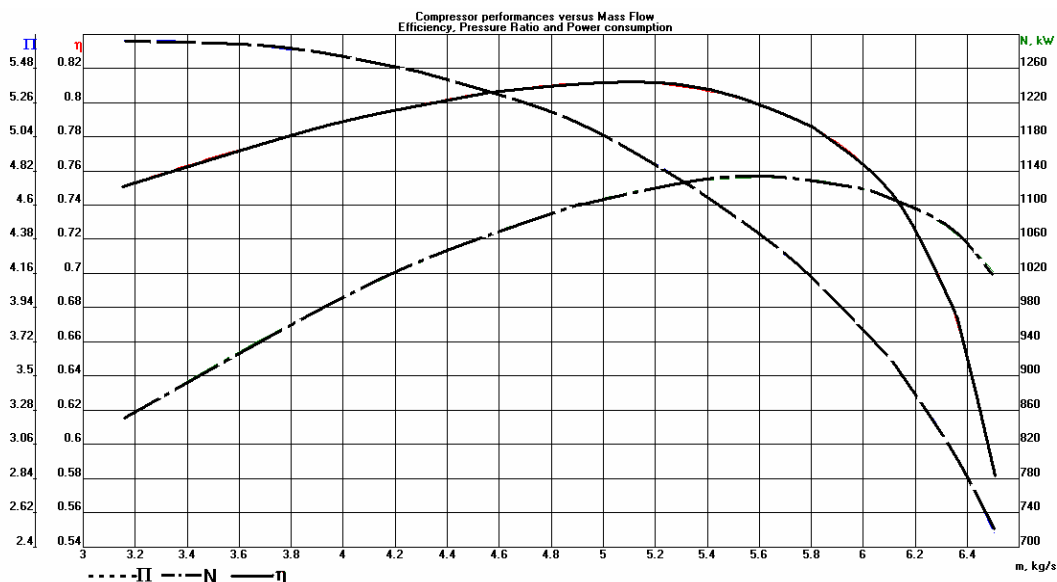


Рис. 8.5.2. Рассчитанные характеристики КПД пятиступенчатого центробежного компрессора с $\pi=5$

В качестве иллюстрации на рис. рис. 8.5.2 приведены рассчитанные характеристики пятиступенчатого ЦК с $\pi=5$, рассмотренного в разделе 8.3, а на рис. 8.5.3 характеристика его КПД сопоставлена с характеристиками КПД первой и пятой ступеней. На оптимальном режиме 5,0 кг/с все ступени согласованно работают на режиме безударного обтекания лопаточных аппаратов. На максимальном расходе 6,5 кг/с объемный расход компрессора (т.е. его первой ступени) на 30% больше. При этом КПД первой ступени значительно снижается, но все же превосходит 70%.

На режиме максимального расхода отношение давлений компрессора снижается вдвое. Соответственно объемный расход последней ступени вдвое больше, чем на расчетном режиме. Ее КПД при этом едва превышает 20%. Ухудшение работы последних ступеней приводит к тому, что КПД компрессора на этом режиме ниже 60%, хотя КПД первой ступени превышает 70%.

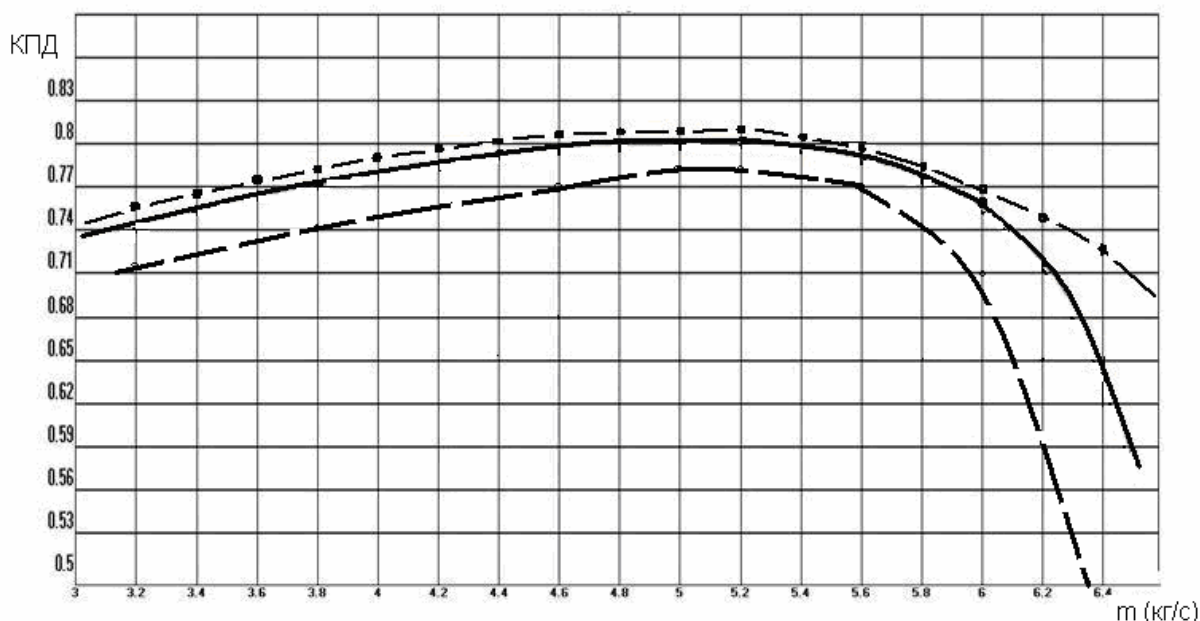


Рис. 8.5.3. Рассчитанные характеристики КПД пятиступенчатого центробежного компрессора с $\pi=5$: —*—*—* — первая, — — — — пятая ступени, ————— характеристика компрессора

У рассматриваемого компрессора рассогласование ступеней (работа с различными режимами обтекания лопаточных аппаратов) в левой части характеристики проявляется незначительно, так как отличие отношения давлений на расчетном и помпажном режимах небольшое. У ТК с большим расчетным отношением давлений и в левой части проявляется существенное негативное влияние сжимаемости.

Рассмотренное изменение сжимаемости газа при изменении расхода ТК ухудшает его газодинамические характеристики. Крутая характеристика КПД приводит к снижению эффективности на нерасчетных режимах, приближает помпажный режим и режим максимального расхода к расчетному режиму. Характеристика ТК более узкая, чем у его ступеней, «запас по помпажу» меньше. Эти негативные явления проявляются тем сильнее, чем больше меняется плотность газа на расчетном режиме, и чем больше ступеней у компрессора.

Учет влияния сжимаемости на характеристики ТК при проектировании проточной части. Описанный выше эффект приводит к тому, что у ТК с большим отношением давлений первые ступени работают в том же суженном диапазоне расходов, что и ТК в целом, а концевые – в значительно более широком диапазоне. Это следует учитывать при проектировании проточной части.

Например, промышленные центробежные компрессоры обычно работают в пределах от расчетной точки до границы помпажа. В качестве

первых ступеней можно применить сравнительно высоконапорные ступени с пологой напорной характеристикой. При уменьшении расхода такие ступени мало меняют отношение давлений, облегчая этим работу последующих ступеней. Для повышения КПД можно применить лопаточные диффузоры, так как от первых ступеней не требуется широкая зона работы. Для концевых ступеней предпочтительнее низконапорные ступени с БЛД. У них широкая зона работы в левой части характеристики. У осевых компрессоров концевые ступени следует выполнять с уменьшенными углами поворота потока, что способствует расширению зоны работы.

Выше указывалось, что для получения максимального КПД компрессора на расчетном режиме размеры ступеней следует выбирать такими, при которых они имеют максимальный КПД именно на этом режиме.

Для расширения зоны работы влево от расчетной точки проходные сечения концевых ступеней следует несколько уменьшать. При этом их лопаточные аппараты на расчетном режиме обтекаются с небольшими отрицательными углами атаки, но при уменьшении расхода положительные углы атаки будут меньше, чем при «идеальном» согласовании на расчетном режиме.

Наоборот, для расширения зоны работы вправо от расчетного режима, проходные сечения концевых ступеней следует несколько увеличивать.

8.6. ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ РАБОТЫ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Параметры, меняющиеся в процессе работы ТК. В процессе эксплуатации параметры газа на входе в ТК могут меняться. У воздушных ТК изменение давления и температуры воздуха происходит в связи с изменением атмосферных условий p_a, T_a . У компрессоров ГТД летательных аппаратов изменение давления и температуры на входе связано так же с изменением высоты и скорости полета.

У ТК промышленных установок начальные параметры p_i, T_i меняются в связи с изменением состояния обслуживаемой технологической системы.

Наиболее сильное влияние на характеристики оказывает изменение скорости вращения ротора n (об/мин). Это используется для приспособления характеристик ТК к изменяющемуся состоянию сети.

Паротурбинный и газотурбинный приводы имеют возможность изменения скорости вращения. Например, газотурбинный привод центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов дает

возможность менять скорость вращения в пределах 70 – 105% от номинальной скорости.

Синхронные электрические двигатели, работающие непосредственно от трехфазной сети, имеют фиксированную скорость вращения (3000 об/мин при частоте 50 Гц и двухполюсном роторе). Однако современные тиристорные преобразователи частоты позволяют менять частоту переменного тока, меняя скорость вращения электродвигателей. Поэтому возможностью изменения скорости вращения роторов располагают многие турбокомпрессорные установки.

При анализе возможного изменения характеристик в связи с изменением p_i, T_i, n следует иметь в виду как их непосредственное влияние, так и влияние через критерии подобия, которые с ними связаны.

Влияние условий работы на безразмерные характеристики ТК. Для оценки роли критериев подобия характеристики ТК можно представить в безразмерном виде. Такие характеристики не интересуют потребителей, но полезны для понимания обсуждаемой проблемы.

Для построения безразмерной характеристики на примере центробежного компрессора используем следующие коэффициенты:

– условный коэффициент расхода:

$$\Phi_{\text{кмп}} = \frac{\bar{m}}{\frac{p_n^*}{RT_n^*} \frac{\pi}{4} D_{21}^2 u_{21}}, \quad (8.6.1)$$

где диаметр и окружная скорость относятся к первой ступени,

– условные коэффициенты внутреннего и политропного напора:

$$\psi_{\text{икмп}} \frac{H_i}{z u_{21}^2}, \quad \psi_{\text{ркмп}} \frac{H_p}{z u_{21}^2} = \psi_{\text{икмп}} \eta, \quad (8.6.2)$$

где z – число ступеней компрессора.

Как следует из положений теории подобия, безразмерные характеристики ТК зависят от критерия динамического подобия и критериев сжимаемости:

$$\psi_{\text{икмп}}, (\psi_{\text{ркмп}}), \eta = f(\Phi_{\text{кмп}}, \text{Re}_u, M_u, k). \quad (8.6.3)$$

Изменение показателя изоэнтропы k не характерно при работе конкретного компрессора. Его влияние на характеристики ступеней рассмотрено в разделе 5. Условный критерий Рейнольдса представим в виде:

$$\text{Re}_u = \frac{D_{21} u_{21}}{\mu} \rho_i^* = \frac{\pi \frac{D_{21}^2}{60} n}{\mu} \frac{p_i^*}{RT_i^*} \quad (8.6.4)$$

Турбокомпрессоры обычно работают в области автомодельности по критерию Рейнольдса. Во всяком случае, влияние этого критерия проявляется при изменении его в пять и более (некоторый рост КПД при увеличении Re_u , и наоборот). Входящие в формулу (8.6.4) величины не меняют критерий Re_u столь значительно. Поэтому изменение условий работы на безразмерную характеристику может быть заметным через критерий Маха:

$$M_u = \frac{u_{21}}{\sqrt{k R T_i^*}} \quad (8.6.5)$$

Если на расчетном режиме число M_u велико, то при его изменении с изменением скорости вращения и (или) начальной температуры следует иметь в виду изменение безразмерных характеристик ступеней, рассмотренных в разделе 5.

Важной особенностью многоступенчатых ТК является то, что при изменении M_u происходит рассогласование ступеней, подобно тому, как это происходило при отклонении режима работы ТК от расчетного режима (раздел 8.5).

Допустим, что при расчетной начальной температуре и скорости вращения ступени согласованы для безударного обтекания их лопаточных аппаратов. Тогда при увеличении скорости вращения или (и) уменьшении начальной температуры растет отношение давлений и плотность газа в проточной части:

$$\pi = \frac{p_k}{p_n} = \left(1 + (k-1) \psi_{икмп} z M_u^2\right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad \frac{\rho_k}{\rho_n} = \left(1 + (k-1) \psi_{икмп} z M_u^2\right)^{\frac{1}{n-1}}. \quad (8.6.6)$$

«Пережатие» газа по сравнению с расчетным режимом приводит к тому, что при оптимальном режиме первой ступени, последующие работают с положительными углами атаки, увеличивающимися с ростом номера ступени. КПД компрессора уменьшается и по причине отрицательного влияния высоких чисел Маха на обтекание лопаточных аппаратов, и из-за рассогласования ступеней.

При уменьшении скорости вращения или (и) росте начальной температуры отношение давлений и плотность газа в проточной части меньше, чем на расчетном режиме. «Недожатие» газа по сравнению с расчетным режимом приводит к тому, что при оптимальном режиме первой ступени, последующие работают с отрицательными углами атаки, увеличивающимися с ростом номера ступени. КПД компрессора уменьшается по этой причине, несмотря на положительное влияние снижения чисел Маха на обтекание лопаточных аппаратов.

На рис. 8.6.1 показаны характеристики (Метод универсального моделирования) пятиступенчатого воздушного ЦК с расчетным отношением давлений $\pi = 5$, который рассматривался в качестве примера в разделе 8.5. В данном случае уменьшение КПД при оборотах больше и меньше расчетных относительно небольшое. При более высоких числах Маха в проточной части и при большем расчетном отношении давлений влияние скорости вращения, или начальной температуры выражено сильнее.

Влияние скорости вращения на размерные характеристики ТК. Если числа Маха на расчетном режиме небольшие, то безразмерные характеристики ТК $\psi_{икмп}, (\psi_{ркмп}), \eta = f(\Phi_{кмп}, Re_u, M_u, k)$ практически не зависят от изменения условий работы. В этом случае действуют законы пропорциональности для характеристик компрессора, а именно:

– на режимах с одинаковыми коэффициентами расхода $\Phi_{кмп}$ массовый расход меняется пропорционально скорости вращения:

$$\bar{m} = \Phi_{кмп} \rho_n^* \frac{\pi^2}{4} D_2^3 \frac{n}{60}. \quad (8.6.7)$$

– на режимах с одинаковыми коэффициентами расхода $\Phi_{кмп}$ подводимая к газу работа меняется пропорционально квадрату скорости вращения: $H_i = \psi_{икмп} z \pi^2 D_2^2 \frac{n^2}{2400}, \psi_p = \psi_i \eta,$

$$H_p = \psi_{p_{\text{кмпр}}} z \pi^2 D_2^2 \frac{n^2}{2400}. \quad (8.6.8)$$

– на режимах с одинаковыми коэффициентами расхода $\Phi_{\text{кмпр}}$ подводимая к газу мощность меняется пропорционально кубу скорости вращения:

$$N_i = \bar{m} H_i = \Phi_{\text{кмпр}} \psi_{i_{\text{кмпр}}} z \rho_n^* \pi^4 D_2^5 \frac{n^3}{5760} \quad (\text{кВт}). \quad (8.6.9)$$

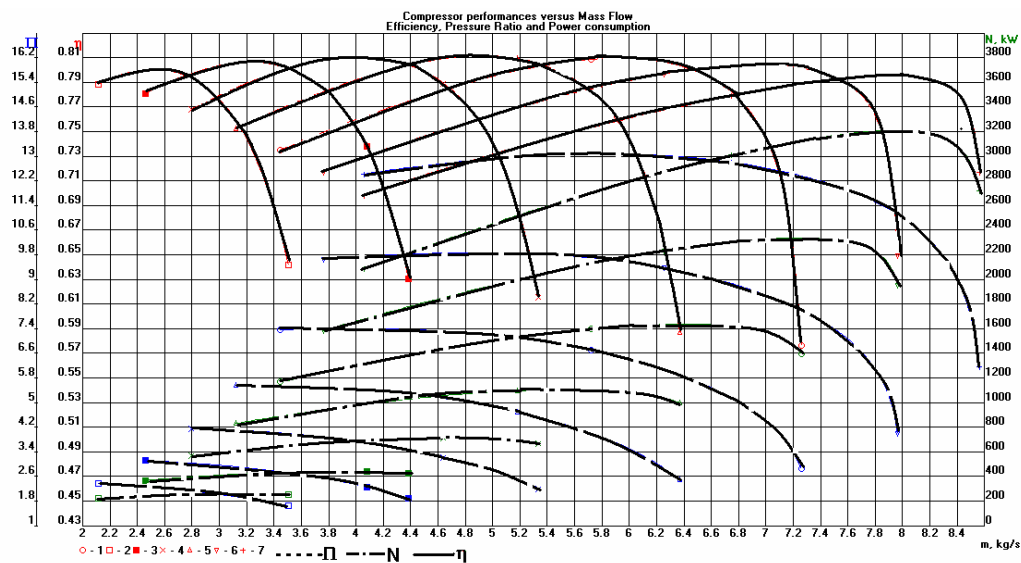


Рис. 8.6.1. Характеристики пятиступенчатого воздушного центробежного компрессора с расчетным отношением давлений $\pi = 5$ в диапазоне скоростей вращения 6000 – 12000 об/мин

Такие закономерности характерны для вентиляторов. Практически не меняются безразмерные характеристики при изменении скорости вращения и у ЦК ГПА с небольшим отношением давлений. Это доказывает не зависящие от скорости вращения значения КПД на рис. 8.6.2.

Соотношения (8.6.7 – 8.6.9) справедливы и при влиянии условий работы на КПД и коэффициенты напора. Но их нельзя использовать для расчетов, так как зависимости $\psi_{i \in i \in \delta}, \eta = f(M_u)$ не могут быть выражены строго аналитически. В приводимых примерах расчетов использованы приближенные модели Метода универсального моделирования. Тем не менее, приближенная пропорциональность расхода, напора и мощности ТК скорости вращения его ротора имеет место.

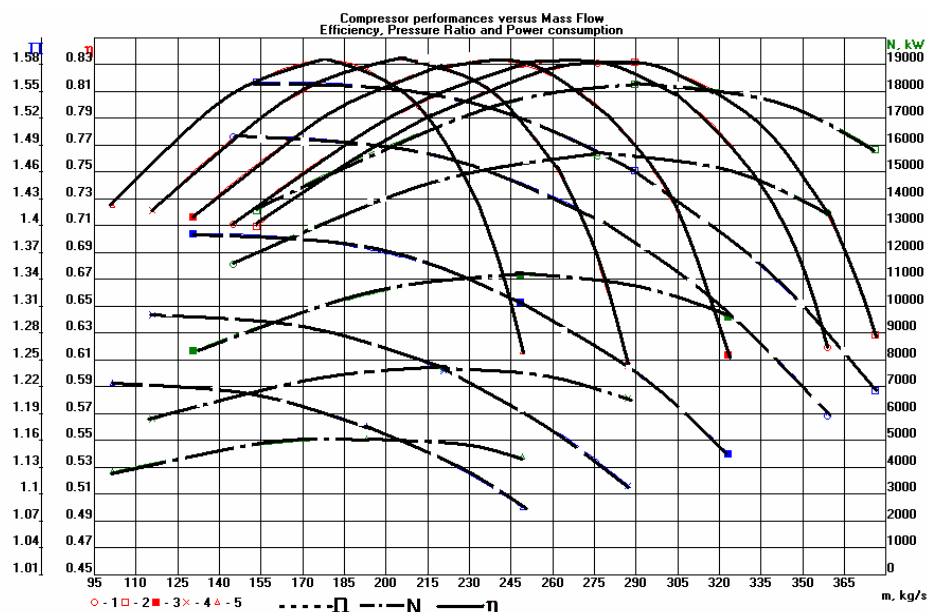


Рис. 8.6.2. Характеристики двухступенчатого центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата в диапазоне скоростей вращения 3640 – 5460 обмин. $M_{и\,расч} = 0,5$

Влияние начального давления на размерные и безразмерные характеристики ТК. В процессе работы ТК начальное давление меняется не столь сильно, чтобы оказать существенное влияние на безразмерные характеристики. В принципе с ростом давления увеличиваются числа Рейнольдса. При турбулентном характере течения и гидравлически гладкой поверхности с ростом давления должно происходить небольшое увеличение КПД и коэффициента политропного напора.

Влияние на размерные характеристики вытекает из законов пропорциональности, так как от давления зависит начальная плотность

$\rho_i^* = \frac{p_i^*}{RT_i^*}$, входящая в формулу для массового расхода (8.6.7) и потребляемой мощности (8.6.9):

- массовый расход меняется пропорционально давлению на входе,
- потребляемая мощность меняется пропорционально давлению на входе.

Начальное давление не влияет на внутренний напор, поэтому не влияет на отношение давлений. Конечное давление меняется пропорционально начальному давлению:

$$p_e^* = \pi p_i^*, \quad p_k = \pi p_n. \quad (8.6.10)$$

На рис. 8.6.3 представлены рассчитанные Методом универсального моделирования характеристики пятиступенчатого воздушного ЦК при начальном давлении, меняющемся в пределах 0,8 – 1,2 ата. Эти пределы значительно шире возможного изменения атмосферного давления и выбраны условно с целью демонстрации происходящих процессов.

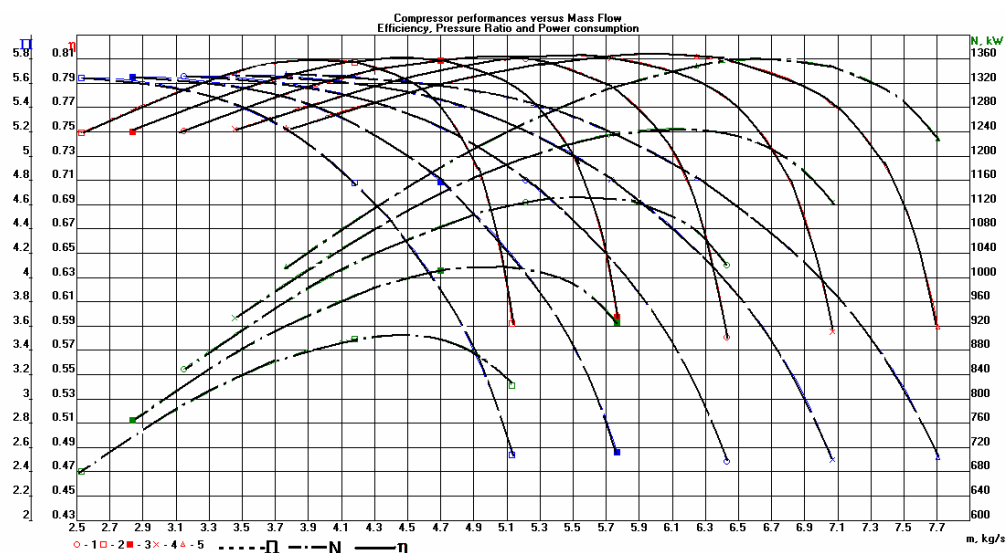


Рис. 8.6.3. Характеристики пятиступенчатого воздушного центробежного компрессора диапазоне начального давления 0,8 – 1,2 ата в зависимости от массового расхода

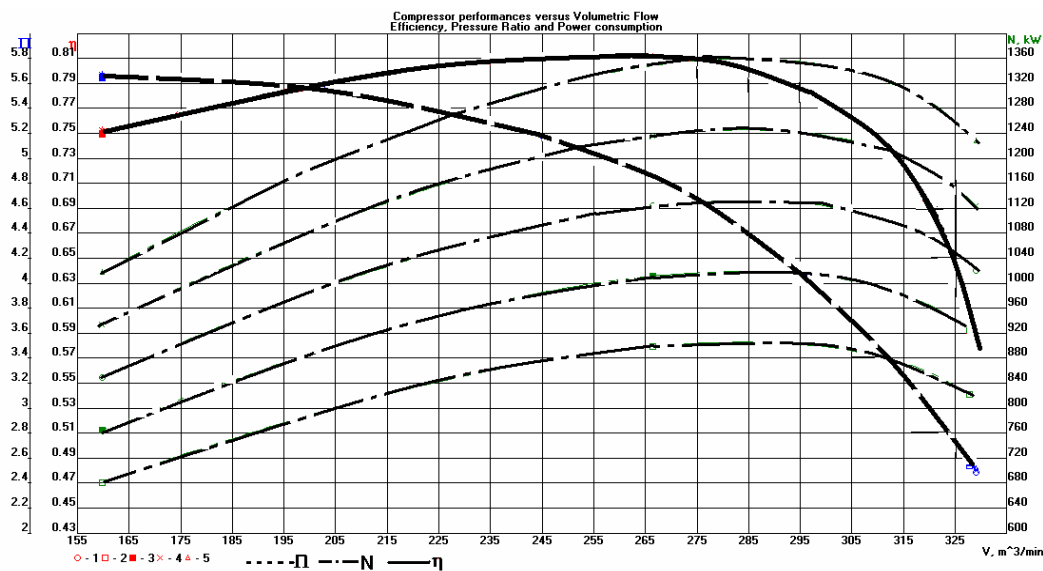


Рис. 8.6.4. Характеристики пятиступенчатого воздушного центробежного компрессора диапазоне начального давления 0,8 – 1,2 ата в зависимости от объемного расхода

Влияние начальной температуры на безразмерные и размерные характеристики ТК. Рост начальной температуры уменьшает числа Маха, и наоборот. В этом отношении влияние начальной температуры на безразмерные характеристики идентично влиянию скорости вращения. Не существенно, за счет числителя или знаменателя меняется условное число

Маха
$$M_u = \frac{u_{21}}{\sqrt{k R T_i^*}} = \frac{\pi D_{21}}{60 \sqrt{k R T_i^*}} n.$$
 При понижении начальной

температуры по отношению к расчетной величине характеристики ухудшаются из-за роста физических чисел Маха M_{w1}, M_{c2} при обтекании лопаточных аппаратов и из-за рассогласования ступеней при «пережатии» газа. При повышении температуры числа Маха снижаются и ступени рассогласовываются из-за «недожатия» газа.

На размерную величину массового расхода начальная температура влияет через плотность газа на входе $\rho_i^* = \frac{p_i^*}{R T_i^*}$. На рис. 8.6.5 и 8.6.6 показаны рассчитанные характеристики пятиступенчатого воздушного ЦК при разной температуре на входе.

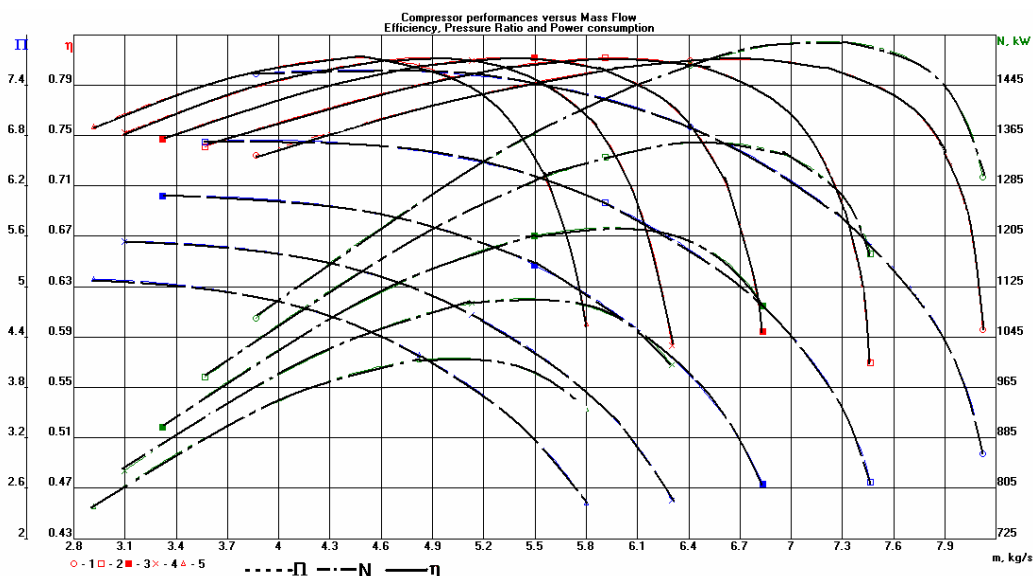


Рис. 8.6.5. Характеристики пятиступенчатого воздушного центробежного компрессора в диапазоне начальной температуры 233 – 313 K в зависимости от массового расхода

В данном случае рассогласование ступеней не столь велико, чтобы оказать заметное влияние на максимальный КПД. Обращает внимание тенденция изменения характеристики КПД. С ростом температура эта

характеристика смещается в сторону меньшего объемного расхода. В этом проявляется влияние концевых ступеней, которые работают при отрицательных углах атаки при $\bar{V}_n > \bar{V}_{n\text{расч}}$. «Недожатие» газа при росте температуры усугубляет неблагоприятную ситуацию, и характеристик при большом расходе становятся круче. Наоборот, в левой части характеристики при «недожатии» лучше, так как оно уменьшает положительные углы атаки концевых ступеней.

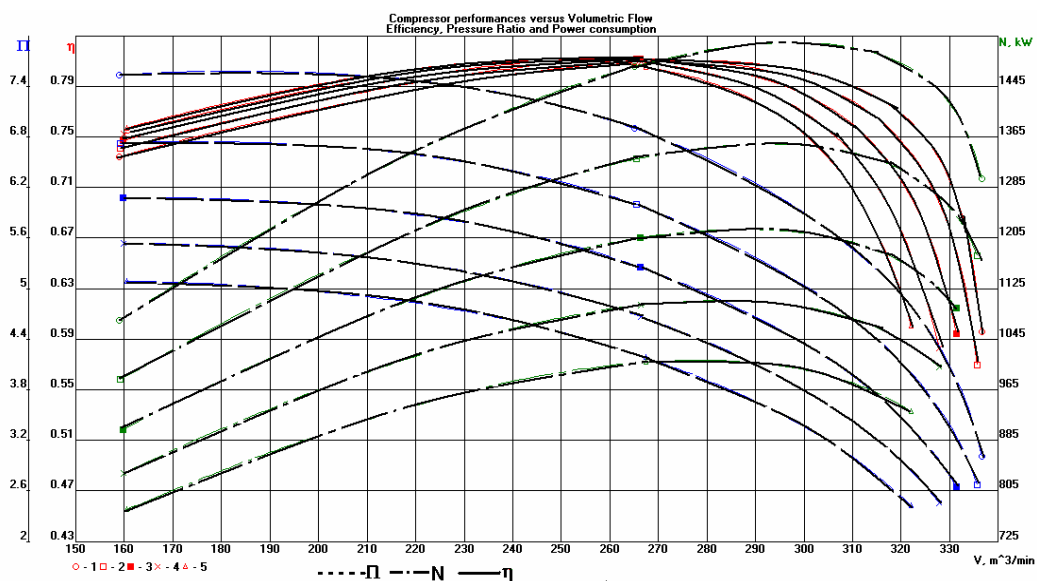


Рис. 8.6.6. Характеристики пятиступенчатого воздушного центробежного компрессора в диапазоне начальной температуры 233 – 313 K в зависимости от объемного расхода

Универсальные характеристики ТК. На рис. 8.6.1 и 8.6.2 представлены семейства характеристик η, π, N_e в зависимости от массового расхода $\bar{m}$ при числе оборотов n в качестве параметра. Когда ТК входят в состав некоторых установок, например, газотурбинных двигателей, в первую очередь важно определить зависимость отношения давлений от расхода и оценить эффективность того или иного режима. В этом случае данные, представленные на рис. 8.6.1 и подобные представляются в виде универсальной характеристики, пример которой показан на рис. 8.6.7. Здесь показано семейство характеристик $\pi = f(\bar{m})$ при разных скоростях вращения. Данные по КПД представлены линиями, ограничивающими области КПД больше (внутри) и меньше значений, указанных на линии.

На построенные «вручную» по данным испытаний универсальные характеристики наносятся замкнутые линии равных КПД, полученные путем интерполяции результатов испытаний – рис. 8.6.8.

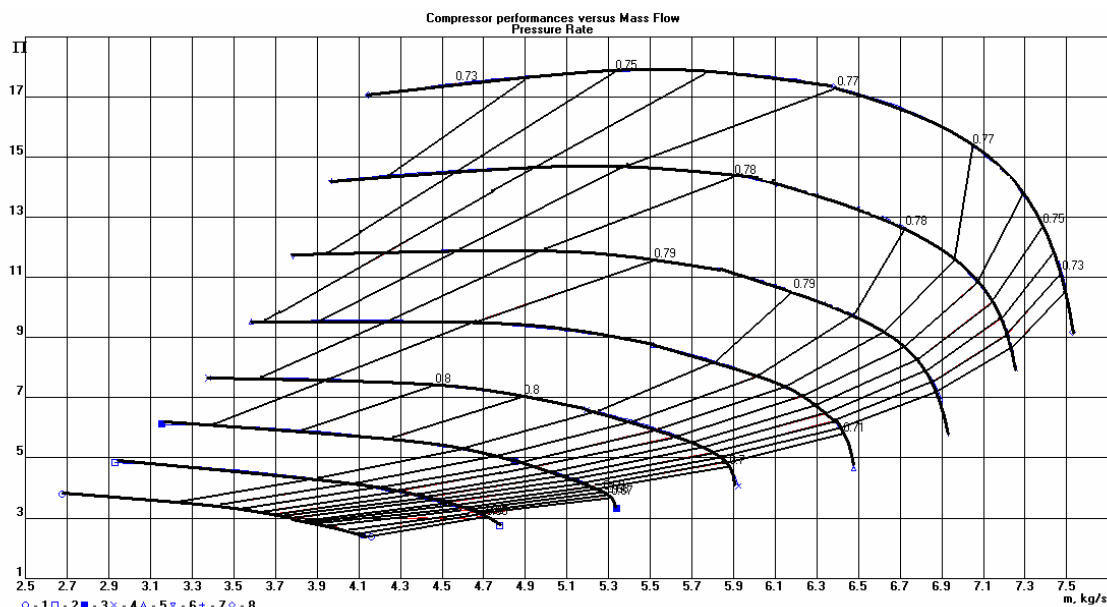


Рис. 8.6.7. Универсальная характеристика четырехступенчатого воздушного центробежного компрессора с расчетным отношением давлений $\pi = 9$ в широком диапазоне скоростей вращения

Универсальная характеристика показывает следующее:

- на режиме с постоянными оборотами влево от максимального, КПД уменьшается из-за обтекания лопаточных аппаратов с положительными углами атаки,
- на режиме с постоянными оборотами вправо от максимального, КПД уменьшается из-за обтекания лопаточных аппаратов с отрицательными углами атаки,
- при увеличении скорости вращения от расчетной максимальный КПД уменьшается из-за роста физических чисел Маха и из-за рассогласования ступеней при «пережатии» газа,
- при уменьшении скорости вращения от расчетной максимальный КПД уменьшается из-за рассогласования ступеней при «недожатии» газа,

Для того, чтобы учесть влияние начального давления и температуры, семейство характеристик воздушных ТК при разных оборотах их можно

представить в зависимости от параметра расхода $\bar{m} \frac{\sqrt{T_i^*}}{p_i}$ при параметре

$\frac{n}{\sqrt{T_i^*}}$, характеризующем скорость вращения. При построении универсальной характеристики их значения рассчитываются по величине температуры и давления в момент испытаний.

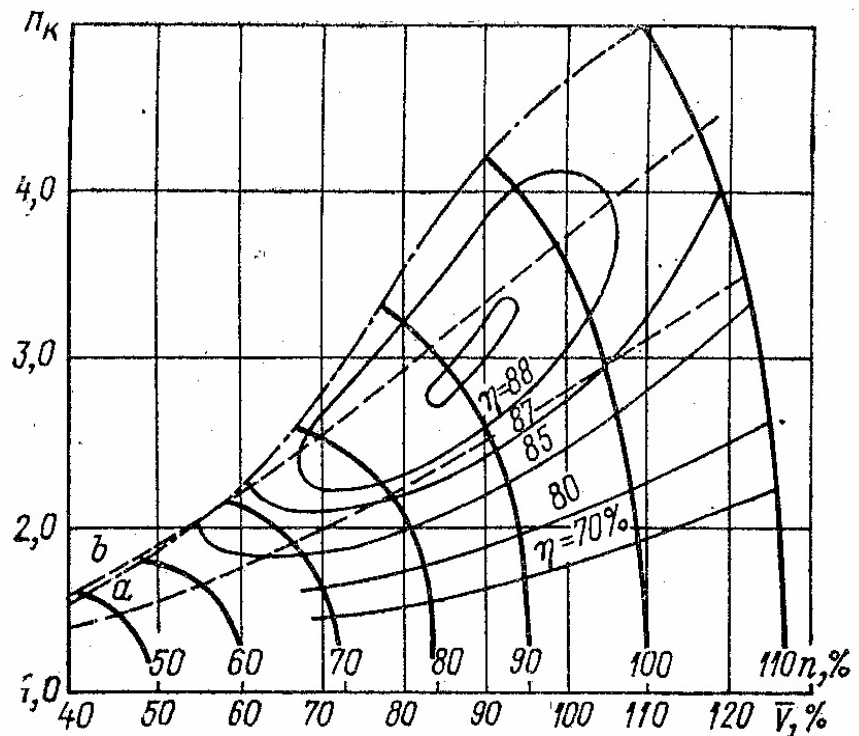


Рис. 8.6.8. Пример универсальной характеристики компрессора

При использовании характеристики в расчетах нужно задать значения $T_{н\text{ расч реж}}^*$, $P_{н\text{ расч реж}}^*$, при которых должен работать ТК, и рассчитать массовый расход и скорость вращения, соответствующие требуемому отношению давлений:

$$\bar{m}_{\text{расч реж}} = \left(\bar{m} \frac{\sqrt{T_n^*}}{P_n^*} \right)_{\text{у.х.}} \left(\frac{P_n^*}{\sqrt{T_n^*}} \right)_{\text{расч реж}}, \quad (8.6.11)$$

8.7. ОХЛАЖДЕНИЕ ГАЗА В КОМПРЕССОРАХ

Главная цель охлаждения газа в ТК заключается в уменьшении политропной работы сжатия. 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 изотермное сжатие была бы меньше, чем на политропное сжатие без теплоотвода:

$$h_{из} = RT_n * \ln \pi < h_p = \frac{n}{n-1} RT_n (\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1). \quad (8.7.1)$$

Для воздушного компрессора с КПД 100% соотношение работы изотермного и изоэнтропного сжатия представлено в таблице:

Таблица 8.7.1

Соотношение изотермического и изоэнтропного напоров $h_{е\zeta} / h_p$
в зависимости от отношения давлений. $n = k = 1,4$

π	1,5	3	6	9	12	15
$h_{е\zeta} / h_p$	1,062	1,176	1,307	1,531	1,457	1,509

Реализация изотермного сжатия в идеальном воздушном компрессоре представляется целесообразной уже при небольшом отношении давлений $\pi=1,5$, обещающая заметную экономию в 6% потребляемой мощности. Однако поддержание постоянной начальной температуры сжимаемого газа невозможно в принципе, так как для теплоотвода требуется некоторая разность температур. Практически применимые способы снижения работы сжатия рассмотрены ниже.

Предварительное охлаждение. В некоторых технологических установках начальная температура значительно больше температуры окружающей среды. Газ, поступающий на всасывание ТК, может быть охлажден атмосферным воздухом или водой в специальном теплообменнике. Экономия работы сжатия пропорциональна уменьшению начальной температуры. Такое охлаждение нельзя реализовать в подавляющем большинстве компрессорных установок.

Испарительное охлаждение. В проточную часть подается мелкодисперсная влага, испаряющаяся при нагревании газа в процессе сжатия. Большая теплоемкость парообразования уменьшает температуру газа, понижая показатель политропы и уменьшая политропный напор.

Практически идет речь о впрыске воды. Вопросы такого охлаждения рассмотрены в [2]. На рис.8.7.1 представлен расчетный анализ возможностей испарительного водяного охлаждения применительно к воздушным компрессорам. При отношении давлений $\pi=10$ ожидается

экономия примерно 25% в случае полного насыщения воздуха водяными парами. Не эффективна подача избыточной воды для дальнейшего охлаждения за счет контактного теплообмена.

Подача воды в проточную часть ОК газотурбинных двигателей иногда применяется для кратковременного повышения мощности. В компрессорных установках промышленного назначения такой способ не получил широкого распространения по следующим причинам:

- опасность эрозионного износа. Капли подаваемой воды сами по себе не представляют опасности. Но они служат центрами коагуляции для содержащихся в газе загрязняющих твердых частиц, что усиливает эрозию. Применяемые фильтры на всасывании не всегда эффективны;

- опасность коррозии. Опасность уменьшается при контроле количества подаваемой воды. Оно не должно превышать количества, которое полностью испаряется после подачи. Требуется применять антикоррозионные покрытия деталей проточной части. Тем не менее, опасность коррозии остается реальной;

- опасность солеотложения, искажающего форму и размеры проточной части.

Как показано на рис. 8.7.1, количество воды для эффективного испарительного охлаждения равно 5 – 6% от массового расхода воздуха. Соответствующее количество водяного пара должно быть сжато в проточной части с дополнительной затратой мощности.

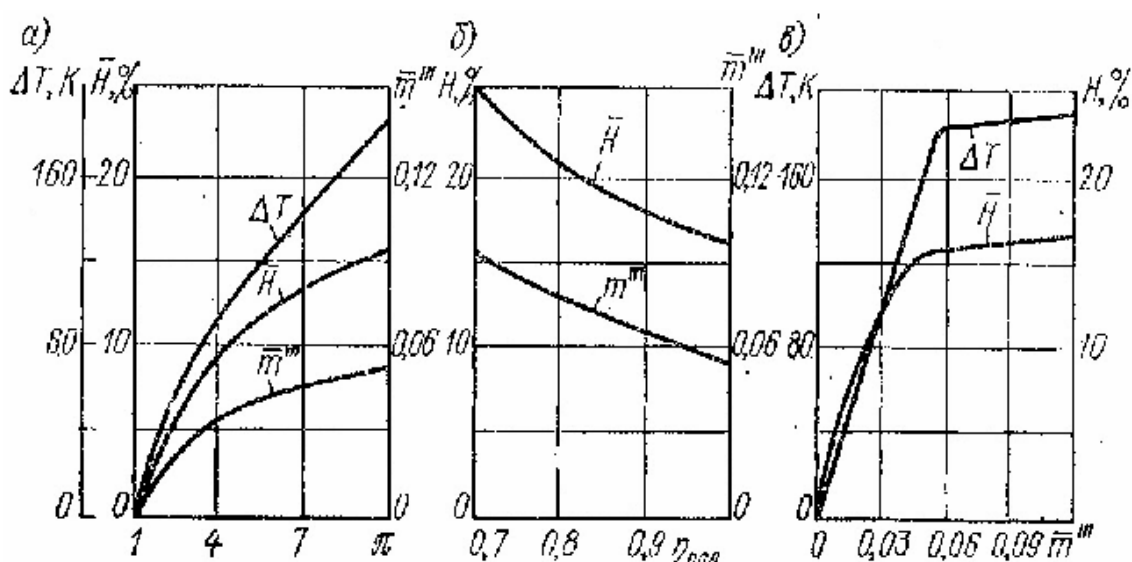


Рис. 8.7.1. Зависимость предельных возможностей испарительного охлаждения: (а) – от отношения давлений, (б) – от политропного КПД, (в) – от расхода впрыскиваемой влаги

В большинстве компрессорных установок подача влажного газа в обслуживаемую сеть неприемлемо. На выходе из компрессора должно быть организовано влагоотделение за счет понижения температуры сжатого газа. В особо ответственных случаях (пневматические сети автозаводов) помимо обычных концевых теплообменников, охлаждаемых водой с температурой окружающей среды, применяют холодильные установки.

Целесообразность широкого применения испарительного охлаждения по перечисленным причинам вызывает сомнения. Данные по специально разработанным промышленным ТК с таким охлаждением автору не известны. Есть публикации по впрыску воды в существующие ЦК – дополнительно к описываемому ниже стандартному промежуточному охлаждению. Следует иметь в виду, что отношение давлений неохлаждаемых секций, куда впрыскивается вода, имеет порядок $\pi \approx 3$. В [2] указано, что при этом ожидаемая экономия равна примерно 5% при необходимости подавать в проточную часть примерно такое же количество воды. Затраты на сжатие водяного пара очевидно близки к экономии от охлаждения. Вероятно, суммарный положительный эффект не может быть большим.

Внутреннее охлаждение. Водяное охлаждение внутренних полостей проточной части применительно к осевым компрессорам не имеет смысла, так как поверхность корпуса, который можно охлаждать, абсолютно недостаточна для существенного теплоотвода. Внутреннее охлаждение ЦК широко применяли до первой трети прошлого столетия, когда ЦК имели прямой электропривод без повышающей передачи. Компрессоры отличались большими радиальными размерами при малой ширине каналов и относительно небольшой скорости движения газа. При этих условиях мог быть обеспечен теплоотвод, достаточный для уменьшения работы сжатия.

Меридиональный разрез компрессора такого типа показан на рис. 8.7.2.

Внутреннее охлаждение усложняет конструкцию. Охлаждаемые полости трудно очищать от солевых отложений. Сейчас внутреннее охлаждение применяется, когда нельзя допустить значительного повышения температуры сжимаемого газа – повышение агрессивности, полимеризация с образованием твердых фракций и пр., пример на рис.8.7.3.

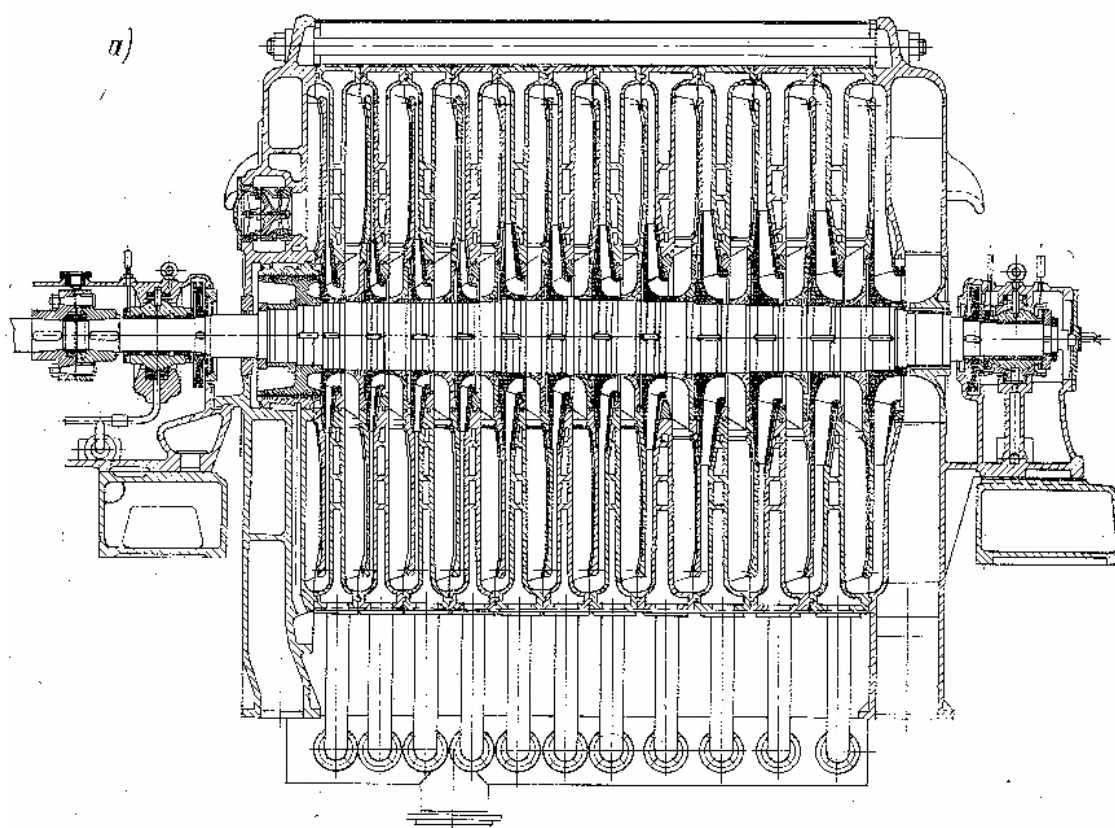


Рис. 8.7.2. Меридиональный разрез центробежного компрессора с внутренним охлаждением [17]

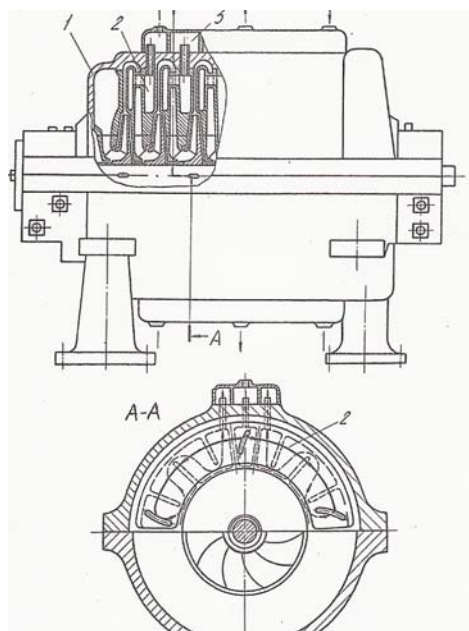


Рис. 8.7.3. Центробежный компрессор с внутренним охлаждением для сжатия ацетилена (НИТК – ККЗ, г. Казань)

Промежуточное охлаждение. Основным видом охлаждения для уменьшения работы сжатия – это промежуточное охлаждение между неохлаждаемыми группами (секциями) центробежных ступеней. Газ выводится из проточной части и охлаждается в теплообменниках. Схема ЦК с промежуточным охлаждением представлена на рис. 8.7.4. Ступени компрессора разделены на три секции. Из первой и второй секций газ выводится в охлаждаемые водой теплообменники. Охлажденный газ поступает на всасывание соответственно второй и третьей секции.

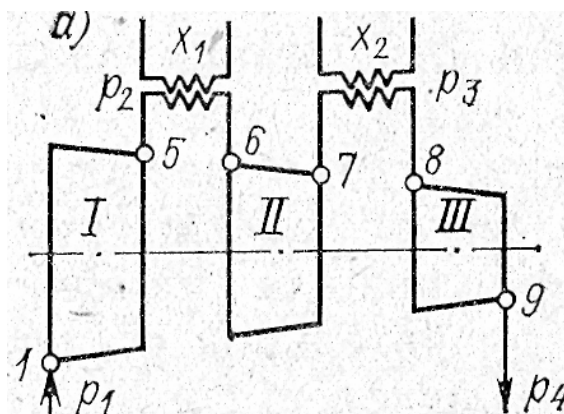


Рис.8.7.4. Схема центробежного компрессора с промежуточным охлаждением.

Представление о конструкции ЦК с промежуточным охлаждением дает рис. 8.7.5, где представлении продольный разрез шестиступенчатого компрессора с двумя ступенями в каждой секции. 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. У одновальных центробежных компрессоров можно устроить одно или два промежуточных охлаждения.

У ОК и ЦК при многокорпусном исполнении между корпусами обычно делают промежуточное охлаждение. Необходимость размещения входных и выходных патрубков в проточной части делает промежуточное охлаждение мало пригодным для осевых компрессоров. На рис. 1.3.11 показан осевой компрессор в составе двух секций встречного вращения. При такой компоновке промежуточное охлаждение может быть реализовано. Как правило, промежуточное охлаждение применяется только в центробежных компрессорах промышленного назначения.

Термодинамический эффект от промежуточного охлаждения при идеальном процессе сжатия и охлаждения демонстрирует $T-S$ -диаграмма на рис. 8.7.6. Идеальный процесс предполагает отсутствие

потерь в проточной части ТК ($\eta = 1$, $n = k$), отсутствие потерь давления в промежуточных охладителях и при охлаждении газа в них до температуры на входе в компрессор.

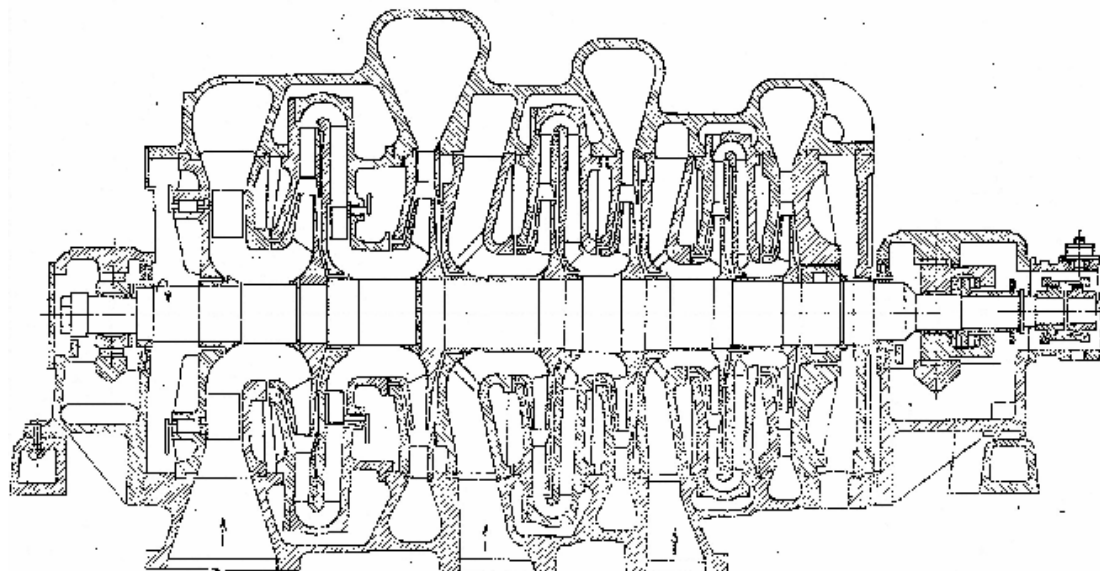


Рис. 8.7.5. Продольный разрез компрессора Л-905-61-1 (Невский завод)

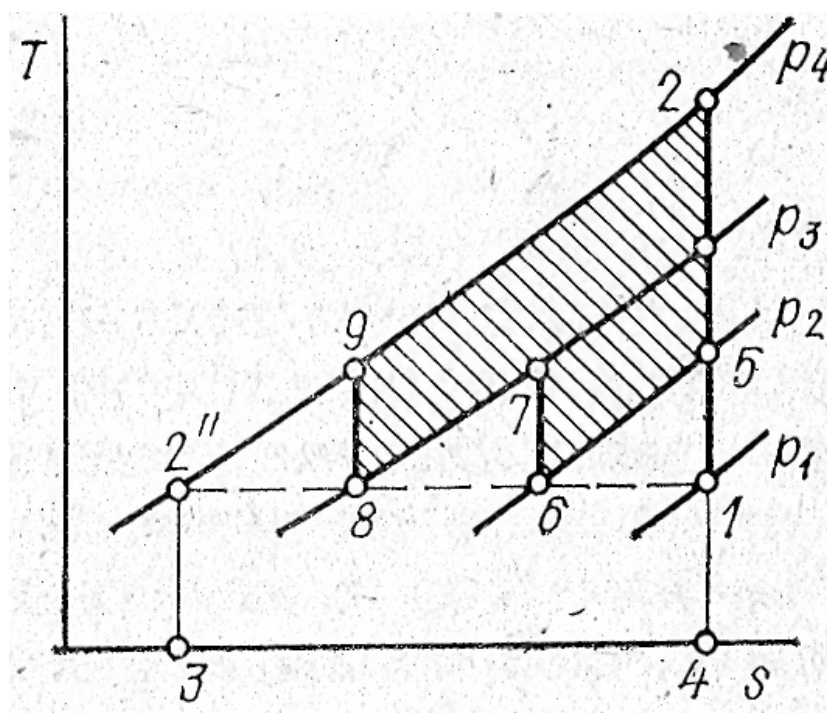


Рис. 8.7.6. $T-S$ диаграмма сжатия идеального компрессора с двумя промежуточными охлаждениями

Площадь под линией $T_1 = \text{const}$ между точками 1 и 2" пропорциональна работе изотермического сжатия и перемещения. У идеального неохлаждаемого компрессора процесс сжатия изоэнтропный – линия 1 – 2.

Политропная работа (изоэнтропная у идеального компрессора) пропорциональна площади 4 – 2 – 2" – 3. Экономия от изотермного сжатия пропорциональна площади 1 – 2 – 2".

При двух промежуточных охлаждениях в первой секции давление повышается до p_2 . Политропная работа секции пропорциональна площади под линией изобары 5 – 6. В идеальном промежуточном газоохладителе снижение температуры до температуры на входе в секцию происходит при постоянном давлении, т.е. по линии 5 – 6. Аналогично работают вторая секция и второй теплообменник.

Работа сжатия при промежуточном охлаждении складывается из работ неохлаждаемых секций. Экономия от охлаждения пропорциональна заштрихованной площади 5 – 2 – 9 – 8 – 7 – 6.

При увеличении количества промежуточных охлаждений экономия приближается к экономии при изотермическом сжатии. Практически количество промежуточных охлаждений не может быть больше, чем число ступеней минус единица.

Реальная экономия от промежуточного охлаждения значительно меньше. Процесс сжатия в реальном компрессоре иллюстрирует $T-S$ – диаграмма на рис. 8.7.7.

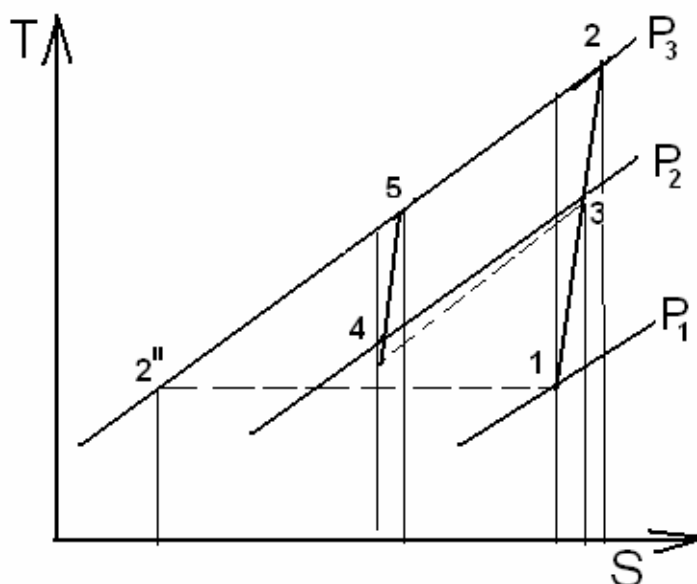


Рис. 8.7.7. $T-S$ – диаграмма реального компрессора с одним промежуточным охлаждением

В отличие от идеального ТК в реальности надо учитывать следующее:

- КПД неохлаждаемых секций менее единицы, показатель политропы больше показателя изоэнтропы. Линия процесса сжатия отклоняется вправо. Площадь под линией процесса эквивалентна потерям напора в проточной части,

- движение газа в газоохладителе сопровождается потерей давления на преодоление его сопротивления. Штриховая линия процесса охлаждения проходит ниже изобары конечного давления первой секции,

- снизить температуру газа в газоохладителе до температуры на входе в компрессор в большинстве случаев невозможно. Обычно температура газа на входе в компрессор близка к атмосферной. Такую же температуру имеет хладагент (вода, реже воздух). Процесс теплопередачи требует, чтобы хладагент был холоднее охлаждаемого газа.

При промежуточном охлаждении суммарное отношение давлений секций должно быть больше отношения давлений компрессора для компенсации потери давления в газоохладителе. Более высокая температура на входе во вторую секцию снижает эффект от промежуточного охлаждения.

Проблемы промежуточного охлаждения ЦК рассмотрены в [17]. Системам охлаждения в целом посвящена монография [2]. Из этих двух источников заимствованы приводимые ниже иллюстрации. Основные энергетические соотношения представлены в [17] следующим образом:

Внутренний напор секций можно представить в виде:

$$H_{i_{охл}} = \frac{H_{p_{охл}}}{\eta} = \frac{\int_n^k \frac{RT}{p} dp}{\eta} = \frac{RT_{cp} \ln \pi}{\eta}, \quad (8.7.2)$$

где η_i – политропный КПД секций с учетом потерь в газоохладителях, $T_{\bar{n}o}$ – средняя температура газа в компрессоре.

По определению изотермический КПД есть отношение изотермической работы сжатия $\dot{I}_{\dot{e}\zeta}$ к затраченной работе $\dot{I}_{\dot{u}\dot{o}\dot{e}}$, откуда следует связь между изотермическим КПД и политропным КПД секций:

$$\eta_{из} = \frac{H_{из}}{H_{i_{охл}}} = \eta_i \frac{RT_n \ln \pi}{RT_{cp} \ln \pi} = \eta \frac{T_n}{T_{cp}}. \quad (8.7.3)$$

Изотермический КПД тем выше, чем выше политропный КПД секций (с учетом потерь в холодильниках) и чем ближе средняя температура газа в процессе сжатия к начальной температуре.

Затраченная работа секций как сумма их работ равна:

$$H_{\text{охл}} = \frac{k}{k-1} R \left[T_n \left(\pi_1^{\frac{k-1}{k\eta_1}} - 1 \right) + T_{n2} \left(\pi_2^{\frac{k-1}{k\eta_2}} - 1 \right) + \dots + T_{nn} \left(\pi_n^{\frac{k-1}{k\eta_n}} - 1 \right) \right], \quad (8.7.4)$$

откуда:

$$\eta_{\text{из}} = \frac{\ln \pi}{\frac{k}{k-1} \left[\pi_1^{\frac{k-1}{k\eta_1}} - 1 + \frac{T_{n2}}{T_n} \left(\pi_2^{\frac{k-1}{k\eta_2}} - 1 \right) + \dots + \frac{T_{nn}}{T_n} \left(\pi_n^{\frac{k-1}{k\eta_n}} - 1 \right) \right]}. \quad (8.7.5)$$

Чтобы рассчитать изотермический КПД компрессора при известных параметрах его секций требуется знать температуры на их входе и связать отношение давлений секций с отношением давлений компрессора.

При проектировании газоохладителей стремятся добиться величины недоохлаждения $\Delta T_{ii} = T_{in} - T_i$ в пределах 10 – 12 К. Соответственно отношение температур при известном недоохлаждении равно:

$$\frac{T_{in}}{T_i} = 1 + \frac{\Delta T_{ii}}{T_i} \approx 1 + \frac{10-15 \text{ К}}{T_i}. \quad (8.7.6)$$

Выбором размеров и формы газоохладителей стараются добиться, чтобы потеря давления в нем не превышала 3 – 5% от давления на входе:

$$\frac{\Delta p_{\text{зо}}}{p_n} \approx 0,03 - 0,05. \quad (8.7.7)$$

Связь отношения давлений компрессора и секций устанавливает соотношение:

$$\pi = e \pi_1 \pi_2 \dots \pi_n, \quad (8.7.8)$$

Коэффициент e , учитывающий потерю давления равен, например, при трех промежуточных охлаждениях:

$$e = 1 - \frac{\Delta p_{zo1}}{p_n \pi_1} - \frac{\Delta p_{zo2}}{p_n \pi_1 \pi_2} - \frac{\Delta p_{zo3}}{p_n \pi_1 \pi_2 \pi_3}, \quad (8.7.9)$$

и т.д.

Эффективность промежуточного охлаждения возрастает с ростом повышения температуры газа при сжатии без охлаждения:

$$\Delta T_{no} = T_n \left(\pi^{\frac{k-1}{k\eta}} - 1 \right). \quad (8.7.10)$$

Промежуточное охлаждение тем эффективнее, чем больше отношение давлений, меньше политропный КПД секций, и чем больше показатель изэнтропы сжимаемого газа. У воздушных ЦК одно промежуточное охлаждение делают иногда уже при отношении давлений $\pi \geq 4,0$. Так называемые ЦК общего назначения при $\pi = 8 - 10$ имеют два – три промежуточных охлаждения в зависимости от общей схемы и числа ступеней. При выборе количества охлаждений нужно иметь в виду, что добавление каждого последующего приносит все меньшую экономию. У идеального компрессора наибольшая экономия получается при одинаковом отношении давлений во всех n секциях:

$$\pi_{секц.опт} = \sqrt[n]{\pi_{компр}}. \quad (8.7.11)$$

В реальном компрессоре с учетом недоохлаждения экономия больше, когда отношение давлений первой секции несколько больше, чем у остальных. Отклонение от этих правил несущественно влияет на экономию. Практически разбивка отношения давлений между секциями получается зависящей от числа ступеней в секции, соотношения диаметров РК и их коэффициентов напора. При решении этих вопросов важнее учитывать соображения, обсуждаемые в разделе 8.2 (схемы проточной части ЦК).

Вопросы оптимизации промежуточного охлаждения конкретного компрессора решаются путем вариантных расчетов. Соответствующие возможности предоставляет программа ODCC-G4E Метода универсального моделирования.

Ниже приведены данные по одному из вариантов воздушного компрессора с производительностью 5 кг/с и отношением давлений $\pi_{вх/вх} = 10$. Рассматривается «классическое» одновальное

шестиступенчатое исполнение. Выходной файл приближенного вариантного расчета дает достаточно подробную информацию о варианте:

№	Тип	Φ	M_u	ψ_T	Re_u	u_2
1	2D+VD	0,080	0,891	0,6	$0,93 \times 10^6$	303,3
2	2D+VD	0,058	0,815	0,6	$1,29 \times 10^6$	303,3
3	2D+VD	0,047	0,782	0,6	$1,76 \times 10^6$	273,0
4	2D+VD	0,036	0,729	0,6	$2,30 \times 10^6$	273,0
5	2D+VD	0,027	0,729	0,6	$3,23 \times 10^6$	257,8
6	2D+VD	0,021	0,692	0,6	$4,08 \times 10^6$	257,8

№	Тип	D_2	η	T_n	T_k
1	2D+VD	0,472	0,796	288,0	344,2
2	2D+VD	0,472	0,842	344,2	400,9
3	2D+VD	0,425	0,825	303,0	349,1
4	2D+VD	0,425	0,831	349,1	395,6
5	2D+VD	0,401	0,799	303,0	344,9
6	2D+VD	0,401	0,788	344,9	387,3

Mass flow, $m = 5.00 \text{ kg/s}$

Outlet pressure, $P_{out} = 9.900 \text{ Atm}$ ($9.7020E+05 \text{ Pa}$)

Inlet pressure, $P_{in} = .990 \text{ Atm}$ ($9.7000E+04 \text{ Pa}$)

Inlet temperature, $T_{in} = 288.00 \text{ K}$

Isentropic coefficient, $k = 1.4000$

Gas constant, $R = 287.00 \text{ J/kg/K}$

Dynamic viscosity coefficient, $\mu_u = 1.8000E-04 \text{ n}^*\text{s/m}^2$

Amount of rotors, $n_r = 1$

Amount of stages on rotor #1, $n_{st} = 6$

Intercooler after stage #2, $dT_c = 15.00 \text{ K}$, $dP_c = 5.000 \%$

Intercooler after stage #4, $dT_c = 15.00 \text{ K}$, $dP_c = 5.000 \%$

Thermal Efficiency, $ET_{At} = 0.653$

Power consumption, $N_c = 1455.46 \text{ kW}$

Приемлемый, но не высокий изотермический КПД, равный 0,653, типичен для ЦК такого типа. Пониженная эффективность связана с низкими коэффициентами расхода Φ_δ концевых ступеней и с наибольшими значениями недоохлаждения (15 K) и потерями давления в воздухоохладителях (5%). Расчет такого же варианта с лучшими показателями воздухоохладителей – недоохлаждение 10 K , потеря

давления 3% – дал величину изотермического КПД, равную 0,672. От компрессора на те же параметры с более прогрессивной двухвальной четырехступенчатой схемой и тремя промежуточными охлаждениями можно ожидать изотермический КПД порядка 70%.

Наряду с КПД для оценки охлаждаемых компрессоров используют коэффициент $\mathcal{E}$ – экономия:

$$\mathcal{E} = \frac{H_i - H_{i_{охл}}}{H_i} = \frac{N_i - N_{i_{охл}}}{N_i}. \quad (8.7.12)$$

Для эквивалентного неохлаждаемого компрессора в приведенном примере внутренняя мощность при политропном КПД 83% равна 1747 кВт, а по результату расчета варианта с двумя охлаждениями – 1455 кВт.

Соответственно, $\mathcal{E} = \frac{N_i - N_{i_{охл}}}{N_i} = \frac{1747 - 1455}{1747} = 0,167$.

Экономия потребляемой мощности в 16,7% безусловно заслуживает усилий по организации промежуточного охлаждения.

Промежуточное охлаждение значительно усложняет компрессор и установку в целом. Сами газоохладители и коммуникации по размеру больше собственно компрессора, что демонстрирует типичная схема установки центробежного компрессора с промежуточными газоохладителями – рис. 8.7.8.

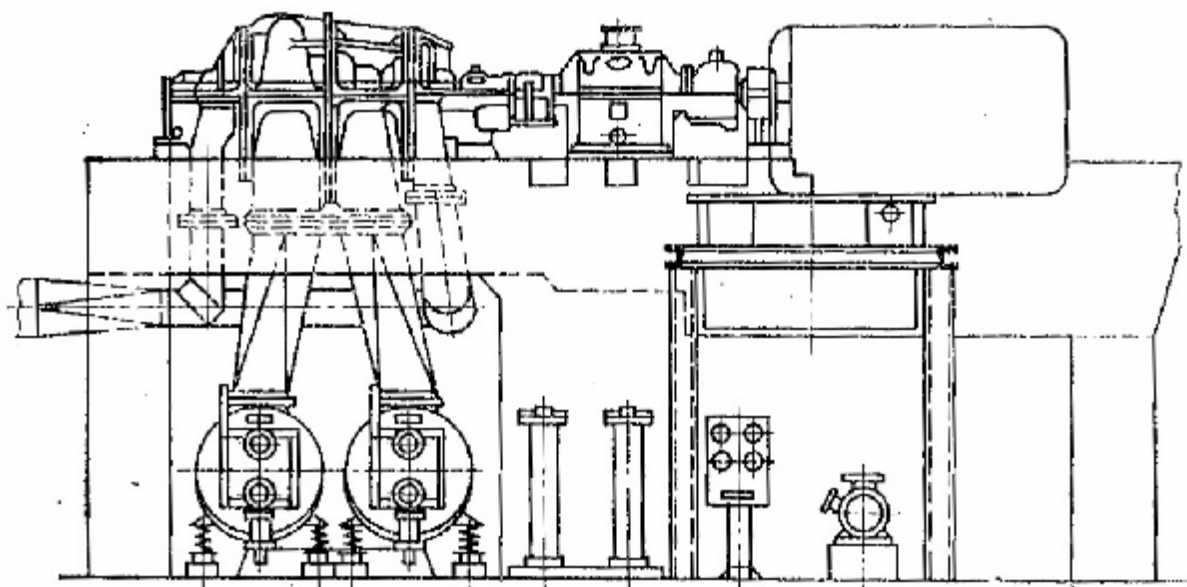


Рис. 8.7.8. Подвальная компоновка газоохладителей с турбокомпрессором

В компрессорах низкого и среднего давления применяют кожухотрубные газоохладители, принцип устройства которого демонстрирует рис. 8.7.9. Оребренные снаружи трубы заделаны в трубные доски. Доски закрыты крышками с перегородками, образующими многократное прохождение воды внутри труб. Трубный пучок помещен в кожух, в котором трубы снаружи обтекаются охлаждаемым газом.

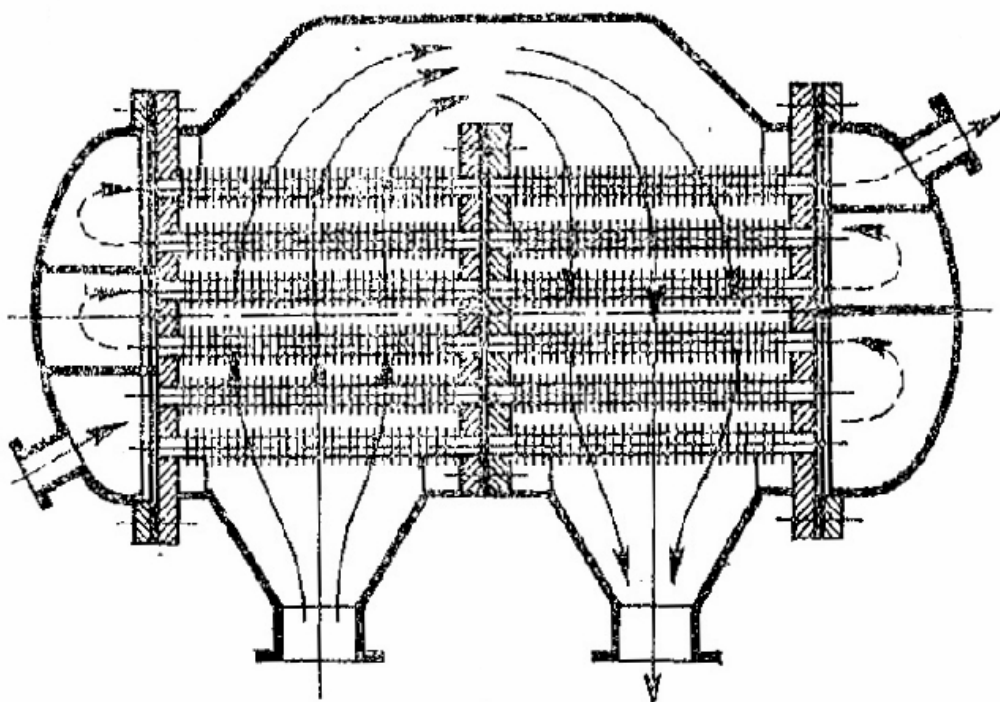


Рис. 8.7.9. Принцип устройства кожухотрубного газоохладителя.

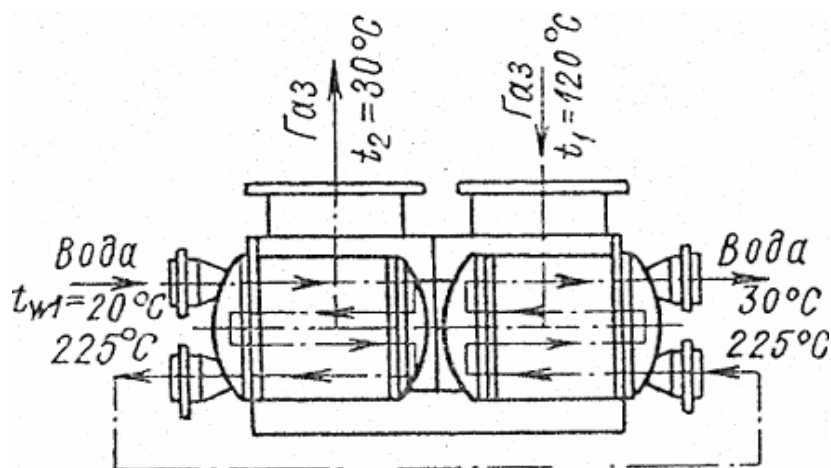


Рис. 8.7.10. Схема промежуточного газоохладителя промышленного центробежного компрессора — два последовательно обтекаемых газом трубных пучка в общем корпусе.

Соотношения размеров газоохладителя на рис. 8.7.9 соответствуют небольшому объемному расходу газа. Типичная схема газоохладителя промышленного центробежного компрессора показана на рис. 8.7.10. Обратите внимание на то, что движение воды организовано таким образом, чтобы максимально приблизиться к принципу противотока.

Наружное оребрение труб необходимо для улучшения теплоотвода от газа, плотность которого многократно уступает плотности охлаждающей воды, движущейся внутри труб. Шахматное расположение труб в пучке демонстрирует рис. 8.7.11.

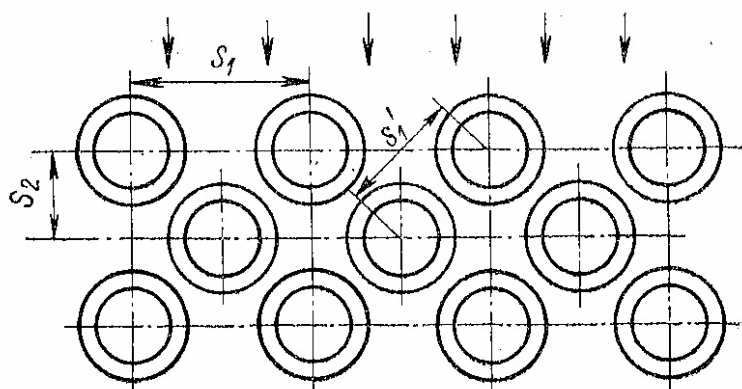


Рис. 8.7.11. Компоновка трубного пучка

На рис. 8.7.12 показаны оребренные трубы четырех типов.

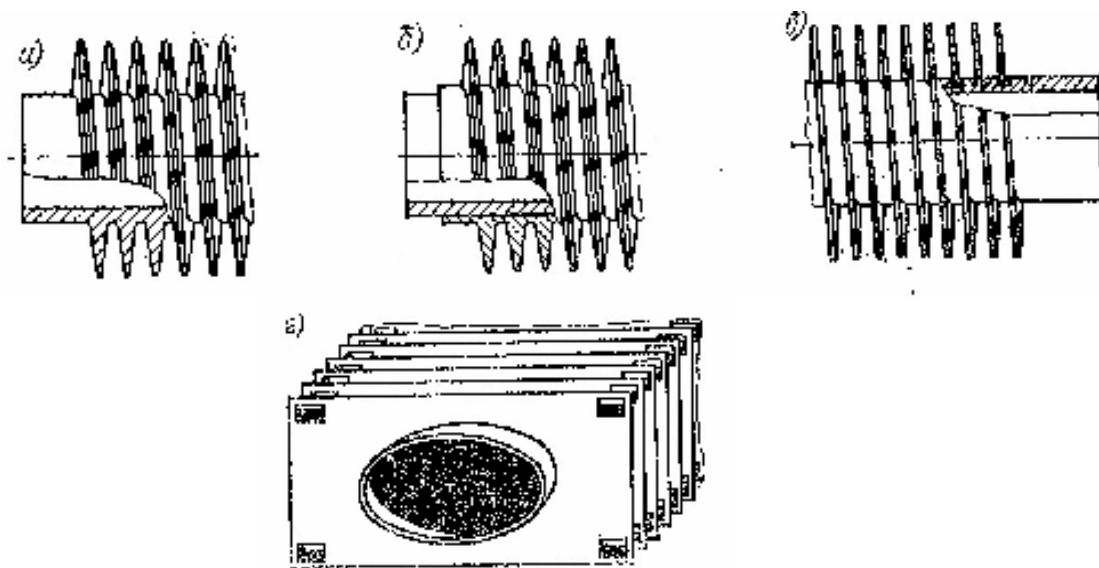


Рис. 8.7.12. Трубы с наружным оребрением: (а) – цельнокатаная монометаллическая труба, (б) – цельнокатаная биметаллическая труба, (в) – с ленточным оребрением, (г) – с насадными ребрами

Вариант г) представляет разнообразные трубы, имевшие исключительное применение в прошлом. Такие трубы изготавливались из красной меди и латуни. Для соединения труб, ребер и промежуточных втулок требуется дорогостоящий припой. Для насадки ребер использовался низко производительный ручной труд. Овальная форма трубы (и сходные другие формы) уменьшает сопротивление при обтекании газом, но их трудно очищать изнутри. Большее распространение имеют круглые трубы, поскольку их очистка от водяной накипи легко осуществляется механически. Альтернативные конструкции а), б), в) изготавливаются на механическом оборудовании, обычно из стали и алюминия.

При выборе размеров газоохладителя следует иметь в виду несколько требований:

- фронтальная поверхность трубного пучка должна соответствовать скорости потока порядка 10 м/с. При большей скорости могут быть неприемлемы потери давления в газоохладителе. При меньшей скорости для нужной теплоотдачи потребуются большая поверхность охлаждения. Понятно, что скорость обтекания трубок в пучке значительно больше из-за загромождения проходного сечения трубками,

- глубина трубного пучка должна обеспечивать нужную теплоотдачу, но при этом иметь приемлемое сопротивление,

- суммарное сечение трубок для пропуска воды должно быть таким, чтобы скорость ее движения была примерно 1,5 – 2 м/с. Такая скорость обеспечивает нужную теплоотдачу при приемлемом сопротивлении, которое преодолевается насосом системы охлаждения. Количество воды, подаваемой в газоохладитель, определяется требуемым понижением температуры газа допустимым повышением температуры воды, которое равно примерно 10 К :

$$\bar{m}_{\text{воды}} = \bar{m}_{\text{компр}} \frac{C_{\text{р газа}}}{C_{\text{р воды}}} \frac{T_{\text{газa вх}} - T_{\text{газa вьх}}}{T_{\text{водь вьх}} - T_{\text{водь вх}}} . \quad (8.7.13)$$

В [15] изложен графоаналитический способ определения размеров трубного пучка конкретного газоохладителя при известных коэффициентах потерь и теплоотдачи. В настоящее время задачу оптимального проектирования газоохладителей целесообразно решать компьютерными методами.

Центробежные компрессоры с встроенными охладителями. Стремление к компактности установки и возможности осуществить охлаждение после каждой ступени при одновальной схеме привели к появлению разнообразных конструкций ЦК с водяными газоохладителями

внутри корпуса. Наиболее жизненной оказалась схема с двумя вертикальными трубными пучками по обе стороны ступени. Схема проточной части ступени с охладителями показана на рис. 8.7.13.

При таком размещении газоохладителей в проточной части появляются специфические элементы проточной части для подвода и отвода газа:

- направляющий аппарат для преобразования циркуляционного течения после диффузора в два плоских потока – рис. 8.7.14,
- два плоских колена для поворота потока на 180° с одновременным значительным расширением – рис. 8.7.15,
- подводящие каналы от газоохладителей к следующей ступени – схема показана в правой части рис. 8.7.13.

Расчетно – теоретически и экспериментально элементы проточной части были исследованы на кафедре компрессоростроения ЛПИ в 1970-е гг., проведены испытания модельной ступени. По проекту кафедры Научно-исследовательский институт турбокомпрессоростроения (г. Казань) построил экспериментальный компрессор с встроенными охладителями производительностью $160 \text{ м}^3/\text{мин}$ и отношением давлений $\pi = 8$. Впоследствии более прогрессивной была признана и реализована многовальная схема.

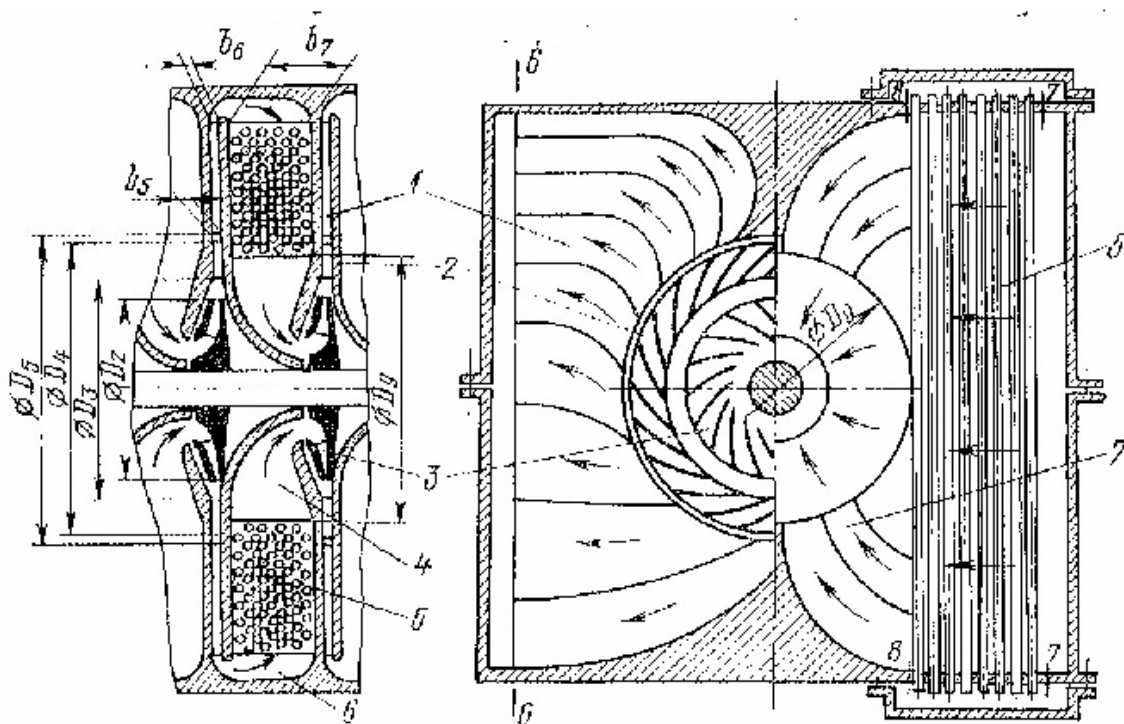


Рис. 8.7.13. Схема проточной части центробежной ступени с двумя внутренними пучками газоохладителя

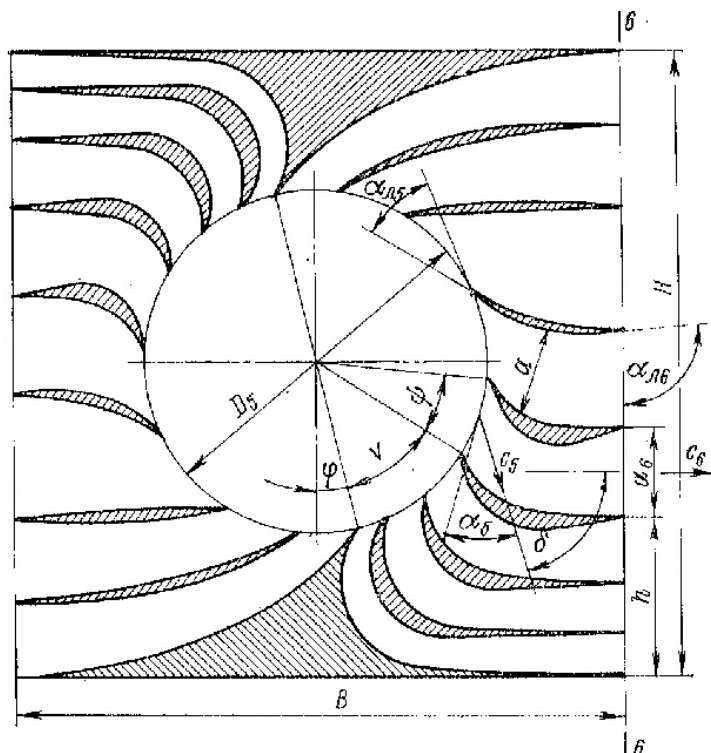


Рис. 8.7.14. Направляющий аппарат ступени с двумя встроенными газоохладителями [19]

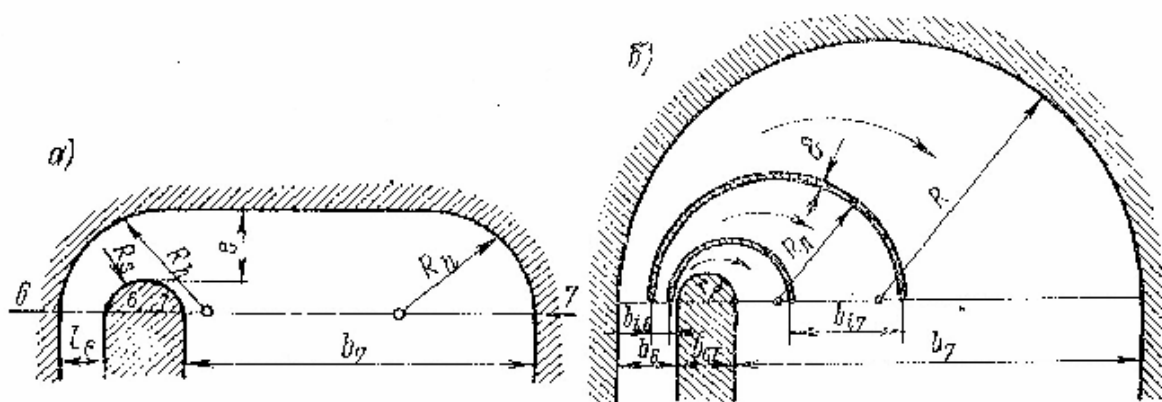


Рис. 8.7.15. Варианты плоского поворотного колена ступени с двумя встроенными газоохладителями [19]

Некоторые мировые производители имеют такие ЦК в производственной программе до настоящего времени. Охлаждение после каждой ступени приближает процесс к сжатию при постоянной температуре, почему в западной литературе их именуют изотермкомпрессорами. На рис. 8.7.16 показан пример современного изотермкомпрессора

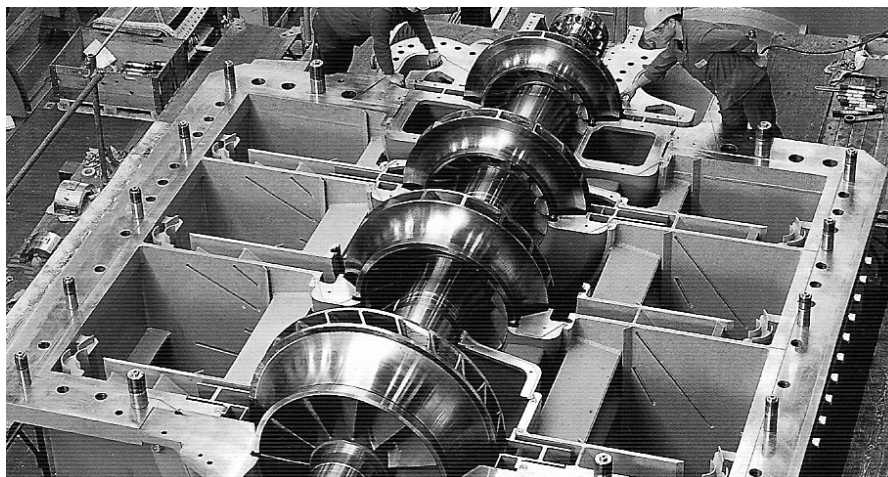


Рис. 8.7.16. Современный центробежный компрессор с встроенными газоохладителями. Вид на горизонтальный разъем (МАН – ГХХ, Цюрих)

Для получения приемлемых коэффициентов расхода последних ступеней, первые ступени изотермкомпрессоров делают высокорасходными с пространственными осерадиальными рабочими колесами. Совместно с охлаждением после каждой ступени это обеспечивает высокую эффективность. Компрессоры общего назначения с отношением давлений $\pi \approx 9$ при пяти ступенях и четырех газоохладителях имеют изотермный КПД до 72% (данные производителей).

8.8. ПОДВОДЯЩИЕ И ОТВОДЯЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Общие положения. По традиции проточная часть ТК делится на группу ступеней, и на входные патрубки (ВП) и выходные устройства (ВУ). Входные патрубки и выходные устройства не считаются частью ступеней, а относятся собственно к компрессору и рассматриваются в этом разделе.

Скорости потока на входе и выходе ступеней весьма высоки. В осевых компрессорах коэффициенты расхода $\varphi \approx 0,3 - 0,7$, т.е. даже в дозвуковых компрессорах расходная скорость на входе в первую ступень может достигать 200 м/с. У центробежных компрессоров уровень расходных скоростей примерно вдвое меньше, но и такие скорости очень велики.

Промышленные ТК работают в технологических системах. В трубопроводах, связывающих систему воедино, скорости движения газов не могут быть большими во избежание неприемлемых гидравлических потерь. Зависимость потерь в трубопроводе длиной l от скорости при

заданном массовом расходе $\bar{m} = \rho c \pi \frac{d^2}{4}$ вытекает из известной формулы:

$$\Delta p = \rho \lambda_{(\text{Re}, \bar{k})} \frac{c^2}{2} \frac{l}{d} :$$

$$\Delta p = \lambda_{(\text{Re}, \bar{k})} \rho^{1,5} \frac{\sqrt{\pi}}{4} \frac{l}{\sqrt{\bar{m}}} c^{2,5} . \quad (8.8.1)$$

Обычно скорости в трубопроводах турбокомпрессорных установок лежат в пределах 20 - 30 м/с. Поэтому входные патрубки являются конфузорами, а выходные устройства – диффузорами. Аэродинамические требования к ВП и ВУ:

– минимальные потери напора, характеризующиеся коэффициентами потерь. По традиции характерной скоростью в выражении для коэффициента потерь является максимальная скорость в соответствующем канале. Для конфузорного входного патрубка это скорость на выходе, а для диффузорного ВУ это скорость на входе:

$$\zeta_{\text{вхп}} = \frac{h_w}{\frac{c_{\text{вых}}^2}{2}}, \quad \zeta_{\text{вы}} = \frac{h_w}{\frac{c_{\text{вх}}^2}{2}}, \quad (8.8.2)$$

– наибольшая равномерность потока в кольцевом сечении на границе патрубка с группой ступеней. Неравномерность потока в меридиональном направлении вызывается неизбежным образованием пограничных слоев и поворотом потока в меридиональной плоскости, Неравномерность в окружном направлении возникает, если патрубок имеет неосесимметричную форму. При обработке результатов экспериментов (в том числе численных) неравномерность потока характеризуют коэффициентами неравномерности того или иного вида, например:

$$\chi_c = \frac{c_{\text{т max}} - c_{\text{т ср}}}{c_{\text{т ср}}}, \text{ или } \omega = \frac{c_{\text{т min}} - c_{\text{т ср}}}{c_{\text{т ср}}} . \quad (8.8.3)$$

Чем ближе к единице значение χ_c или к нулю значение ω , тем более благоприятны условия на входе в первую ступень после входного патрубка, или меньше неблагоприятное обратное влияние выходного

устройства на течение в концевой ступени. Негативная роль неравномерности потока связана со следующими обстоятельствами:

- чем больше неравномерность потока, тем больше кинетическая энергия потока при заданном расходе. Потери в ступени после входного патрубка, или потери в самом выходном патрубке, пропорциональны кинетической энергии,

- при выравнивании неравномерного потока происходит замедление максимальной скорости с возможностью отрыва и соответствующих потерь,

- известно, что неравномерность потока на входе или выходе из рабочего колеса вызывает периодическую нестационарность обтекания его лопаток со всеми вытекающими неблагоприятными последствиями.

Профилирование патрубков производится с учетом перечисленных обстоятельств. Часто приходится считаться с габаритными ограничениями, затрудняющими создание патрубков с наилучшими показателями.

Осевые входные патрубки. Наименьшие потери и наиболее равномерное поле скоростей имеют патрубки, подводящие поток в осевом направлении. Такие патрубки гармонично сочетаются с центробежными ступенями, имеющими рабочие колеса, консольно-расположенные на концах валов. Примеры приведены на рис. 1.3.4, 1.3.5 б, 1.3.8 а. На рис. 1.3.4 показано, что такой патрубок состоит из осесимметричного конфузора с расположенным внутри него обтекателем торца вала.

Аэродинамическая схема такого обтекателя показана на рис. 8.8.1. У многовальных ЦК между ступенями расположены газоохладители. Трубопровод, подводящий газ из охладителя к патрубку, имеет достаточно протяженный прямой участок. Ускорение потока в патрубке утоньшает пограничный слой на выходе из патрубка. При плавных обводах конфузора и обтекателя структура потока практически равномерная, коэффициент потерь напора $\zeta_{\text{вх.п.}} \approx 0,05$.

Осевые входные патрубки имеют осевые компрессоры ВРД при расположении вне фюзеляжей самолетов – пример на рис. 1.3.2. У них внутренний неподвижный обтекатель соединен опорами обтекаемой формы с корпусом патрубка. Внутри обтекателя расположен передний подшипник ротора. Наличие опор внутри проточной части несколько увеличивает потери напора по сравнению со схемой на рис. 8.8.1.

Специфика входных патрубков компрессоров летательных аппаратов является наличие скоростного напора на входе $h_{\text{сн}} = \frac{\bar{V}_n^2}{2}$. При этом нужно учитывать то обстоятельство, что не при всех режимах полета направление вектора $\bar{V}_n$ совпадает с осью патрубка. Вопрос рассмотрен в [1]. Особенно большого внимания требуют входные патрубки компрессоров при

сверхзвуковых скоростях полета, когда торможение набегающего потока от $\vec{V}_n$ до c_n происходит через систему косых и прямого скачка. В этом случае направление, и скорость полета очень сильно влияют на условия входа. На рис. 8.8.2 показаны возможные схемы сверхзвуковых входных устройств, преобразующих скоростной напор в давление.

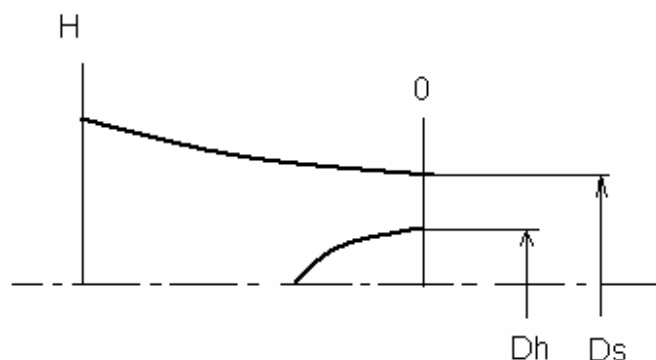


Рис. 8.8.1. Аэродинамическая схема осевого обтекателя центробежной ступени с консольным рабочим колесом

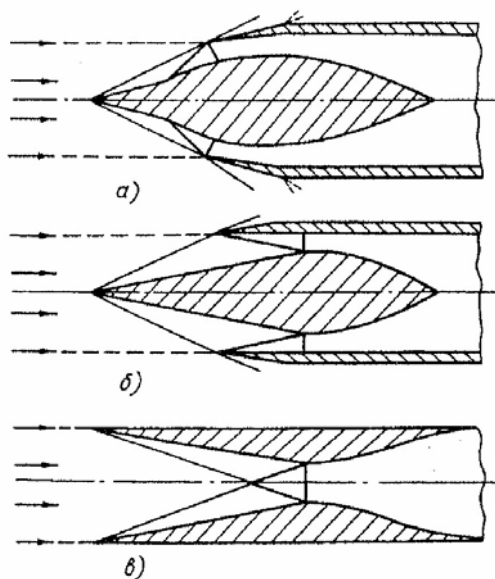


Рис. 8.8.2. Типы сверхзвуковых входных устройств: (а) – внешнего, (б) – смешанного, (в) – внутреннего сжатия

Входные патрубки с радиальным подводом. Промышленные ТК имеют обычно двухуровневую компоновку – пример на рис. 8.7.8. Подводящий и отводящий трубопроводы, промежуточные охладители и их коммуникации расположены в подвале. Компрессор в машинном зале легко доступен для осмотра и обслуживания. При необходимости верхняя

часть корпуса компрессора, как и подшипников, может быть снята для осмотра и обслуживания.

При такой компоновке на вход компрессора газ поступает в радиальном направлении. Входной патрубок приобретает неосесимметричную пространственную форму. При этом следует ожидать значительных потерь в самом патрубке, и снижения эффективности следующей за ним ступени ТК.

Радиальный ВП подводит газ от круглого сечения трубопровода диаметром D_{ex} к кольцевому сечению на входе в ступень с диаметрами D_n, D_{em} (ОК) или D_0, D_{em} (ЦК). Принципиально схема течения в патрубках ОК и ЦК одинаковая. Различие в соотношениях размеров и особенностях формы связаны с тем, что у ОК патрубки могут иметь больший осевой размер, что улучшает их аэродинамическое качество. Барабанные роторы ОК имеют большую жесткость и могут быть длинными. У ЦК с промежуточным охлаждением выходные и входные парубки должны иметь минимальные осевые размеры.

Ограниченность осевых размеров лишает разнообразия форму радиальных ВП центробежных компрессоров. На рис. 8.8.3 показана схема и основные размеры ВП промежуточной ступени.

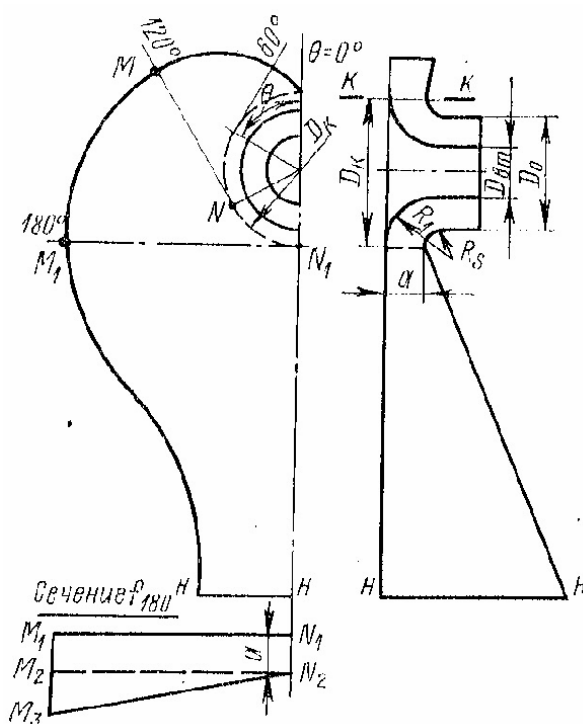


Рис. 8.8.3. Схема и основные размеры входного патрубка промежуточной ступени

Проточная часть патрубка условно делится на три элемента

- подводящий канал сеч. «Н» – сеч. «Н₁-М₁» – радиальная плоскость,
- спиральная камера из двух одинаковых половин сеч. «Н₁-М₁» – текущие сечения «Н-М» с изменением центрального угла Θ от 0^0 до 180^0 – радиальная плоскость,
- криволинейный конфузор сечение $D_e - D_0$ – меридиональная плоскость.

Такие патрубки были предметом детального исследования на кафедре компрессоростроения ЛПИ (кафедра КВХТ СПбГПУ) с применением методов электроанalogии, статической продувки, визуализации [20].

На рис. 8.8.4 показана схема установки «водяной» электроанalogии для моделирования течения в криволинейном осесимметричном канале перед РК. В до-компьютерную эпоху методы электроанalogии и электромагнитной аналогии были ценным источником информации о поведении невязкого потока. Результаты исследований и правила проектирования радиальных ВП в сводном виде изложены в [16].

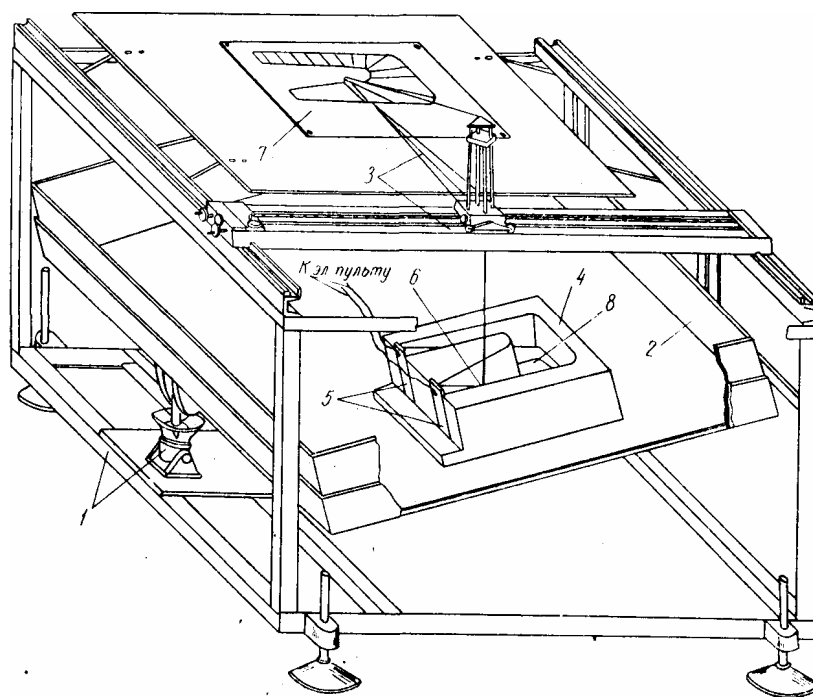


Рис. 8.8.4 Схема установки «водяной» электроанalogии (кафедра компрессоростроения ЛПИ, 1960-е гг.)

На рис. 8.8.5 показаны векторы скорости в радиальном сечении подводящего патрубка – спиральной камеры, измеренные в процессе статической продувки

Обращает внимание направление потока в спиральной камере. Векторы скорости перпендикулярны касательным к окружности диаметра D_k . Это обстоятельство учитывается при выборе формы спиральной камеры в радиальной плоскости. Поток, поступающий в криволинейный конфузор в плоскости симметрии (справа на рис. 8.8.2), движется разным путем в зависимости от центрального угла Θ . Результатом является различие в потерях напора на выходе из ВП.

Результаты измерений при статической продувке показаны на рис. 8.8.5.

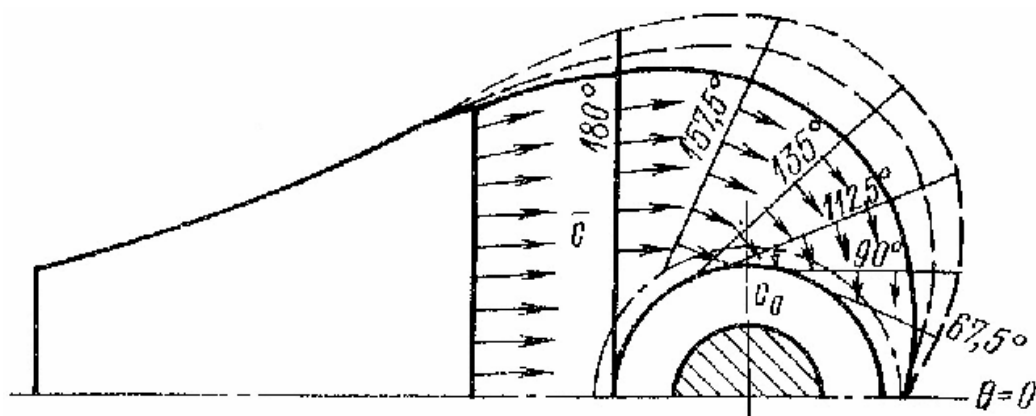


Рис. 8.8.5. Векторы скорости в радиальном сечении подводящего патрубка – спиральной камеры [20]

Наиболее важный параметр проектирования – отношение площадей входа $f_{вх} = \frac{\pi}{4} D_{вх}^2$ и выхода $f_0 = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_{вт}^2)$, которое определяет общую конфузорность патрубка. Проектировщик не свободен в выборе соответствующих размеров. Площадь входа определена объемным расходом компрессора и скоростью течения в подводящем трубопроводе. Проектировщик компрессора заинтересован в том, чтобы эта скорость была как можно меньше. Это требует применения трубопроводов большего диаметра D_n , который ограничен очевидными причинами.

Отношение площадей ВП обычно получается в пределах $\frac{f_{вх}}{f_0} \approx 2,0 - 3,5$.

Общую конфузорность следует разделить между тремя элементами его проточной части.

Если осевой габарит патрубка сильно ограничен, нужно уделить внимание выбору размеров криволинейного конфузора R_s и a – рис. 8.8.2.

Отношение $\frac{R_s}{a}$ в любом случае не должно быть не меньше 0,6, чтобы избежать излишнего пика скорости на выпуклой поверхности криволинейного конфузора. Размер a определяет отношение площадей из условия $\frac{f_\kappa}{f_0} = \frac{\pi D_\kappa a}{\frac{\pi}{4}(D_0^2 - D_{\text{вм}}^2)} = \frac{4(D_0 + 2R_s)a}{(D_0^2 - D_{\text{вм}}^2)} \geq 1,5$:

$$a = \frac{f_\kappa}{f_0} \frac{(D_0^2 - D_{\text{вм}}^2)}{4(D_0 + 2R_s)}. \quad (8.8.4)$$

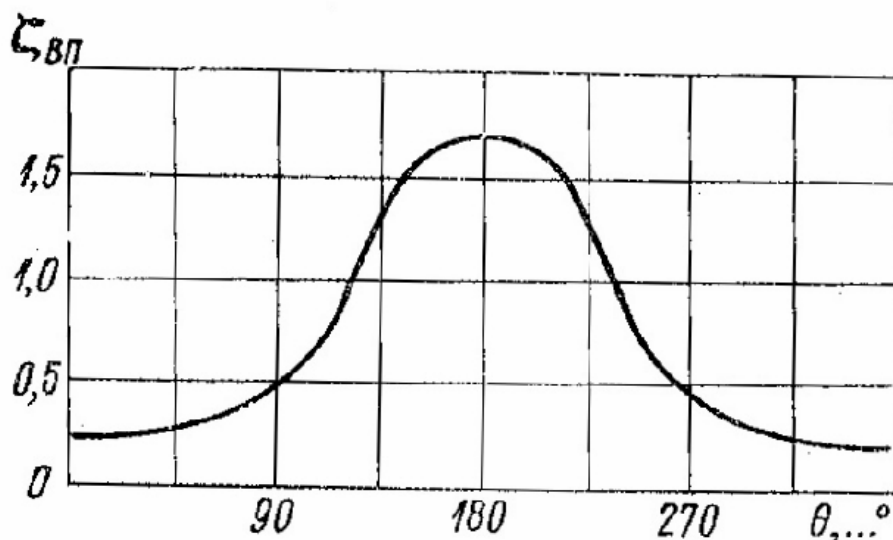


Рис. 8.8.6. Распределение потерь в входном патрубке по окружности выходного сечения [20]

Большие значения конфузорности увеличивают размер a . Это уменьшает потери напора при повороте потока в криволинейном конфузоре и способствуют большей равномерности потока на выходе из ВП. Благоприятнее становится соотношение размеров начального сечения спиральной камеры a и $2M_1N_1$. При малом a это сечение может быть сильно вытянутым в радиальной плоскости, что делает форму подводящего патрубка неблагоприятной. С другой стороны, большие значения a ведут к увеличению осевого размера ВП.

Выбор ширины начального сечения спиральной камеры $2M_1N_1$ предопределяет соотношения ее конфузорности $\frac{f_{M_1N_1}}{f_n} = \frac{2M_1N_1a}{\pi D_n a} = \frac{2M_1N_1}{\pi(D_0 + 2R_s)}$

и конфузорности подводящего патрубка $\frac{f_n}{f_{M_1 N_1}} = \frac{\frac{\pi}{4} D_n^2}{2 M_1 N_1 a}$. Обычно конфузорность спиральной камеры небольшая, $\frac{f_{M_1 N_1}}{f_k} \approx 1,1 - 1,2$.

Продольный размер сечения:

$$2 M_1 N_1 = \frac{f_{M_1 N_1}}{f_k} \pi D_k. \quad (8.8.5)$$

Выбранные значения $R_s, a, 2 M_1 N_1$ определяют основные соотношения входного патрубка. Форму спиральной камеры определяют проходные сечения $MN = f(\Theta)$, которые принято выполнять уменьшающимися пропорционально увеличению центрального угла. Понятно, что меньшее сопротивление течению в сечениях $\Theta = 0 - 90^\circ$ приводит к тому, что скорость потока здесь больше, что ведет к окружной неравномерности потока. Желание улучшить подвод в сечениях $\Theta = 90 - 180^\circ$ за счет увеличения размеров MN , как показано штриховыми линиями на рис. 8.8.2, не дает положительных результатов. Статические продувки показали возможность образования застойных зон там, где сечения излишне увеличены. Лучшие результаты дает расширение сечений MN в меридиональных плоскостях, как это показано внизу рис. 8.8.2. Пример эскиза проточной части ВП на рис. 8.8.6, дает представление о результатах профилирования.

В плоскости симметрии устанавливается разделительное ребро – радиальное сечение ВП. Оно препятствует появлению самопроизвольной закрутки потока из-за неизбежного отклонения реальной формы ВП от полной симметрии.

Несимметричная форма ВП с радиальным подводом вызывает значительную неравномерность потока на выходе – входе в последующую ступень. Наиболее неприятна неравномерность в окружном направлении. Помимо значительного изменения величины скорости на выходе из ВП $c_0 = f(\Theta)$ происходит изменение ее направления. Как видно из схемы на рис. 8.8.7, в спиральной камере газовые частицы имеют в радиальной плоскости вертикальную составляющую скорости. Везде, кроме меридиональной плоскости симметрии, эти составляющие создают на входе в РК закрутку потока, противоположную по знаку в левой и правой части патрубка.

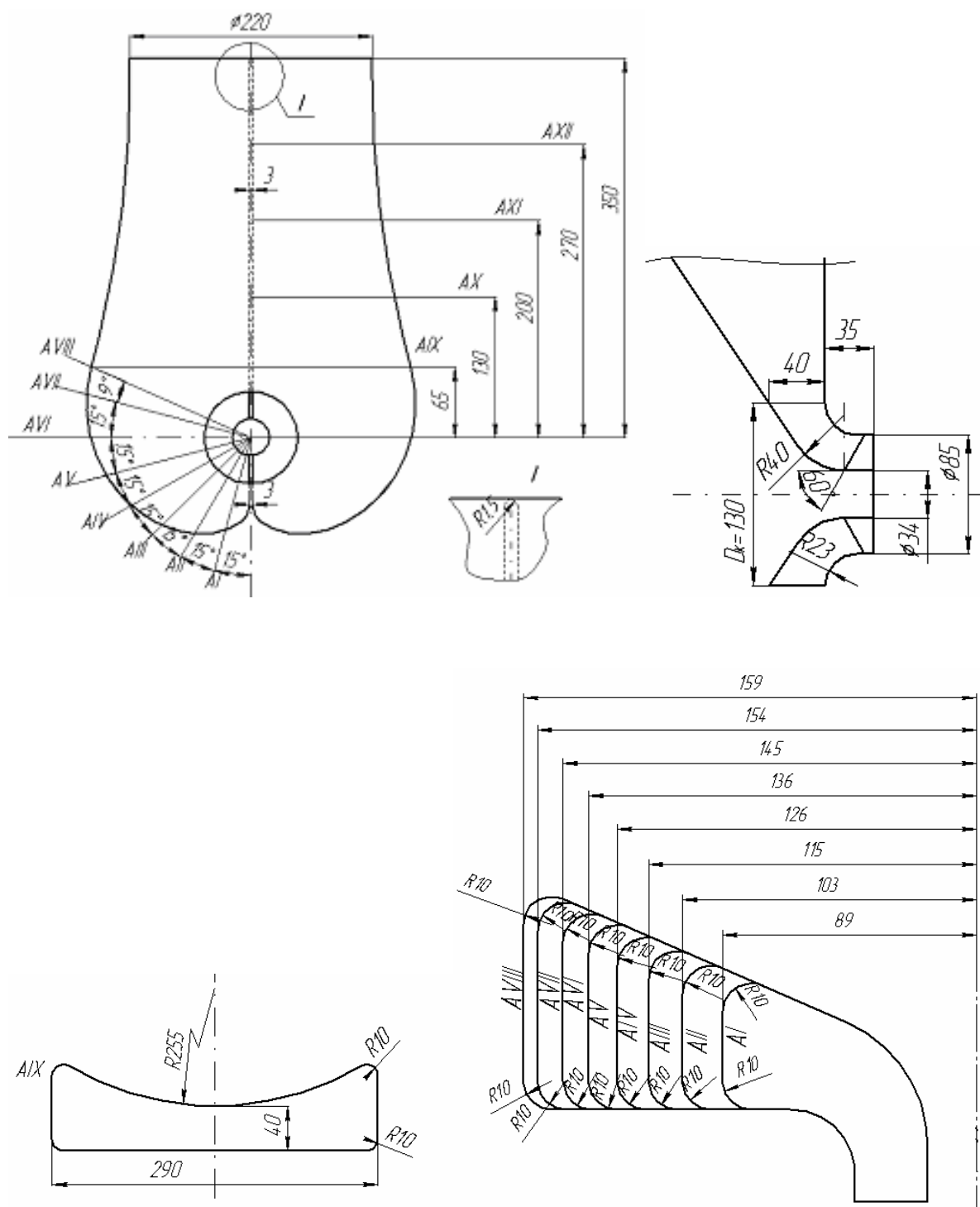


Рис. 8.8.6. Радиальный входной патрубок малоразмерного центробежного компрессора. Вверху радиальное и меридиональное сечения. Внизу начальное и текущие сечения спиральной камеры

Сравнение результатов испытания модельных ступеней с осевым патрубком и патрубком с радиальным подходом показывают разницу в 2,5 – 3,5% КПД ступени, что вызывается как потерями в самом патрубке, так и

его негативным влиянием на работу ступени. Это соответствует высоким значениям коэффициента потерь $\zeta_{en} = \frac{2\Delta\eta_{en}\psi_T}{(c_0/u_2)^2} \approx 0,35 - 0,40$. Измерения коэффициента собственных потерь патрубков путем их продувки отдельно от ступеней показывают примерно вдвое меньшие значения.

ВП с радиальным подводом осевых компрессоров состоят из таких же трех элементов. Требования к их совершенству выше, чем у центробежных компрессоров по причине высокой чувствительности осевых ступеней к неравномерности потока на входе и в связи с большим уровнем скоростей в проточной части ОК. Большая свобода в выборе осевых размеров позволяет добиться лучшей равномерности на выходе и меньших собственных потерь. Примеры исполнения ВП промышленных компрессоров на рис.1.3.9, 1.3.11, 8.2.2, 8.2.4 дополняет рис. 8.8.8.

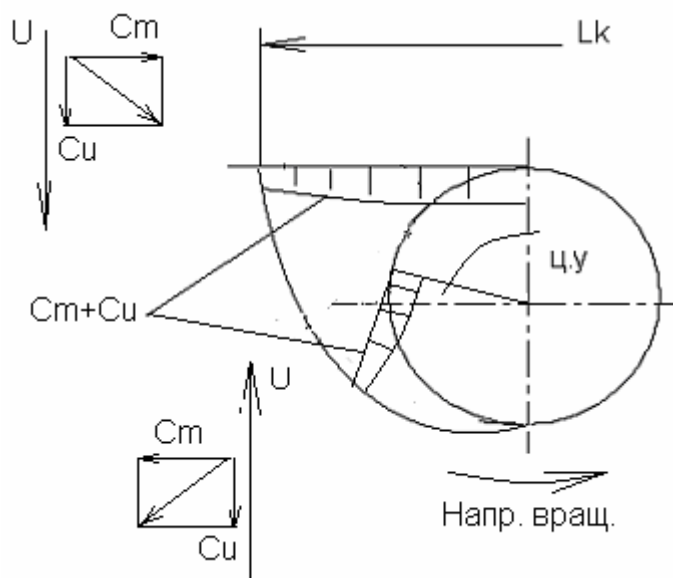


Рис. 8.8.7. Схема формообразования спиральной камеры (слева показана схема появления разнонаправленной закрутки потока по центральному углу)

Примеры показывают значительное разнообразие в выборе формы и технологии изготовления ВП. Патрубки компрессоров особо большого размера предпочитают выполнять в виде комбинации сварного корпуса с литыми деталями. В сравнении с патрубками ЦК они значительно больше по осевым размерам. Осесимметричный конфузор характеризуется меньшим углом поворота и большей осевой длиной. Для уменьшения негативной роли появления закрутки разного знака (схема на рис. 8.8.7) в конфузоре устанавливают направляющие ребра.

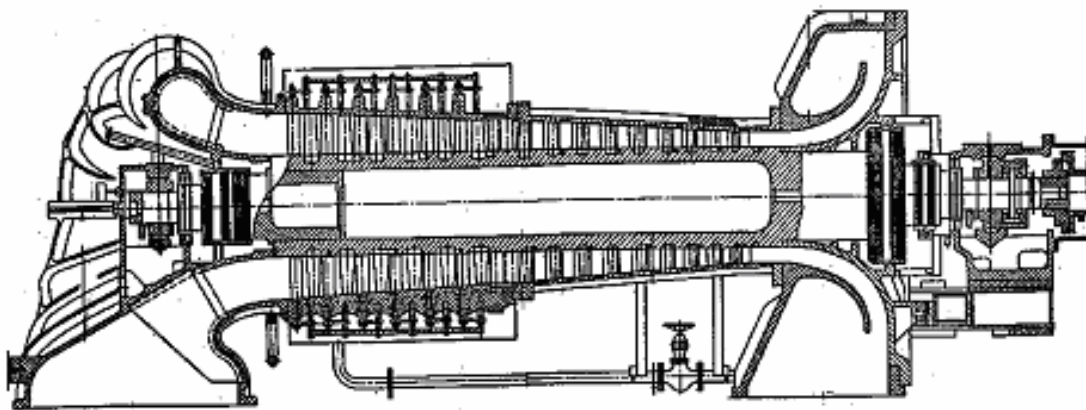


Рис. 8.8.8. Промышленный осевой компрессор с входным патрубком с радиальным подводом

Тем не менее, неравномерность потока на выходе имеет место. По данным Невского завода из-за наличия положительной – отрицательной закрутки на входе по окружности углы атаки на входе в направляющий аппарат меняются в пределах $i_0 = \pm 15 - 25^\circ$. Неравномерность скорости может достигать $\omega = 0,10 - 0,15$. В результате этого потери в направляющем аппарате первой ступени на порядок больше, чем по результатам продувки плоских решеток.

В выполненных конструкциях потери собственно ВП относительно невелики $\zeta_{ВП} = 0,03 - 0,05$, в конструкциях с ребрами $\zeta_{вп} = 0,07 - 0,09$. Суммарные потери ВП и ВНА намного больше: $\zeta_{вп} + \zeta_{вна} = 0,18 - 0,28$ ($0,12 \dots 0,15$ – для осевого входа).

Негативная роль входных патрубков влияет на КПД компрессора в целом тем сильнее, чем меньше работа сжатия. Потеря КПД компрессора из-за потерь в патрубке и его негативного влияния равна отношению потеряннного напора к внутреннему напору ТК $\Delta\eta_{вп} = \frac{h_{впн}}{H_i}$. Используя представление внутреннего напора ТК как в формуле (8.6.2):

$$\Delta\eta_{вп} = \zeta_{вп} \frac{\varphi_{01}^2}{2\psi_{икмп} z}, \quad (8.8.6)$$

т.е. патрубок с заданным коэффициентом потерь тем меньше влияет на КПД компрессора, чем меньше коэффициент расхода первой ступени, чем больше коэффициент напора и количество ступеней.

Вопросам исследования и рационального профилирования ВП посвящена обширная литература. В настоящее время представляется

целесообразным использовать приемы вычислительной газовой динамики при отработке конкретных конструкций входных патрубков.

Выходные устройства осевых компрессоров. Устройства для перехода газа из последней ступени ТК в сеть более разнообразны по конструкции, чем входные патрубки. Приведенные выше примеры компрессоров авиационных ГТД демонстрируют разнообразие переходных каналов компрессор – камера сгорания. Промышленные ОК имеют выходные патрубки (частный случай выходного устройства) сходные по форме с их же входными патрубками. Выходные устройства центробежных компрессоров отличаются тем, что их входное сечение – это выход из диффузора последней ступени:

– это сечение имеет цилиндрическую форму площадью $f_4 = \pi D_4 b_4$, а не форму плоского кольца после спрямляющего аппарата ОК площадью

$$f_k = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_{\text{вм}}^2),$$

– в сечении на выходе из диффузора центробежной ступени поток имеет окружную составляющую скорости c_{u4} .

Вопросы течения и рационального выбора размеров выходных диффузоров и патрубков осевых турбомашин рассматриваются в монографии [9]. На рис. 8.8.9 показана схема патрубка конструкции МЭИ. Разнообразие конкретных форм применяемых патрубков показывает, что фирмы – изготовители предпочитают опираться на свой опыт с учетом общих закономерностей.

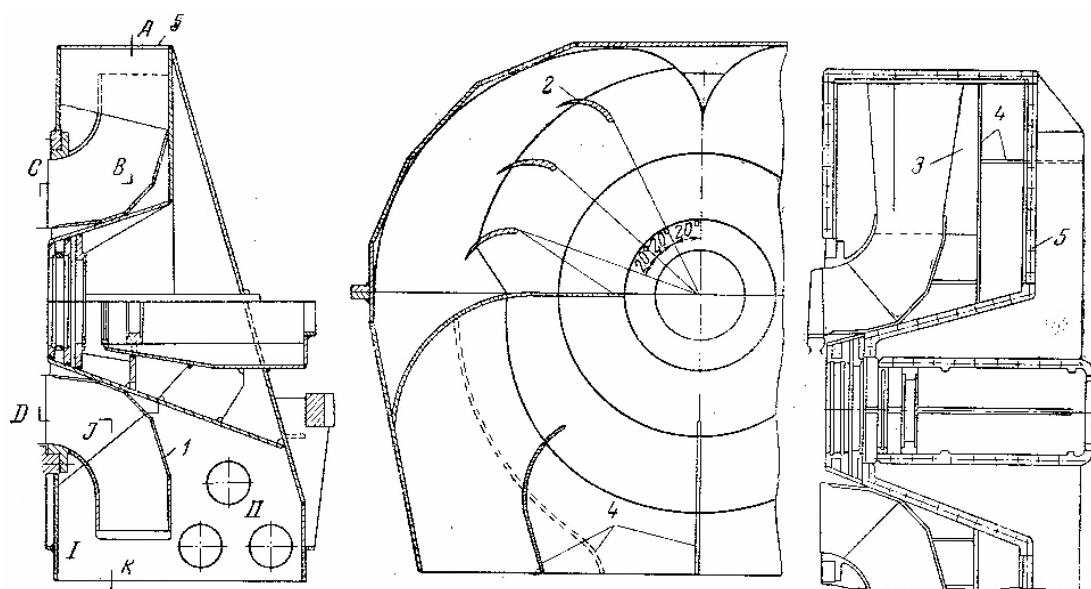


Рис. 8.8.9. Схема выходного патрубка конструкции (Московский Энергетический Институт) [9]

Характер движения во входных и выходных патрубках ОК одинаков, но имеет противоположное направление. После спрямляющего аппарата последней ступени поток попадает в кольцевой диффузор. У ОК на рис. 8.8.8 диффузор в выходной части поворачивает поток практически в радиальное направление. В разделе, посвященном безлопаточным диффузорам, показано, что при радиальном течении эффективность преобразования скорости в давление весьма высока. У компрессора на рис. 8.2.2 практически прямоосный кольцевой диффузор в начале, на выходе становится радиальным.

У ОК на рис. 8.2.4 выходной патрубок по характеру повторяет форму входного патрубка. Однако, если у кольцевого диффузора желательно возможно большее изменение проходного сечения, выходной диффузор должен иметь оптимальный угол раскрытия. После диффузора спиральная камера переменного сечения двумя потоками поводит газ к отводящему патрубку. У компрессоров на рис. 8.2.2 и 8.6.6 после диффузора поток попадает в полость большого объема, где течение носит неупорядоченный характер. При этом кинетическая энергия потока на выходе из диффузора теряется. По-видимому, она в этих парубках мала, и этой потерей можно пренебречь.

По данным Невского завода общее замедление потока в выходных патрубках лежит в пределах 2,9 – 5. В выходных диффузорах поток удается замедлить лишь в 1,5 - 2 раза. При отработке патрубков следует добиваться максимально возможного, но безотрывного замедления. Нестационарный характер отрывного течения в диффузоре негативно влияет на течение в концевых ступенях. Коэффициент потерь существующих выходных патрубков достаточно высок и лежит в пределах $\zeta_{\text{вы}} = 0,4 - 0,7$. На потери в патрубке влияет радиальная неравномерность потока на выходе спрямляющего аппарата. По результатам статической продувки потери в патрубках в 1,5 меньше, чем в составе проточной части компрессора.

Выходные устройства центробежных компрессоров. На рис. 8.8.10 показана схема плоского выходного устройства, продолжающего диффузор концевой ступени.

Представим, что после диаметра конца диффузора D_4 его плоские радиальные стенки продолжаются. Невязкий несжимаемый поток, выходящий из диффузора со скоростью c_4 под углом α_4 , движется в безлопаточном пространстве по тем же законами, что и в рассмотренном выше БЛД:

– траектория – логарифмическая спираль с постоянным углом $\alpha = f(\Theta) = \alpha_4 = \text{const}$ (Θ – центральный угол),

$$c = c_4 \frac{r_4}{r}.$$

The diagram illustrates a spiral spring with a rectangular cross-section. The cross-section at the top is defined by width b and height h . The spiral is defined by a radius r_4 and an angle θ . The angular velocity is ω . The spring has a constant G and a cross-sectional area $G u_4$. The shear stress distribution is given by $G u = f(r)$. The angle of twist is α_4 .

Реально существующие вязкость и сжимаемость потока не сильно влияют на картину течения в ВУ такого типа. Плоские улитки применяются в центробежных вентиляторах. Схема вентилятора показана на рис. 1.3.7. В вентиляторах этого типа диффузоры не применяются и в улитку поток поступает непосредственно из РК. Ширина улитки значительно больше выходной ширины колеса, хотя высота лопаток РК очень значительна. При расширении на выходе из РК угол потока сильно уменьшается и наружная спираль улитки в выходном сечении не удаляется от оси ротора слишком далеко. Выходное сечение вентилятора квадратное, что удобно для соединения с вентиляционными трубопроводами. Впрочем, с аэродинамической точки зрения такую схему можно было бы подвергнуть критике.

В ступенях промышленных ТК плоские улитки не применяются. Резкое расширение на выходе из диффузора приводит к потерям. По формуле Борда – Карно их величина равна $h_{\text{ep}} = \frac{(c_{r4} - c_{r\text{расш}})^2}{2} \approx \frac{c_{r4}^2}{2} \left(1 - \frac{b_4}{b_{\text{расш}}}\right)^2$, т.е. приводит к потере КПД:

$$\Delta \eta_{\text{а\o}} \approx \frac{\varphi_4^2}{2\psi_T} \left(1 - \frac{b_4}{b_{\text{а\o}}}\right)^2. \quad (8.8.7)$$

При типичных соотношениях центробежных ступеней потеря КПД от расширения может быть равна 1,5 – 3%, что недопустимо. Если делать плоскую улитку с шириной $b_{\text{ул}} = b_4$, то ее выходное сечение будет иметь форму вытянутого в радиальном направлении прямоугольника. Это увеличит радиальный габарит проточной части, что неудобно или неприемлемо. Выходной диффузор должен обеспечить переход к круглому сечению нагнетательного патрубка. При вытянутом в радиальном направлении начальном сечении невозможно получить аэродинамически и технологически приемлемую форму выходного диффузора.

Приемлемое решение заключается в том, чтобы вместо радиальных плоскостей сделать стенки улитки коническими с некоторым углом ν между ними. Из-за формы в меридиональной плоскости такие улитки называют трапецевидными. Схема поперечного сечения трапецевидной улитки показаны на рис. 8.8.11:

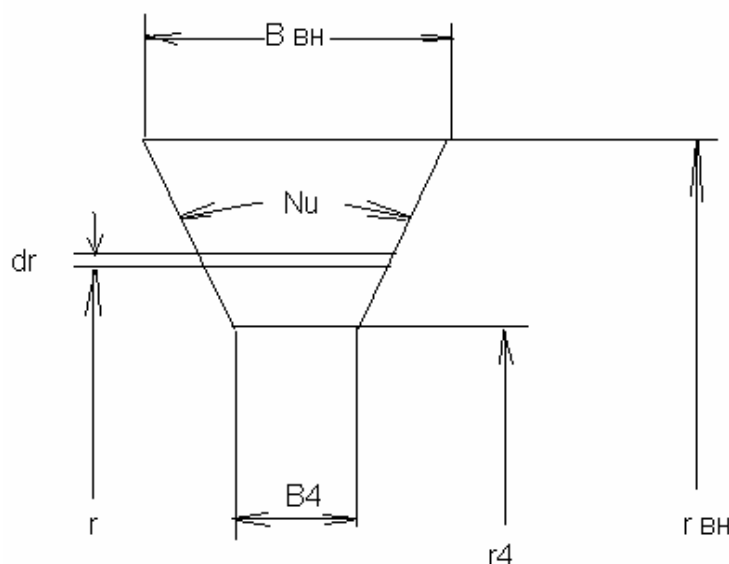


Рис. 8.8.11. Схема поперечного сечения трапецевидной улитки.

В невязком несжимаемом потоке угол частицы, движущейся вдоль внешней стенки уменьшается с ростом центрального угла Θ :

$$\operatorname{tg} \alpha_{ai} = \operatorname{tg} \alpha_4 \frac{b_4}{b_{ai}}, \quad (8.8.8)$$

где при форме поперечного сечения на рис. 8.8.11:

$$b_{en} = b_4 + 2(r_{en} - r_4) \operatorname{tg} \frac{\nu_{yl}}{2}.$$

В поперечном сечении спиральной части расходная составляющая скорости – это перпендикулярная плоскости сечения проекция c_u . В поперечное сечение, расположенное под углом Θ , газ поступает из выходного сечения диффузора, ограниченного этим же углом Θ – схема на рис. 8.8.10. При стремлении к круговой симметрии потока на выходе диффузора на расчетном режиме из условия неразрывности вытекает соотношение:

$$\bar{m} = f(\Theta) = \frac{\Theta}{360^0} \bar{m}_{расч} = \int_{r_4}^{r_{en}} \rho c_u b dr. \quad (8.8.9 \text{ а})$$

Это соотношение служит основой для определения текущего внешнего диаметра спиральной части $r_{ai} = f(\Theta)$ в процессе проектирования. Как и при расчете БЛД считается возможным пренебречь влиянием сжимаемости и вязкости, что сводит соотношение (8.8.9 а) к виду:

$$\bar{m} = f(\Theta) = \frac{\Theta}{360^0} \bar{m}_{расч} \approx \rho c_{u4} r_4 \int_{r_4}^{r_{en}} b \frac{dr}{r}. \quad (8.8.9 \text{ б})$$

Нужное для расчетов геометрическое соотношение $b = f(r)$ определяется формой поперечного сечения. В реальных конструкциях трапецевидная форма несколько изменена скруглением углов между внешней и боковыми стенками. Угол ν выбирается в пределах $30 - 60^0$. Варианты поперечного сечения улитки при $\varphi = 360^0$ с разными углами между стенками показаны на рис. 8.8.12.

Радиусы скругления могут быть больше показанных на рис. 8.8.12. Они необходимы для того, чтобы в острых углах не образовывались

низкоэнергетические зоны. При отливке улиток эти радиусы предотвращают концентрацию напряжений при температурной деформации в процессе остывания отливок.

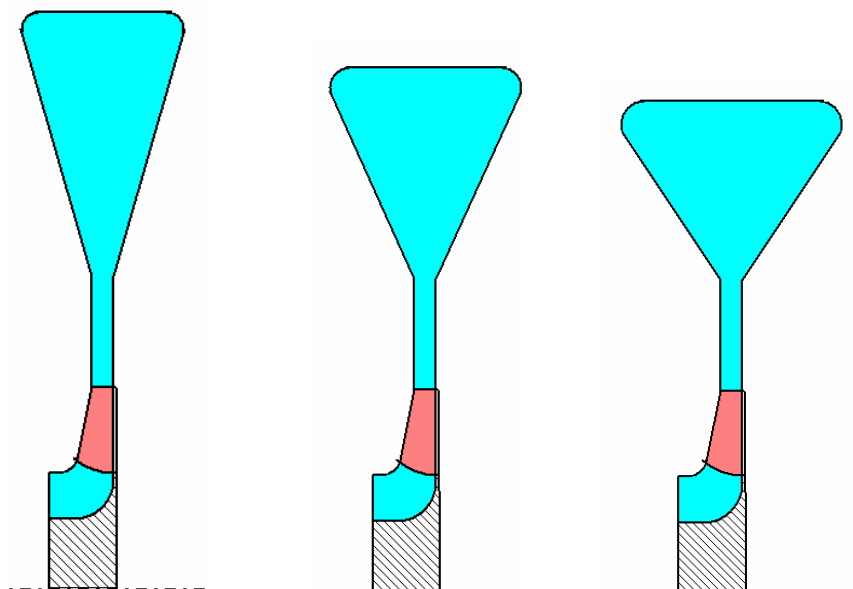


Рис. 8.8.12. Варианты выходного поперечного сечения спиральной части улитки с разными углами между боковыми стенками $\nu = 30, 45$ и 60° (программа CSPC-G4E Метода универсального моделирования)

Схематически возникновение потерь напора в улитках можно представить как сумму следующих членов:

- потери в связи с расширением в меридиональной плоскости, пропорциональные кинетической энергии $\frac{c_4^2}{2}$,

- потери трения на боковых стенках, подобные потерям в БЛД с расходящимися стенками,

- потери трения на внешней стенке,

- потери расширения в улитке в связи с уменьшением скорости потока в направлении центрального угла Θ ,

- потери трения и расширения в выходном диффузоре, проектируемом с учетом величины угла раскрытия эквивалентного конического диффузора. Очевидно эти потери больше, чем в коническом диффузоре из-за сложной формы перехода от трапеции в начале к кругу на выходе, и из-за неравномерности поля скоростей на входе $c_{360(r)} \approx c_4 \frac{r_4}{r}$.

– соединение спиральной внешней стенки и выходного патрубка в точке $\Theta=360^\circ$ образует так называемый язык улитки. Его обтекание при изменении направления потока на выходе из диффузора сопровождается ударными потерями.

– в силу наличия радиального и окружного градиентов давления вероятно возникновение интенсивных вторичных течений, что ведет к росту потерь.

Трапецевидные улитки и другие, рассматриваемые ниже типы выходных устройств, были предметом исследования ряда отечественных специалистов. Результаты работ, проведенных в ЛПИ (СПбГПУ), КХТИ (КГТУ), НИИТК обобщены в [16]. Исследование структуры потока показало картину течения в меридиональной плоскости трапецевидных улиток (рис. 8.8.13), при которой неизбежны потери напора,

пропорциональные кинетической энергии $\frac{c_4^2}{2}$. Очевидно, эти потери тем больше, чем больше угол между боковыми стенками. Однако при увеличении угла ν уменьшается внешний габарит улитки, более логична форма перехода от трапеции в сечении $\Theta = 360^\circ$ к круглому патрубку выходного диффузора, меньше смоченная поверхность, на которой касательные напряжения вызывают потери трения. Расчеты Методом универсального моделирования показывают тенденцию суммарного роста потерь с увеличением угла между боковыми стенками. Коэффициент потерь улитки с $\nu = 30$ на 5% меньше, чем при $\nu = 45^\circ$ и на 10% меньше, чем при $\nu = 60^\circ$.

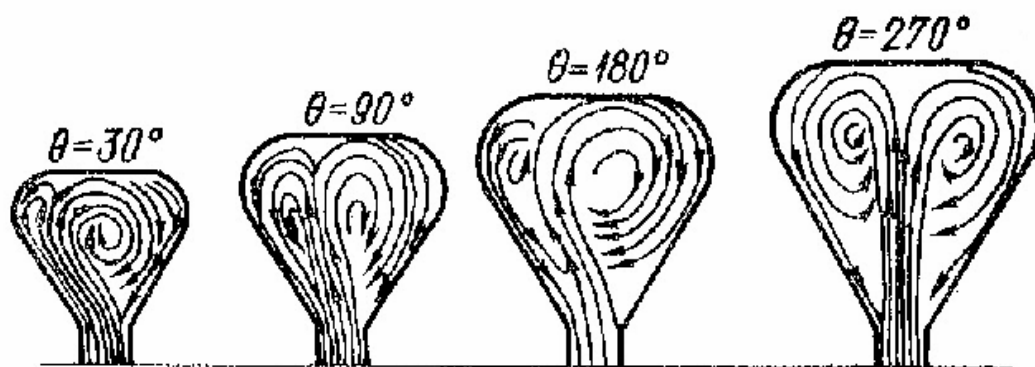


Рис. 8.8.13. Форма меридионального течения в разных сечениях трапецевидной улитки [16]

При форме внешней стенки спиральной части, как траектории частицы в БЛД на расчетном режиме, язык улитки обтекается практически безударно. Если улитке предшествует безлопаточный диффузор, угол

потока на входе в спиральную часть сильно меняется в зависимости от расхода. Поэтому язык обтекает с положительным углом атаки при $\bar{m} < \bar{m}_{расч}$ и с отрицательным углом атаки при $\bar{m} > \bar{m}_{расч}$. Результаты измерений представлены на рис. 8.8.14.

Предшествующий улитке лопаточный диффузор поддерживает примерно одинаковый угол выхода $\alpha_4 \approx const$ только при уменьшении расхода. При расходе больше расчетного интенсивный отрыв на выпуклой передней поверхности лопаток увеличивает угол выхода. Картина течения в ЛД и улитке представлена на рис. 8.8.15.

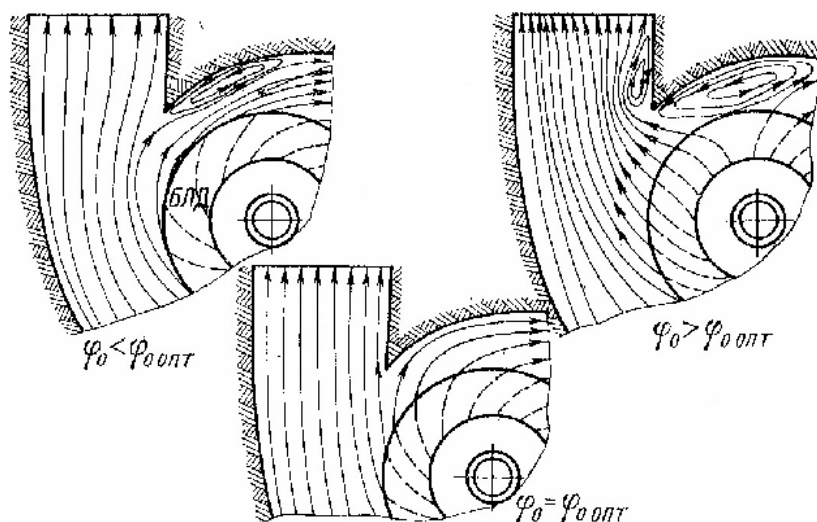


Рис. 8.8.14. Схема течения в безлопаточном диффузоре и улитке при расчетном и нерасчетных расходах [16]

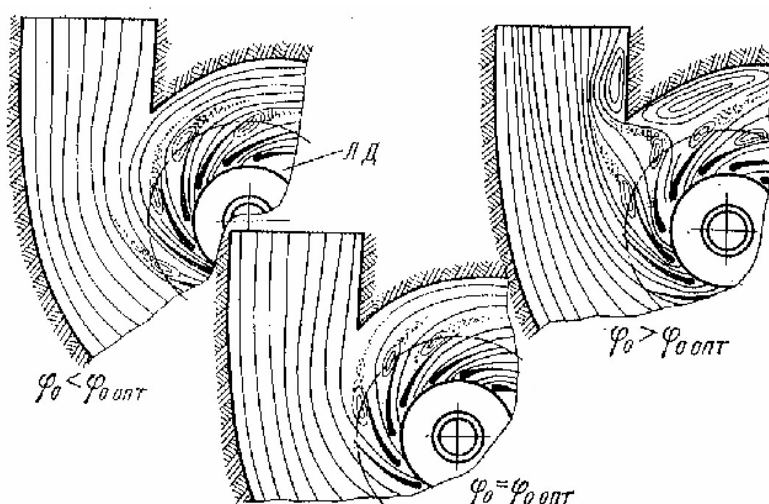


Рис. 8.8.15. Схема течения в лопаточном диффузоре и улитке при расчетном и нерасчетных расходах [16]

Трапецевидные улитки создают окружную неравномерность потока в своем начальном сечении – сечении выхода из диффузора. Неравномерность распространяется вверх по потоку и достигает выхода из РК. Окружная неравномерность $p_2 = f(\Theta)$ вызывает нестационарность обтекания лопаток и нестационарные нагрузки на колесо и на ротор в целом. При больших давлениях, особенно на нерасчетных режимах, эти нагрузки могут быть опасными. По этой причине широко распространенные в прошлом трапецевидные улитки уступают место боковым улиткам – рис. 8.8.16 и 8.8.17.

Боковые улитки могут располагаться со стороны всасывания, как на рис. 8.8.16, или нагнетания – в зависимости от компоновки проточной части. Тот факт, что вызывающая окружную неравномерность спиральная часть отделена от выхода из диффузора осесимметричным криволинейным каналом, уменьшает отрицательное влияние улитки на равномерность потока на выходе из РК. Это одно из преимуществ боковых улиток, получивших большое распространение.

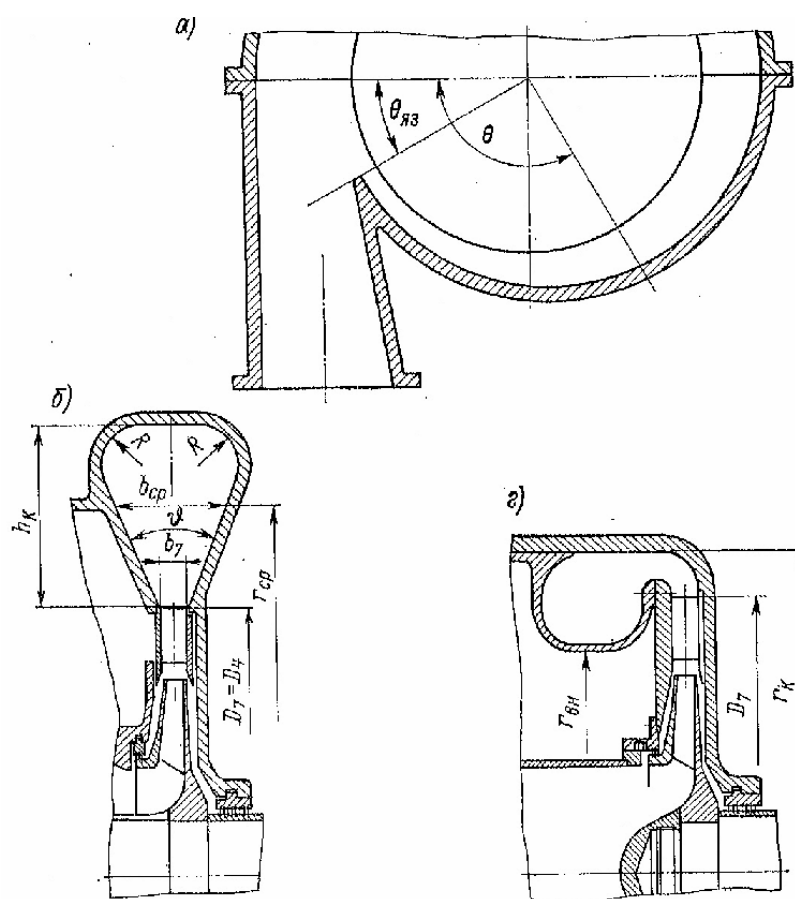


Рис. 8.8.16. Наиболее распространенные трапецевидная и боковая внутренняя улитки [17]

Спиральная часть боковой внутренней улитки развивается при постоянном наружном диаметре, что уменьшает диаметральный габарит проточной части. Спиральная часть боковой внешней улитки развивается при постоянном внутреннем диаметре, примерно равном диаметру конца диффузора. В соответствии с изменением движением по закону $c_u \approx c_{u4} \frac{r_4}{r}$ наружные спиральные части являются диффузорами, в внутренние – конфузорами при любой форме поперечного сечения.

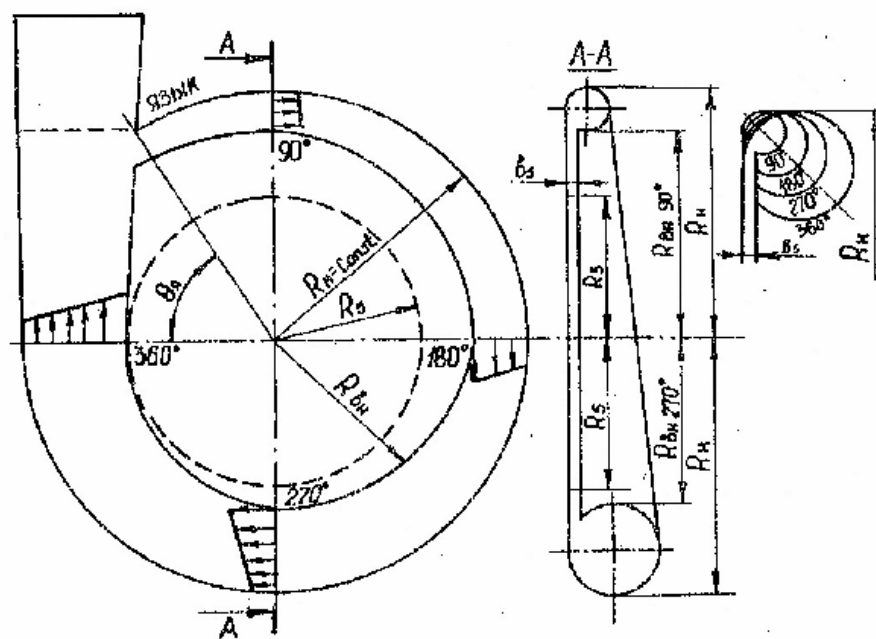


Рис. 8.8.17. Схема боковой внутренней улитки [16]

В боковых улитках радиальная составляющая скорости c_{r4} меняет направление и приобретает вихревой характер, вращаясь со скоростью c_m в поперечных сечениях спиральной части и выходного диффузора. В спиральной части и выходном диффузоре поток движется по винтовым траекториям по закону твердого тела, как показали исследования [16] – рис. 8.8.18. На рисунке показана так же симметричная улитка с круговым поперечным сечением, которые иногда применяют в малоразмерных ЦК.

Есть основания полагать, что центробежная сила от вращательного движения со скоростью c_m , прижимая поток к стенкам каналов, препятствует возможному отрыву потока. Это положительный фактор. Поперечные сечения боковых улиток следует по возможности приближать к окружности. Но так как кинетическая энергия $\frac{c_m^2}{2}$, приобрета вихревой

характер, полностью преобразуется в тепло, в целом боковые улитки при прочих равных условиях уступают по эффективности трапецевидным улиткам.

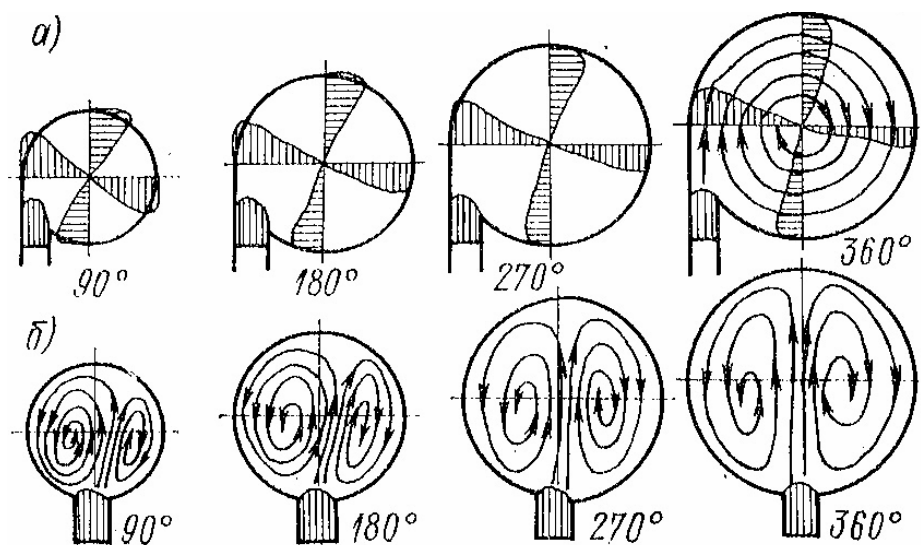


Рис. 8.8.18. Меридиональное течение в улитках кругового сечения:
(а) – боковая улитка, (б) – симметричная улитка

При высоких конечных давлениях опасность повреждения ротора из-за окружной неравномерности потока настолько возрастает, что в них вместо внутренних боковых улиток применяют кольцевые сборные камеры (КСК). У них постоянное по углу Θ поперечное сечение и тангенциальный выходной диффузор.

Схема кольцевой сборной камеры показана на рис. 8.8.19. Течение в кольцевой части камеры неупорядоченное, так как через одинаковые поперечные сечения в зависимости от центрального угла Θ проходит разное количество газа. Но на нерасчетных режимах возможность выравнивания параметров потока по окружности больше, чем в спиральных камерах улиток с поперечным сечением, переменным по углу Θ . Разделительное ребро, показанное на рис. 8.8.19, играет роль языка улитки. В компрессорах высокого давления его обычно не делают. Это еще уменьшает окружную неравномерность, но коэффициент потерь становится еще больше. Компрессор ГПА с кольцевой сборной камерой показан на рис. 1.3.14.

Правила профилирования улиток и сборных камер вкратце изложены в [19], более подробно в [17] и [16]. Основные положения:

- соотношение (8.8.9 б) используется для расчета размеров проходного сечения улиток в зависимости от центрального угла Θ , и для расчета сечения кольцевой сборной камеры. Оно приравняется к сечению улитки при $\Theta = 360^\circ$,

– реальный характер течения учитывается введением эмпирического коэффициента $K_s = 1,25 - 1,35$ в уравнение расходной составляющей скорости:

$$c_u = \frac{1}{K_s} c_{u4} \frac{r_4}{r}, \quad (8.8.10)$$

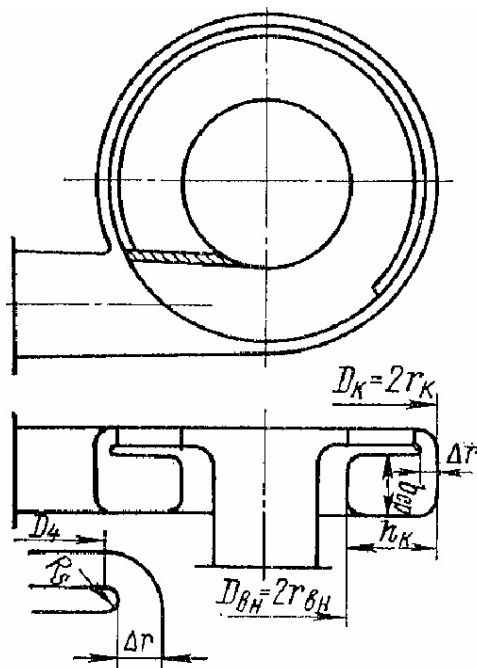


Рис. 8.8.19. Схема кольцевой сборной камеры

– выходной диффузор профилируется с учетом оптимального угла раскрытия эквивалентного конического диффузора,

– язык улитки смещается из сечения $\Theta = 0^0$ в сечение $\Theta = 30^0$ (рис. 8.8.16), что способствует выравниванию параметров потока по окружности и уменьшает суммарные потери.

В [16] и [17] цитируются эмпирические формулы для расчета коэффициентов потерь улиток и КСК, обобщающие данные испытаний в ЛПИ (СПБГПУ), КХТИ (КГТУ) и НИИТК. Указывается на хорошее соответствие рассчитанных значений опытным данным. В [17] приведены

измеренные значения коэффициентов потерь улиток $\zeta_{4-\kappa} = \frac{h_{w4-\kappa}}{\frac{c_4^2}{2}}$, равные

0,28 (БЛД), 0,38 (ЛД). Данные по эффективности элементов ступени с ЛД вызывают особые сомнения в силу трудности объективно разделить

потери между ЛД и последующим элементом. Трудности связаны, в частности, с тем, что в ЛД имеет место отрыв потока даже на расчетном режиме, и соответствующие потери фиксируются не в нем, а в последующем элементе. Вероятно, коэффициенты потерь улиток ступеней средних параметров укладываются в диапазон 0,25 – 0,30 (большие значения для боковых улиток).

Коэффициенты потерь КСК значительно выше. По данным испытаний модельных ступеней в научной группе автора, минимальные значения $\zeta_{4-к} \approx 0,50$. На рис. 8.8.20 показаны измеренные характеристики нескольких камер с одинаковым размером b и разной шириной b_4 на выходе из БЛД.

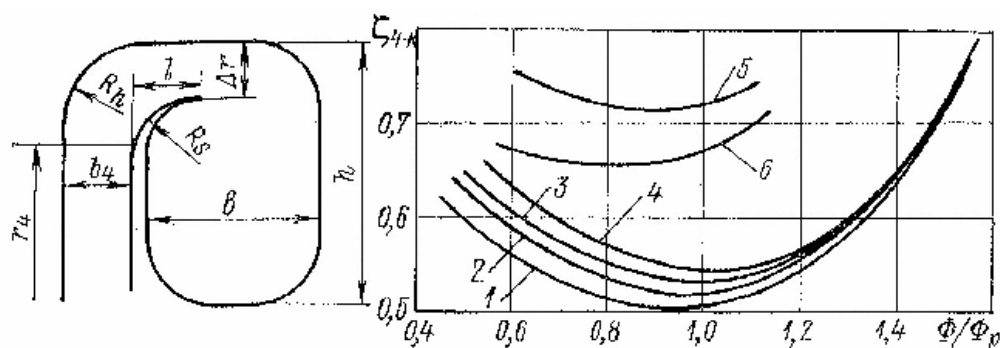


Рис. 8.8.20. Характеристики кольцевых сборных камер:

$$1 - \frac{b}{b_4} = 5,4, \frac{b_4}{D_4} = 0,049, 2 - \frac{b}{b_4} = 5,9, \frac{b_4}{D_4} = 0,044, 3 - \frac{b}{b_4} = 6,3, \frac{b_4}{D_4} = 0,041, 4 - \frac{b}{b_4} = 6,7, \frac{b_4}{D_4} = 0,039. [19]$$

8.9. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Внутренний и эффективный КПД турбокомпрессора. При расчетах и проектировании последовательно определяются параметры группы ступеней, затем учитываются потери во входном патрубке и выходном устройстве. КПД группы ступеней:

$$\eta_{sc} = \frac{H_{psc}}{H_{isc}} = \frac{\sum_1^z h_p}{\sum_1^z h_i} = \frac{\sum_1^z h_i \eta}{\sum_1^z h_i}. \quad (8.9.1)$$

Внутренний КПД компрессора меньше на потерю КПД в ВП и ВУ:

$$\eta_i = \eta_{zc} - \Delta\eta_{en} - \Delta\eta_{vy} . \quad (8.92)$$

И с учетом формулы (8.8.6):

$$\eta_i = \frac{\sum_1^z h_i \eta}{\sum_1^z h_i} - \zeta_{en} \frac{\varphi_{01}^2}{2\psi_{икмп} z} - \zeta_{vy} \frac{\varphi_{vy}^2}{2\psi_{икмп} z} . \quad (8.9.3)$$

Внутренний КПД служит для оценки эффективности рабочего процесса в проточной части и для ее расчета. При оценке турбокомпрессора в целом следует учитывать потери, которые происходят вне проточной части.

Проточная часть ТК ограничивается бесконтактными лабиринтными уплотнениями, допускающими некоторую утечку газа. Поэтому в сеть поступает меньшее количество газа, чем прошедшее через проточную часть. Вытекая через лабиринтное уплотнение на нагнетании, проток $\bar{m}_{ym}$ теряет полученный в ПЧ внутренний напор, который преобразуется в тепло в процессе дросселирования.

Механические элементы турбокомпрессора – это подшипники ротора, герметичные уплотнения корпуса при сжатии опасных или ценных газов. Потребителем мощности является повышающая зубчатая передача – мультипликатор. Мультипликатор необходим в случае привода от (тихоходного) двигателя. Существуют вспомогательные системы, являющиеся потребителями механической энергии. Требуют энергии для привода масляный насос системы смазки подшипников, масляный насос системы герметичных уплотнений, водяной насос системы охлаждения.

Затраты энергии на сжатие и перемещение в сеть заданного массового расхода с учетом перечисленных затрат энергии учитывает эффективный КПД. Рабочие колеса ступеней подводят к газу внутреннюю мощность $N_i = \bar{m}_{nc} H_i$. В сеть поступает массовый расход $\bar{m} = \bar{m}_{nc} - \bar{m}_{ym}$, что соответствует полезной мощности $N_p = (\bar{m}_{nc} - \bar{m}_{ym}) H_i \eta_i$. Мощность N_{mex} – это суммарная мощность механических элементов, которые оценивает

эффективный КПД: $\eta_{эф} = \frac{N_p}{N_i + N_{mex}} = \frac{(\bar{m}_{nc} - \bar{m}_{ym}) H_i \eta_i / \bar{m}_{nc} H_i}{1 + N_{mex} / N_i}$, откуда:

$$\eta_{эф} = \eta_i \eta_{об} \eta_{mex} , \quad \eta_{об} = 1 - \frac{\bar{m}_{ym}}{\bar{m}_{nc}} , \quad \eta_{mex} = \frac{1}{1 + N_{mex} / N_i} . \quad (8.9.4)$$

Значения объемного и механического КПД следует рассчитать, или оценить.

Расчет объемного КПД. Схема уплотнений воздушного ЦК показана на рис. 8.9.1.

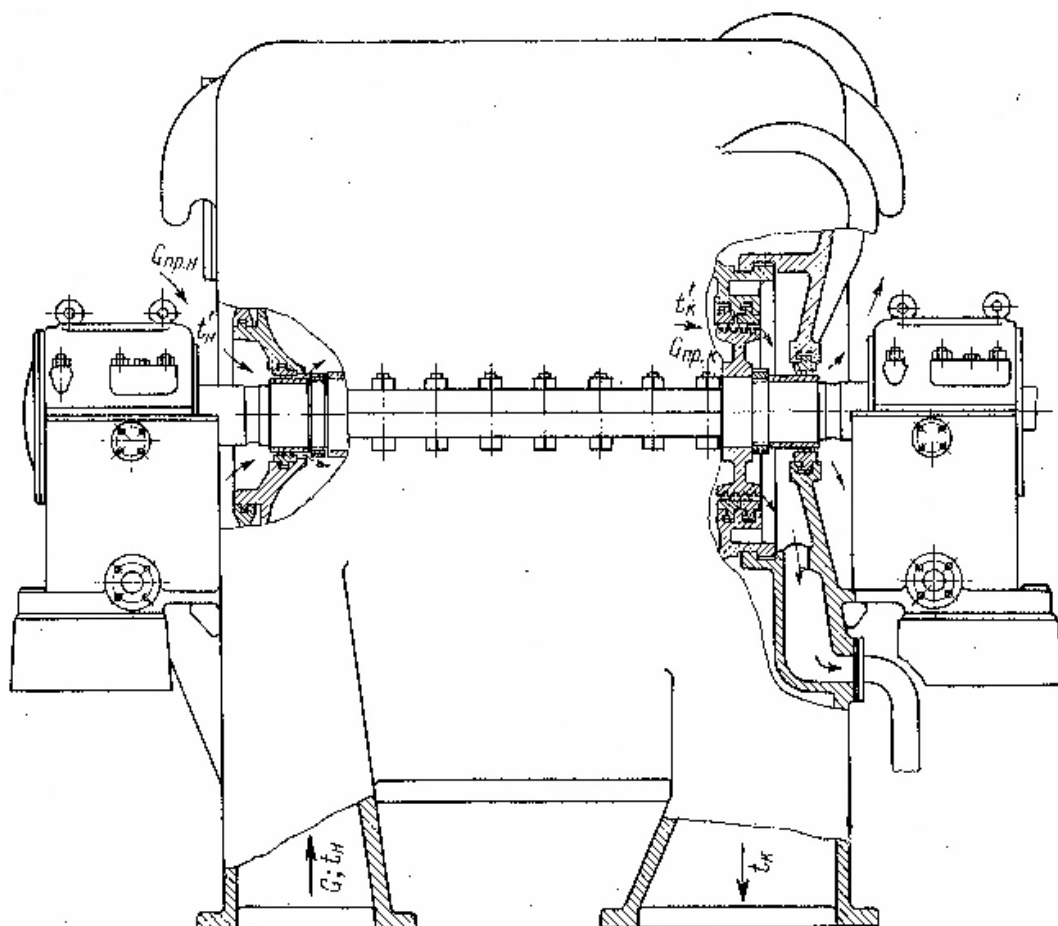


Рис. 8.9.1. Схема уплотнений воздушного центробежного компрессора [17]

Через лабиринтное уплотнение вала на всасывании в проточную часть поступает некоторое количество воздуха, которое затем поступает в сеть. Это количество не учитывается измерителем расхода на всасывании, что вносит некоторую погрешность в оценку работы ТК. Обычно это количество пренебрежимо мало. Со стороны нагнетания проточная часть замыкается лабиринтными уплотнениями думмиса, иначе – разгрузочного поршня. Это устройство необходимо для уменьшения осевого усилия, возникающего под действием разности давлений, действующих на элементы ротора.

На рис. 8.9.2 показана схема возникновения осевой силы в центробежной ступени, действующей в сторону всасывания.

Разность давлений на основном и покрывающем дисках внутри межлопаточного канала мала, и во внимание не принимается. На тыльной поверхности основного диска действует давление в зазоре «корпус – основной диск» $p_{(r)} = p_2 - \int_r^{r_2} \rho \frac{c_u^2}{r} dr$. Аналогичное давление в зазоре «корпус – покрывающий диск» меньше, так как там газ вращается с большей скоростью, что поясняется в разделе 7.3. На поверхность основного диска на участке $D_0 - D_{\text{вн}}$ в сторону нагнетания действует статическое давление p_0 и инерционная сила $F_0 = \bar{m} c_0$ (теорема импульсов), возникающая при повороте потока из осевого в радиальное направление. Суммарная осевая сила направлена сторону всасывания и весьма велика.

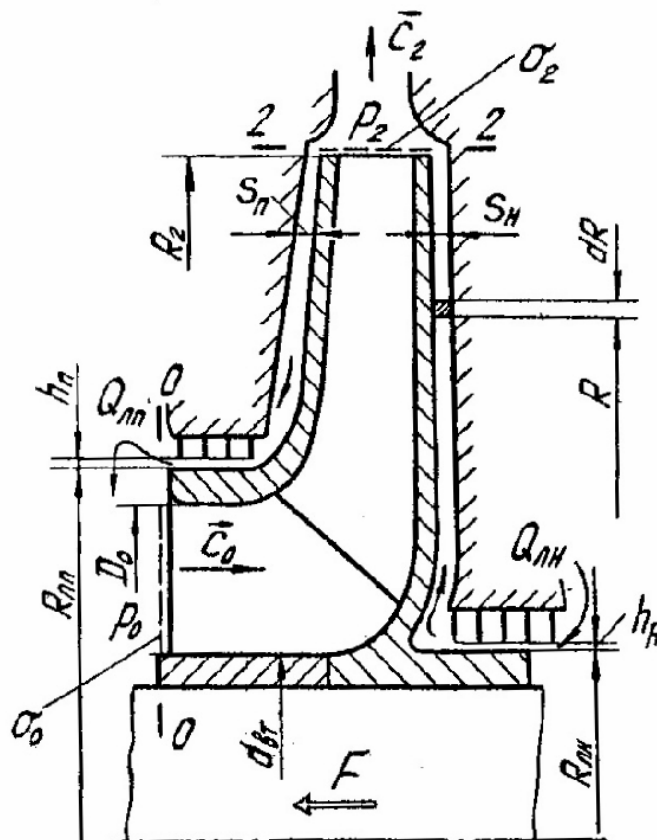


Рис. 8.9.2. Схема возникновения осевой силы в центробежной ступени [22]

У осевых компрессоров осевая сила складывается из аэродинамической силы R_z , возникающей при обтекании лопаток РК, силы от давления на входе p_0 , действующей на передний торец ротора и противоположной силы от давления $p_{\text{блх}}$, действующей на

противоположный торец ротора. При проточной части с $D_i = const$ в сторону нагнетания действует сила от давления на коническую поверхность ротора.

Способы расчета осевых усилий изложены в ряде монографий, например, в [20]. Практика проектирования и расчеты показывают, что осевые силы столь велики, что упорные подшипники не в состоянии их воспринять, если не принять мер к уменьшению осевых усилий. На рис. 8.9.1 справа показано, что после РК последней ступени на вал установлен диск диаметром $D_{\text{дум}}$ (думмис, разгрузочный поршень) с лабиринтным уплотнением. Между уплотнением думмиса и уплотнением вала с гораздо меньшим диаметром образуется полость, соединяемая со всасыванием.

Установка думмиса уменьшает суммарную осевую силу за счет того, что на основной диск последнего РК от диаметра D_2 до диаметра $D_{\text{дум}}$

действует давление за последней ступенью $p_{\kappa(r)} = p_{2\kappa} - \int_r^{r_2} \rho \frac{c_u^2}{r} dr$, а на участок от диаметра $D_{\text{дум}}$ до диаметра $D_{\text{вала}}$ действует гораздо меньшее давление всасывания p_0 .

Устройство думмиса осевых компрессоров видно на рис. 1.3.9, где он уменьшает силу давления на заднюю торцовую поверхность ротора. Выбором диаметра думмиса можно существенно уменьшить осевую силу. Обычно на расчетном режиме суммарную осевую силу за счет думмиса уменьшают на 70%.

Оставшиеся 30% гарантируют, что на режиме больших расходов осевая сила не поменяет направление. В противном случае происходила бы «перекладка» ротора в упорном подшипнике, что отрицательно сказывается на его работоспособности. Но и эти 30% в абсолютных величинах чрезвычайно значительны. Например, при проектировании и расчете одного из дожимных нагнетателей ГПА с конечным давлением 7,45 МПа, отношением давлений 1,6, мощностью 16 мВт нагрузка на упорный подшипник составила 50000 Н (примерно 5 тонн).

Необходимость устройства думмиса вынуждает согласиться с наличием значительных объемных потерь. У газовых компрессоров, сжимающих опасные или ценные газы, со стороны всасывания и нагнетания применяют герметичные уплотнения вала того или иного типа. На рис. 8.9.1 эти уплотнения лабиринтные, так как выход небольшого количества горячего воздуха в атмосферу не вызывает проблем.

Полость между думмисом и концевым уплотнением обычно соединяется со всасыванием. Поэтому уплотнение думмиса работает под

перепадом давления почти равном разности давлений, создаваемой компрессором.

Из-за того, что диаметр думмиса много больше диаметра вала, применение герметичного уплотнения не представляется возможным. Эти уплотнения всегда лабиринтные. Для расчета расхода в этом уплотнении используется вариант формулы Стодола, учитывающий изменение плотности газа при дросселировании в уплотнении. В остальном формула аналогична упрощенному варианту, рассмотренному в разделе 7.

Для учета изменения плотности газа в уплотнении формула для расхода $\bar{m}_d = \rho f_{uc} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$ преобразуется: $\frac{\Delta p}{\Delta x} p = \frac{\bar{m}_d^2}{2f_{uc}^2} \frac{RT_1}{\Delta x}$, где Δx – осевая

протяженность уплотнительной камеры, $RT_1 = \frac{p}{\rho} = const$ в процессе

дросселирования. Индекс «1» относится к началу уплотнения. Индекс «2» ниже относится к концу уплотнения.

Количество гребней уплотнения думмиса делают большим для уменьшения утечки газа, порядка 25 – 30 в центробежных компрессорах.

При большой длине уплотнения отношение $\frac{\Delta p}{\Delta x}$ можно заменить на $\frac{dp}{dx}$.

Тогда перепад давления в лабиринте определяет интеграл $\int_1^2 p dp = \int_1^2 \frac{\bar{m}_d^2}{2f_{uc}^2} \frac{RT_1}{\Delta x} dx$. При одинаковых проходных сечениях f_{uc} и длине камер

Δx , и имея в виду, что давление в уплотнении уменьшается, получим уравнение для расчета утечки в лабиринтном уплотнении с учетом сжимаемости газа:

$$\bar{m}_d = \mu f_{uc} \sqrt{\frac{2(p_1^2 - p_2^2)}{RT_1 Z}}. \quad (8.9.5)$$

Здесь $Z = \frac{\int_1^2 dx}{\Delta x} = \frac{l_{uml}}{\Delta x}$ – количество уплотнительных камер, μ – эмпирический коэффициент расхода лабиринтного уплотнения, (физический смысл и значения которого аналогичны обсуждаемому в разделе 7).

Если ввести обозначения, используемые при рассмотрении процессов в проточной части, то зависимость утечки от параметров ТК предстанет в виде:

$$\bar{m}_i = \mu f_{uc} p_k \sqrt{\frac{2(\pi^2 - 1)}{RT_i Z}}. \quad (8.9.5)$$

При дросселировании газа в уплотнении объемный расход возрастает по ходу движения. Если отношение давлений в лабиринте велико, в последней щели скорость течения достигает скорости звука. Утечка газа при этом велика, и такой режим работы лабиринтного уплотнения нежелателен. В [18] приведен вывод формулы, по которой следует проверять режим истечения, добиваясь дозвуковой скорости в последней щели:

$$\frac{p_2}{p_1} \prec \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{kp} = \mu \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \sqrt{\frac{1}{\mu_{kp}^2 \frac{k}{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} (Z-1) + \mu^2}}. \quad (8.9.6)$$

Здесь μ_{kp} – коэффициент расхода в последней щели при истечении со скоростью звука. При расчетах можно принимать $\mu_{kp} = 0,8$, $\mu_{kp} = 0,67$ для ступенчатых уплотнений при хорошем состоянии гребней.

Качественную оценку зависимости объемного КПД от параметров ТК сделаем приняв незначительные упрощения и так как

$$\bar{m} = \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2 \frac{p_i}{RT_i} \Phi :$$

$$\eta_{об} \approx 1 - \frac{\bar{m}_{ym}}{\bar{m}} = \frac{4\mu \bar{D}_{дум} \bar{\delta}_{r дум} \sqrt{\frac{2(\pi_k^2 - 1)}{\frac{T_k}{T_n} Z}}}{\Phi M_u \sqrt{k}} \pi_k. \quad (8.9.7)$$

Эта формула не пригодна для расчета, так как входящие в нее величины находятся в сложной взаимосвязи. Но в целом она показывает, что объемный КПД тем выше, чем больше коэффициент расхода и меньше отношение давлений π_k . Программы Метода универсального моделирования включают алгоритмы расчета осевых усилий, выбора диаметра думмиса, расчета объемного КПД. Расчеты показывают, что значения $\eta_{об}$ порядка 99 – 99,5% могут быть у ЦК с высокорасходными

первыми ступенями при небольшом отношении давлений. У дожимных компрессоров газовой промышленности с $\pi_k=2,2$ при $\Phi_{p1}=0,055$, объемный КПД равен 97 – 98%, и т.д. У осевых компрессоров объемные потери существенно меньше.

Механический КПД*. Механический КПД осевых компрессоров авиационных ГТД очень высок в связи с их большой мощностью и малыми потерями в подшипниках качения, на которые опираются их роторы.

Роторы одновалных ТК промышленного назначения опираются на гидродинамические подшипники скольжения. При вращении ротора между его поверхностями и опорными поверхностями подшипников возникает масляный клин. Его подъемная сила удерживает опорные поверхности вала от непосредственного контакта с поверхностями подшипников. Так как масляный слой между вращающимися и неподвижными деталями очень тонкий, а окружные скорости могут превышать 100 м/с, то касательные напряжения трения $\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial n}$ большие.

Методика расчета гидродинамических подшипников ЦК подробно изложена в [22] и включена в программы Метода универсального моделирования. Например, у дожимного шестиступенчатого ЦК с отношением давлений $\pi_k=3$ мощностью 16 мВт потери мощности в опорных подшипниках равны по расчету примерно 20 кВт, а в опорном подшипнике, воспринимающем большую осевую силу, эти потери в пять раз больше. У такого ЦК механический КПД примерно 99%, так как мощность тратится еще на приводы масляных насосов системы смазки и системы уплотнений.

Большинство типов герметичных уплотнений валов требуют пренебрежимо малой мощности. Исключение составляют уплотнения с плавающими кольцами (иначе – щелевыми), рабочий процесс в которых по сути сходен с гидродинамическими подшипниками. Но зазоры в них еще меньше, поэтому затраты мощности значительные. Принцип действия уплотнений предусматривает циркуляцию запорного масла, что требует значительной мощности насоса. Разработанные на кафедре КВХТ программы расчета этих уплотнений позволяют оценить и потерю мощности [20].

При прямом приводе незначительные потери имеют место в зубчатых муфтах. Больше механические потери в ТК, имеющих привод через повышающую передачу. Механические потери в зубчатых мультипликаторах складываются из потерь в подшипниках валов, и в зубчатых зацеплениях. Механический КПД наиболее широко

* Необходимые сведения о конструкции турбокомпрессоров содержатся в Приложении.

распространенных одноступенчатых шевронных мультипликаторов оценивается как 98%.

Необходимость герметичного уплотнения валов, что характерно для большинства промышленных ЦК, усложняет конструкцию и обслуживание. Радикальное решение предложено для нагнетателей ГПА – рис. 8.9.3. Прямой привод от высокочастотного электродвигателя, магнитные подшипники и газодинамические уплотнения исключают потребность в масляной системе. Конструкция заключена в герметичный корпус, что исключает необходимость в уплотнении вала. Традиционные механические потери отсутствуют, так как примененные подшипники и уплотнения практически не потребляют механическую мощность.

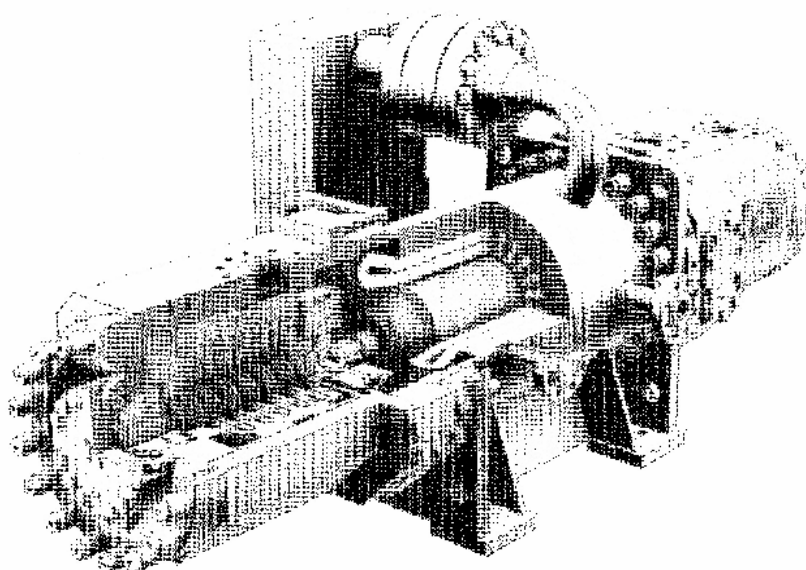


Рис. 8.9.3. «Сухой» нагнетатель газоперекачивающего аппарата с проточной частью и высокочастотным электродвигателем в герметичном корпусе (МАН-Турбо, Цюрих)

У этой и подобных машин проблема может возникнуть в связи с так называемыми вентиляционными потерями. Речь идет о том, что вращающиеся элементы ротора компрессора, подшипников и электродвигателя увлекают во вращение окружающий газ, что приводит к потерям трения. Эти потери малы при атмосферных условиях, так как плотность воздуха невелика. При работе в среде газов при повышенном давлении и в среде тяжелых газов эти потери возрастают. При оценке механического КПД компрессоров, подобных показанному на рис. 8.9.3, вентиляционные потери следует принять во внимание. Для оценочного расчета пригодна методика расчета потерь трения диска, изложенная в разделе 7.

8.10. ОСНОВЫ МЕТОДА УНИВЕРСАЛЬНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Общие положения. Изложенные выше приемы проектирования проточной части показывают, что проектные параметры ТК можно обеспечить самыми разными вариантами исполнения проточной части. Если речь идет о промышленном турбокомпрессоре, то варианты могут отличаться:

- по общей схеме компрессора: количеством ступеней, количеством валов и скоростью их вращения, количеством промежуточных охлаждений,
- по проточной части ступеней: типом РК (радиальные, осерадиальные), коэффициентами напора и расхода РК, типом диффузора, типом входного и выходного устройства,
- по соотношению размеров проточной части ступеней: относительный диаметр входа, высота лопаток на входе и выходе, количество и форма лопаток – и т.д. по всей проточной части.

Относительно последнего пункта напомним о конкретных рекомендациях по выбору размеров ступеней в разделе 7. Рекомендации основаны на результатах испытаний, которые вынужденно носят ограниченный характер. Поэтому рекомендации допускают выбор параметров проектирования в довольно широком диапазоне. Результатом проектирования может быть проточная часть без грубых ошибок в выборе размеров. При этом нет уверенности, что при несколько других соотношениях может быть получена ступень с более высоким КПД или с лучшими газодинамическими характеристиками в целом.

Методы проектирования ступеней и ЦК в целом запрограммированы и дают быстрый ответ о размерах проточной части и параметрах потока в контрольных сечениях, делящих ее на отдельные элементы. Проблема заключается в том, что для расчетов параметров потока требуется знать КПД процесса сжатия и подведенную к газу механическую работу. Например, если температура и давление газа p_0, p_0^*, T_0, T_0^* на входе в РК известны, то параметры на выходе определяет уравнение процесса

$$\frac{p_2}{p_0} = \left(\frac{T_2}{T_0} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad \text{где} \quad T_2 = T_2^* - \frac{c_{u2}^2 + c_{r2}^2}{2C_p}, \quad T_2^* = T_0^* + \frac{\psi_T u_2^2}{C_p} (1 + \beta_{np} + \beta_{mp}),$$

$$\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \eta.$$

Проблема расчета подводимой к газу механической работы решается расчетом коэффициентов $\psi_T, \beta_{np}, \beta_{mp}$. Изложенные в разделе 7.3 методики дают пригодные для расчетной практики результаты. Главная

проблема газодинамического расчета и проблема сопоставления и выбора лучшего варианта – возможность определения его КПД.

Проектирование проточной части делается итерационно. Вначале КПД ступени задается, затем определяется форма проточной части и значения критериев подобия M , Re . Это делает возможным расчет КПД в принципе, так как из теории подобия вытекает функциональная зависимость:

$$\eta = f(\bar{F}, \Phi, M, Re, k), \quad (8.10.1)$$

где $\bar{F}$ – символическое обозначение конкретной проточной части.

Рассчитанное значение КПД не всегда совпадает в выбранным в начале расчета. Поэтому процесс проектирования запускается вновь при рассчитанном значении КПД. Это приводит к некоторому изменению $\bar{F}$, что меняет КПД по сравнению с рассчитанным первый раз, и т.д. Вместе с необходимостью выбрать лучший вариант из множества сопоставляемых, это требует многократно повторяемого процесса расчетов.

Следовательно, используемый в процессе проектирования метод расчета КПД и газодинамических характеристик ступени должен быть быстродействующим и не требовать больших трудозатрат. Первые версии такого метода появились в начале 1970-х гг. Процесс развития идей метода и компьютерных программ изложен в [19].

Современная версия начала разрабатываться в середине 1980-х гг. Идея и компьютерная реализация получили название Метод универсального моделирования [20]. Пять компьютерных программ Метода позволяют произвести расчет характеристик ступеней промышленного ЦК с практически любыми параметрами и формой проточной части, то же для ЦК любой схемы, произвести оптимальное проектирование ступени, одновального ЦК без промежуточного охлаждения, или компрессора с практически любым возможным количеством валов и промежуточных охлаждений.

При расчете КПД ступени используется обычный для инженерной практики принцип суммирования потерь по элементам проточной части. Гидравлический КПД, не учитывающий внешние потери, равен:

$$\eta_c = \frac{h_i - h_{pk} - h_{диф} - h_{ey}}{h_T} = 1 - \Delta\eta_{pk} - \Delta\eta_{диф} - \Delta\eta_{ey}. \text{ После приведения к}$$

безразмерному виду:

$$\eta_w = 1 - \frac{\zeta_{pk}}{2\psi_T} \bar{w}_1^2 - \frac{\zeta_{диф}}{2\psi_T} \bar{c}_2^2 - \frac{\zeta_{вы}}{2\psi_T} \bar{c}_4^2, \quad \eta = \frac{\eta_w}{1 + \beta_{np} + \beta_{mp}} \quad (8.10.2)$$

Входящие в формулу безразмерные скорости на входе в элементы проточной части вычисляются в одномерной постановке в процессе термодинамических расчетов. КПД ступени определен, если рассчитаны коэффициенты потерь элементов проточной части. В пределах каждого элемента происходит дальнейшее деление потерь по месту возникновения. Например, в рабочем колесе потери рассчитываются отдельно на передней и задней поверхностях лопаток и на ограничивающих поверхностях: $h_{wpk} = h_{wmm} + h_{wzn} + h_{wогр}$.

Именно местные потери являются объектами математического моделирования, что является принципиальной основой Метода.

Моделирование местных потерь напора. Принцип моделирования рассмотрим на примере рабочего колеса. Математическое моделирование основано на физической модели течения, выработанной в результате всестороннего экспериментального и теоретического исследования [20]. Нужная информация представлена в разделе 7.3. Суть физической модели применительно к рабочему колесу:

- на ограничивающих поверхностях пограничные слои тонкие, благодаря воздействию Кориолисова ускорения на вторичные течения. Это увеличивает потери трения, но предотвращает отрыв потока,

- на передней поверхности лопаток пограничные слои тонкие и сильно турбулизированные благодаря воздействию сил инерции, действующих по нормали к поверхности лопаток. Это увеличивает потери трения, но пневмометрические измерения и визуализация показали отсутствие отрыва потока во всем диапазоне характеристик ступени,

- на задней поверхности лопаток пограничные слои толстые и ламинаризованные благодаря воздействию сил инерции, действующих по нормали к поверхности лопаток. Это уменьшает потери трения, но своеобразная форма отрыва потока – «след» – возникает при замедлении меньшем, чем в обычном диффузоре,

- до образования следа на задней поверхности невязкая диаграмма скоростей на лопатках весьма близка к действительной. После образования следа скорость в ядре потока, равная скорости в точке отрыва, остается постоянной до выхода из РК: $w_{2я} = w_{отр}$. На передней поверхности после отрыва начинается рост скорости до значения $w_{2я} = w_{отр}$. Вихревые потери проявляются в форме смещения ядра потока (скорость $w_{2я}$) с вихревой зоной (скорость $w_{2сл}$).

Как указывалось, течение в РК неразвитое. В межлопаточной решетке есть отчетливое деление потока на невязкое ядро, вязкий пограничный слой и вязкую вихревую зону – след. Поэтому при моделировании потерь трения примем за основу данные по испытаниям тонкой пластинки. При ее обтекании пограничный слой на поверхности соседствует с невязком потоком. Экспериментальная зависимость коэффициента силы трения гидравлически гладкой поверхности аппроксимируется формулой $C_f = \frac{0,0307}{Re_w^{1/7}}$. Эта формула в общем виде выглядит как:

$$C_f = x_1 Re_w^{x_2}. \quad (8.10.3)$$

В данном случае формула и численные значения коэффициентов получены анализом уравнений турбулентного пограничного слоя, и хорошо соответствуют измеренным значениям коэффициента трения. Но в принципе такой вид соотношения между функцией и аргументом дает возможность очень гибкого подбора коэффициентов для аппроксимации эмпирических зависимостей разного вида – рис.8.10.1.

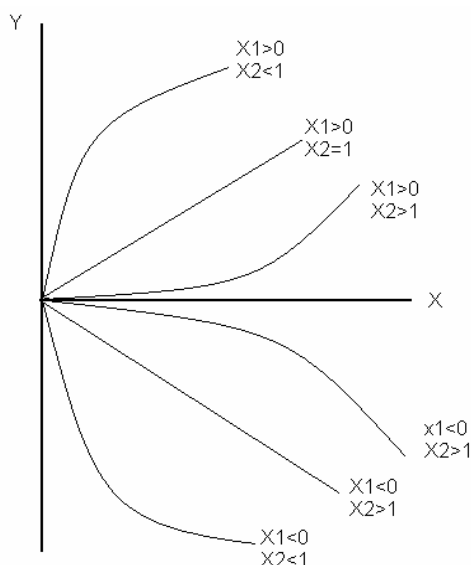


Рис. 8.10.1. Возможный вид функций $Y = x_1 X^{x_2}$ в зависимости от значений коэффициентов x_1 и x_2

Два обстоятельства отличают обтекание поверхности лопатки от обтекания тонкой пластинки. Одно из них связано с продольным градиентом скорости. В компрессорных решетках течение замедленное.

Естественно, это влияет на состояние пограничного слоя, на касательные напряжения и на потери трения.

Диаграммы невязких скоростей на поверхности лопатки обсуждаются в разделе 7.3. Как известно, состояние пограничного слоя контролирует фактор диффузорности. Для передней и задней поверхности он равен соответственно (участки нагружения лопатки на входе и ее разгрузки на выходе не рассматриваются):

$$F_{Dn} = 1 - \frac{w_{n2}}{w_{n1}}, \quad F_{Dz} = 1 - \frac{w_{z2}}{w_{z1}}. \quad (8.10.4)$$

При проектировании РК по методике в разделе 7.3 получается необходимая информация для построения схематизированной эпюры скоростей и определения:

- относительные скорости на входе и выходе w_1, w_2 рабочего колеса определены при выборе размеров входа и выхода лопаточной решетки,
- средняя нагрузка $\Delta w_{cp} = (w_3 - w_n)_{cp}$ определена при выборе числа лопаток,
- характер распределения скоростей вдоль лопатки, соотношения $\Delta w_1, \Delta w_2$ и $\Delta w_{\dot{\alpha}}$ определяет коэффициент центра давления. Нужные для расчета факторов диффузорности скорости равны:

$$w_{z1} = w_1 + \frac{\Delta w_1}{2}, \quad w_{z2} = w_2 + \frac{\Delta w_2}{2}, \quad w_{n1} = w_1 - \frac{\Delta w_1}{2}, \quad w_{n2} = w_2 - \frac{\Delta w_2}{2}. \quad (8.10.5)$$

Другое обстоятельство связано с наличием градиента скорости по нормали к поверхности лопатки. В разделе 7.3 пояснялось, что турбулизация и ламинаризация пограничного слоя зависит от величины числа Россби $Ro = -\frac{\partial w / \partial n}{\partial W / \partial n}$. В числителе малой буквой w обозначены скорости в пограничном слое, в знаменателе большой буквой W обозначены скорости в ядре потока. В модель потерь введено условное число Россби, в котором параметры пограничного слоя не участвуют. Такой подход соответствует принципу построения простой модели для массовых оптимизационных расчетов. В качестве критерия учета роли нормальных сил инерции введено условное число Россби, которое представляет собой обезразмеренный градиент скорости $\frac{\partial W}{\partial n} = 2\omega - \frac{W}{R_\varepsilon}$ – формула (3.8.12). Отказ от рассмотрения градиента скорости в

пограничном слое обоснован тем, что величина $\partial w / \partial n$ сама зависит от нормального градиента скорости. Обезразмеривание производится делением числителя на характерную скорость u_2 , а знаменателя – на характерный линейный размер D_2 : $Ro' = \frac{\partial W / u_2}{\partial n / D_2} = \frac{2\omega D_2}{u_2} - \frac{W D_2}{R_\varepsilon u_2}$. Условное число Россби приводится к виду:

$$Ro' = 4 - \frac{\bar{w}_{cp}}{R_{лcp}}. \quad (8.10.6)$$

Для расчета вычитаемого в этой формуле есть упрощенные формулы. Напомним, что при лопатках, загнутых назад, их кривизна уменьшает нормальный градиент давления. При лопатках, загнутых вперед, радиус кривизны отрицательный, что увеличивает градиент скорости по нормали.

Для учета отличий в обтекании пластинки и поверхности лопаток введены поправочные коэффициенты, зависящие от рассмотренных параметров:

$$C_{wmpn} = C_f (1 + x_3 F_{Dn}^{x_4}) (1 + x_5 Ro'^{x_6}), \quad C_{wmpz} = C_f (1 + x_7 F_{Dz}^{x_8}) (1 - x_9 Ro'^{x_{10}}).$$

$$C_f = x_1 Re_w^{x_2}, \quad Re_w = \frac{w_{cp} l_\lambda}{\nu}. \quad (8.10.7)$$

Введенные эмпирические коэффициенты x предполагаются одинаковыми для любых проточных частей и режимов работы. По этой причине предлагаемый подход к решению задачи упрощенного расчета газодинамических характеристик получил название Метод универсального моделирования. Способ нахождения численных значений коэффициентов x рассмотрен ниже.

Структура формул (8.10.7) для расчета коэффициента трения на ограничивающих поверхностях аналогична. Условное число Россби ответственно не только за турбулизацию/ламинаризацию пограничных слоев на лопатках, но и за вторичные течения на ограничивающих поверхностях. Как указывалось выше, вторичные течения препятствуют отрыву, но увеличивают потери трения. Поэтому в формулу для коэффициента трения условное число Россби входит с положительным знаком:

$$C_{wогр} = C_f (1 + x_{11} F_{Dn}^{x_{12}}) (1 - x_{13} Ro'^{x_{14}}). \quad (8.10.8)$$

Для связи коэффициентов силы сопротивления C_w с коэффициентом потерь ζ воспользуемся условием равенства потерь мощности, подсчитанной с помощью этих коэффициентов:

$$N_{wогр} = C_{wогр} \tau_{cp} \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \times 2 \rho_{cp} \frac{w_{cp}^2}{2} w_{cp} \text{ и } N_{wогр} = \zeta_{огр} \frac{w_1^2}{2} \Phi \rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2, \text{ откуда:}$$

$$\zeta_{огр} = C_{wогр} \frac{(\bar{D}_2^2 - \bar{D}_1^2) \tau_{cp} \varepsilon_{cp} \bar{w}_{cp}}{\Phi} \left(\frac{w_{cp}}{w_1} \right)^2. \quad (8.10.11)$$

Здесь индексом «ср» отмечены параметры в середине между D_1 и D_2 . Еще раз отметим зависимость потерь от условного коэффициента расхода.

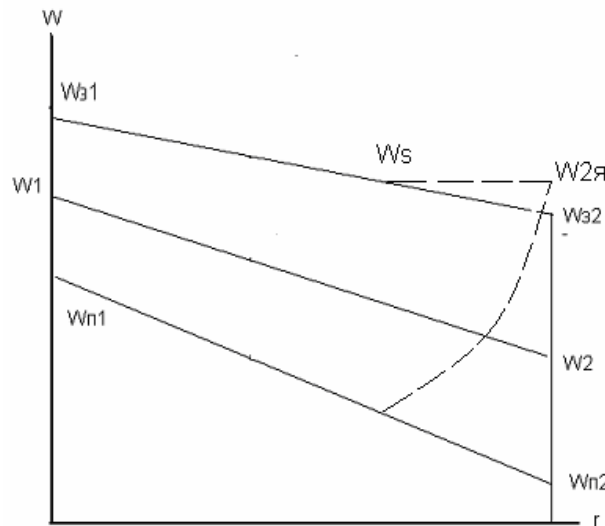


Рис. 8.10.2. Схематизированная диаграмма скоростей до и после (штриховые линии) возникновения следа

Для коэффициента профильных потерь формулы получены аналогично: $N_n = C_{wn} z b_{cp} l \rho \frac{w_n^2}{2} w_n = \zeta_n \frac{w_1^2}{2} \rho_0^* \Phi \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2$, откуда

$$\zeta_n = C_{wn} z \frac{4 \bar{b}_{cp} \bar{l} \varepsilon_{cp} \bar{w}_n}{\pi \Phi} \left(\frac{w_n}{w_1} \right)^2, \quad \zeta_3 = C_{w3} z \frac{4 \bar{b}_{cp} \bar{l} \varepsilon_{cp} \bar{w}_3}{\pi \Phi} \left(\frac{w_3}{w_1} \right)^2. \quad (8.10.12)$$

Потери смешения в связи с образованием следа рассчитываются с учетом ожидаемой точки отрыва и трансформации невязкой диаграммы скоростей – рис. 8.10.2.

Модель для расчета точки начала следа:

$$\dot{w}_s = \frac{w_s}{w_{31}} = x_{15} \left(1 + x_{16} Ro^{x_{17}} \right). \quad (8.10.13)$$

Здесь x_{15} – отношение скоростей в точке отрыва к скорости в начале поверхности, обтекаемой без нормального градиента скорости, $\left(1 + x_{16} Ro^{x_{17}} \right)$ – коэффициент, учитывающий ламинаризацию пограничного слоя, что приближает точку отрыва к началу поверхности.

Модель для расчета точки начала следа:

$$\dot{w}_s = \frac{w_s}{w_{31}} = x_{15} \left(1 + x_{16} Ro^{x_{17}} \right). \quad (8.10.13)$$

Здесь x_{15} – отношение скоростей в точке отрыва к скорости в начале поверхности, обтекаемой без нормального градиента скорости, $\left(1 + x_{16} Ro^{x_{17}} \right)$ – коэффициент, учитывающий ламинаризацию пограничного слоя, что приближает точку отрыва к началу поверхности.

На рис. 8.10.3 показано, как образование следа меняет выходной треугольник скоростей. На схеме не учтено, что при возникновении следа уменьшается выходной угол потока.

Потери смешения рассчитываются как потери внезапного расширения. При этом скоростью потока в следе, равной примерно $0,2w_y$, пренебрегаем, так как ее кинетическая энергия всего примерно 4% от скорости в ядре.

Изменение выходного треугольника скоростей при внезапном расширении на выходе из РК показано на рис. 8.10.4. Упрощенно принимается, что после выхода из РК поток сразу же заполняет все пространство контрольного сечения выхода из РК площадью $f_2 = \pi D_2 b_2$ и его расходная скорость уменьшается от $c_{r2я}$ до c_{r2} .

При внезапном расширении неизменной остается окружная проекция скорости, так как для ее изменения к потоку должен быть приложен момент внешних сил. В результате при внезапном расширении векторная разность относительной скорости до и после расширения равна разности

расходных составляющих $\vec{w}_{2y} - \vec{w}_{2y} = \vec{c}_{r2y} - \vec{c}_{r2}$ и потери внезапного

расширения по формуле Борда – Карно равны $h_{wep} = \frac{(c_{r2y} - c_{r2})^2}{2}$. При расчете вихревых потерь в РК в формулу вводится эмпирический коэффициент, учитывающий влияние принятых упрощающих допущений.

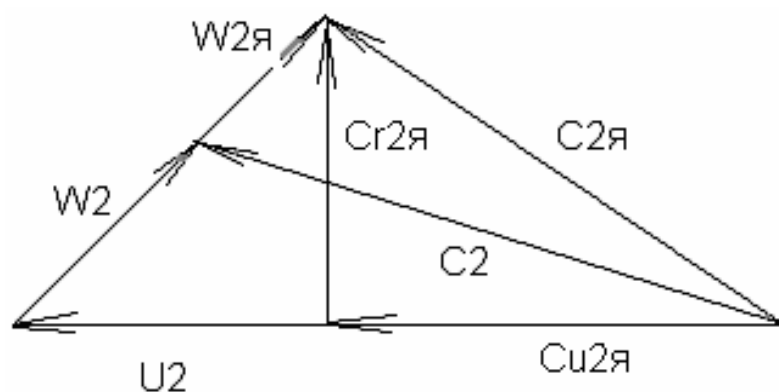


Рис. 8.10.3. Упрощенная схема трансформации выходного треугольника скоростей при образовании следа

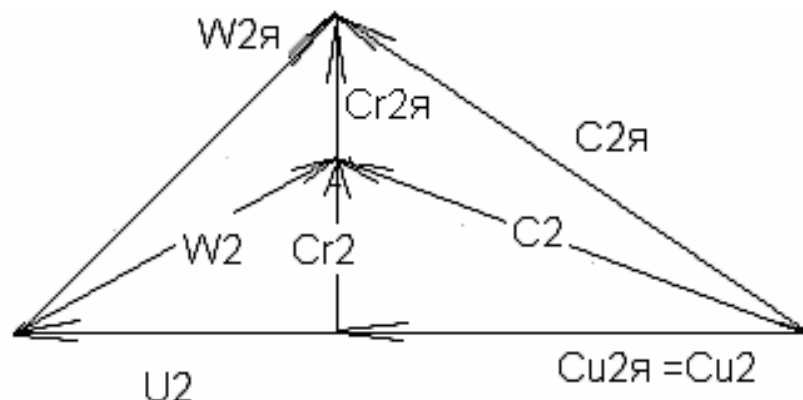


Рис. 8.10.4. Изменение выходного треугольника скоростей при внезапном расширении на выходе

Так как $c_{r2y} = w_{2y} \sin \beta_2 = w_1 \dot{w}_s \sin \beta_2$ то

$h_{wepPK} = x_{17} \frac{(w_{13} \dot{w}_{s3} \sin \beta_2 - c_{r2})^2}{2}$ и коэффициент вихревых потерь в РК равен:

$$\zeta_{ep} = x_{17} \left(\frac{w_{13}}{w_1} \dot{w}_s \sin \beta_2 - \frac{c_{r2}}{w_1} \right)^2. \quad (8.10.14)$$

Падение гидравлического КПД рассчитывается суммированием потерь напора на ограничивающих поверхностях, потерь трения на передней и задней поверхности лопаток и вихревых потерь (как потерь внезапного расширения). Для получения окончательного результата следует учесть перечисленные ниже факторы.

Учет пространственности и критериев подобия. Представленные выше формулы трактуют течение как плоское, происходящее на средней по высоте лопаток радиальной плоскости. Неблагоприятный характер обтекания периферийных и корневых сечений лопаток учитывается упрощенно, введением поправочного коэффициента:

$$K_{nc} = x_{18} \left(1 + \frac{b_1}{l} \right)^{x_{19}}. \quad (8.10.14)$$

Отношение высоты лопатки на входе к ее длине качественно отражает негативную роль поворотного канала перед лопатками РК.

Критерии подобия проявляют свое влияние по-разному. Роль критерия Рейнольдса учтена при расчете потерь трения. На вихревые потери этот критерий не влияет при турбулентном течении. Понятно, что в представленном виде модель потерь непригодна для особых случаев, когда течение в проточной части ламинарное.

Критерии сжимаемости M и k влияют на отношение плотностей $\varepsilon \frac{\rho}{\rho_0}$, что учитывается при термодинамических расчетах. Эксперименты с модельными ступенями [20] показывают, что именно максимальное числа Маха на профиле влияет на эффективность лопаточных решеток РК. Поэтому в формулы для расчета потерь введен коэффициент, учитывающий это обстоятельство:

$$K_M = 1 + x_{20} M_{w31}^{x_{21}}, \quad M_{w31} = \frac{w_{31}}{\sqrt{k R T_0}}. \quad (8.10.15)$$

С учетом этого потеря гидравлического КПД а рабочем колесе равна:

$$\Delta \eta_{pk} = K_{nc} K_M \frac{\zeta_{огр} + \zeta_n + \zeta_z + \zeta_{ep}}{2 \psi_T} \bar{w}_1^2. \quad (8.10.16)$$

Нерасчетные режимы. При расчете теоретического напора на режимах, отличных от расчетного, используется эмпирически установленный факт линейной зависимости коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода на выходе из РК:

$$\frac{\psi_T}{\psi_{T\text{ расч}}} = 1 + \left(\frac{\psi_{T0}}{\psi_{T\text{ расч}}} - 1 \right) \left(1 - \frac{\varphi_2}{\varphi_{2\text{ расч}}} \right). \quad (8.10.17)$$

Здесь ψ_{T0} – коэффициент теоретического напора РК при нулевом расходе, для определения которого есть эмпирические зависимости.

При определении ударных потерь на нерасчетных режимах используется схема, примененная ранее для демонстрации формы характеристик ступени ТК (часть 2.4, формула (2.4.1 б)). Для учета реального характера рабочего процесса, в том числе влияния сжимаемости, введены эмпирические коэффициенты.

Идентификация модели. Для расчета характеристик остальных элементов проточной части используются подходы, соответствующие особенностям их рабочего процесса. Всего в модели потерь более трех десятков эмпирических коэффициентов x .

Поскольку значения этих коэффициентов по принципу построения модели должны быть одинаковыми у всех ступеней ЦК, вне зависимости от формы их проточной части, то при правильно выбранных значениях x рассчитанные характеристики должны соответствовать результатам испытаний. Здесь надо учитывать упрощенный, и отчасти произвольный характер модели. Полного совпадения расчетов и экспериментов не должно быть в принципе. Модель можно считать адекватной, если ее погрешность соответствует требованиям практики проектирования и расчетов.

Для идентификации модели сделана компьютерная программа, в банке данных которой хранится информация о более чем двух сотнях испытаний модельных ступеней. При испытаниях измерения выполняются на шести режимах по расходу. Поэтому в принципе для сопоставления измеренного и рассчитанного КПД есть более тысячи данных измерений.

Процесс идентификации предусматривает автоматический перебор значений эмпирических коэффициентов с расчетом КПД и сравнением с экспериментально определенным значением. Отбираются такие значения x , при которых средняя невязка КПД по сопоставляемым данным минимальна:

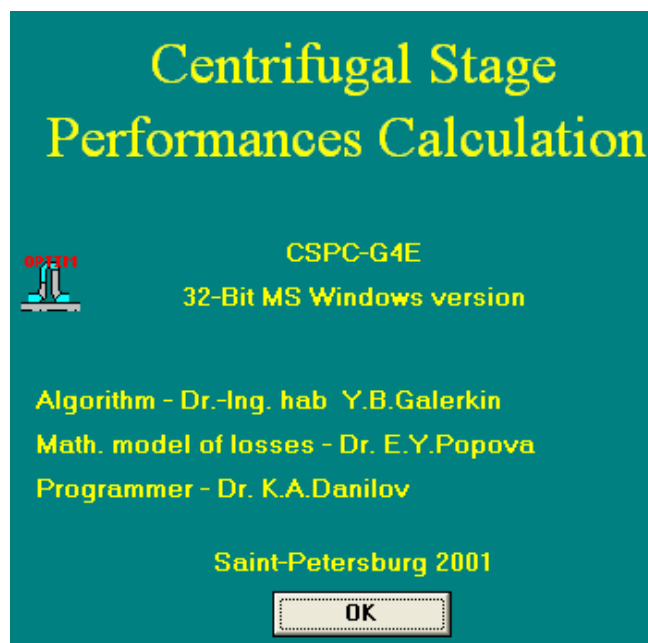
$$d\eta_{cp} = \frac{\sum_1^Z (\eta_{\text{эксн}} - \eta_{\text{расч}})_{\text{абс}}}{Z} \rightarrow 0. \quad (8.10.18)$$

Процесс идентификации требует контроля. Уравнения расчета потерь должны давать не только точный конечный результат, но и удовлетворять характеру реального рабочего процесса. Формально можно идентифицировать модель при таких значениях x , при которых не реалистичны соотношения потерь в элементах проточной части, или соотношение между потерями вихреобразования и трения, и т.п. Создатель модели должен корректировать процесс. В противном случае при использовании модели для оптимизации проточной части получатся неправильные результаты.

Далее представлены компьютерные программы, используемые в практике проектирования и анализа. Их модели потерь характеризуются средними значениями $\eta_{\text{эксн}} - \eta_{\text{расч}} = \pm 0,6 - 0,8\%$ для оптимального режима ступеней, что практически совпадает с погрешностью экспериментального определения КПД. На нерасчетных режимах погрешность больше, но практика проектирования ЦК по заданиям промышленности показывает, что требования ТЗ обеспечиваются.

Примеры расчетов по программам Метода универсального моделирования, широко использованы в предыдущих разделах и дают достаточное представление о их возможностях. Далее показаны заставки и меню ввода этих программ.

Программы Метода универсального моделирования. Содержание рис. 8.10.12- 8/10.15 дает представление о том, какие варианты проточной части ступени и схемы компрессоров могут быть объектами расчета, о режимных и геометрических параметрах ступени и ЦК, которые нужно ввести для оптимального проектирования и расчета характеристик.



Input Data

Input Data: ☒ 2D ☐ 3D

Diffuzer Type: ☒ VLD ☐ VD

Exit Type: ☐ Return channel ☒ Scroll

Mu=0.85 Reu=6000000 k=1.4

Impeller		Diffuzer	Scroll
D2=1	m	B3=5.482084E-02	NUsc=360 deg
Dhb=0.35		D4=1.55	D360=1.747355
D0=0.5772787			B360=0.5830002
D1=0.594597			ALsc=30 deg
B1=9.528036E-02			
B2=5.482084E-02			
Btbl1=24.86018	deg		
Btbl2=51.40486	deg		
DLi=0.012			
Zim=16			
Kpc=0.45			
AL0=90			

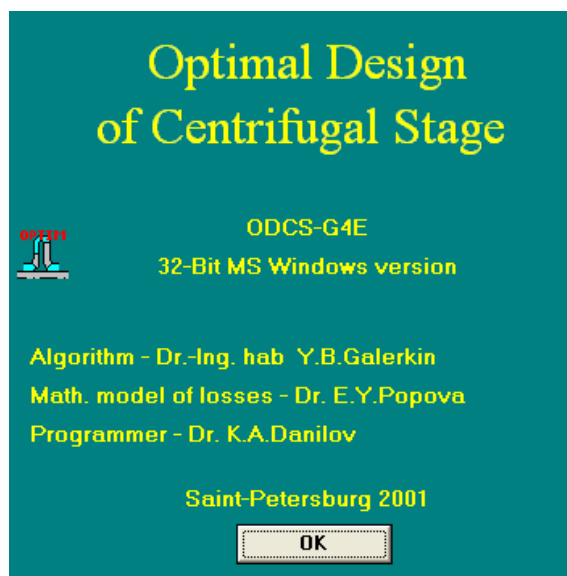
☐ Real dimensions (in meters)

Labirinth seal condition: ☒ good ☐ mediocre ☐ another

Start Close Preview

Round scroll with constant channel diameter(collector) <Enter> for accept

Рис. 8.10.12. Программа CSPS-G4E. Заставка и меню ввода параметров для расчета характеристик центробежной ступени



Optimal design of centrifugal stage

Stage type

☒ 2D+VLD
 ☐ 2D+VD
 ☐ 3D+VLD
 ☐ 3D+VD

☐ Return channel
 ☒ Scroll or collector

Stage parameters

F=	0.0517
PSIt=	0.6
Mu=	0.85
k=	1.4
Reu=	6000000
Dhb=	0.253
DELim=	0.01
DELvd=	0.015
DELrch=	0
Nuscr=	45
Kp=	0.45

☐ Graphics of Efficiency

Optimization parameters

Kf=	0.93	☐
Kd=	1.03	☐
Ad=	1	☐
AL2=	20	☐
dWim=	0.35	☐
dCvd=	0.2	☒
dCrch=	0.21	☒
dAL34=	10	☒
B3/B2=	1	☐
D3=	1.1	☒
D4=	1.55	☐
B5/B6=	0.6	☒
B66=	1	☒
i5=	0	☒

Start Close Limits

Рис. 8.10.13. Программа ODCS-G4E. Заставка и меню ввода параметров для оптимального проектирования центробежной ступени



Compressor parameters

Mass flow rate	(kg/s).	m=	5	
Outlet pressure	(Atm; Pa).	Pout=	1.7	166600
Inlet pressure	(Atm; Pa).	Pin=	1	98000
Inlet temperature	(K).	Tin=	288	

Rotor type

☐ Flexible
 ☐ Rigid
 ☒ Free hub

Hub ratio D_{hb}=

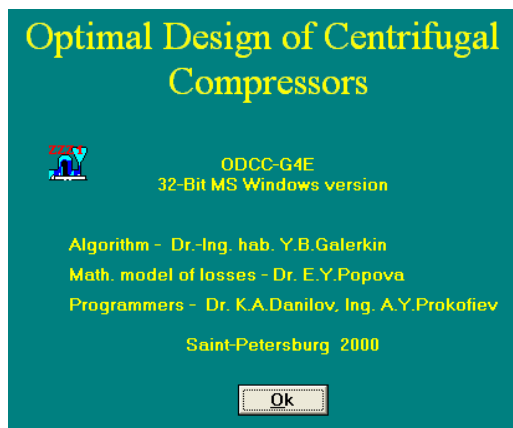
Diffusers

☐ VD
☒ VLD

Gas parameters

Isentropic coefficient		k=	1.4
Gas constant	(J/kg/K).	R=	287
Dynamic viscosity coefficient	(n*s/m^2).	mu=	0.00005

Рис. 8.10.13. Программа NCCO-G4E. Заставка и меню ввода параметров для оптимального проектирования одновальных центробежных компрессоров



Compressor parameters

Compressor parameters

Mass flow rate	(kg/s).	m =	5	
Outlet pressure	(Atm;Pa).	Pout =	9.9	970200
Inlet pressure	(Atm;Pa).	Pinl =	0.9897959183	97000
Inlet temperature	(K).	Tinl =	288	
dT in intercoolers	(K).	dTc =	10	
dP in intercoolers	(%).	dPc =	3	

Gas parameters

Isentropic coefficient		k =	1.4	
Gas constant	(J/kg/K).	R =	287	
Dynamic viscosity coefficient	(N*s/m^2).	muu =	0.00018	

Main menu

Compressor scheme

Compressor scheme :

Number of rotors, Nr= 2
Number of stages on 1 rotor =3
Number of stages on 2 rotor =3

Coolers:
After 6 stage

Stage types :
1. 3D+VD, PSIt=0.65
2. 3D+VD, PSIt=0.65
3. 3D+VD, PSIt=0.65
4. 2D+VLD, PSIt=0.6
5. 2D+VLD, PSIt=0.6
6. 2D+VLD, PSIt=0.6

Nr и Nst, F/n, Dhб on shafts

PSIt, PSIt, U2r on stages

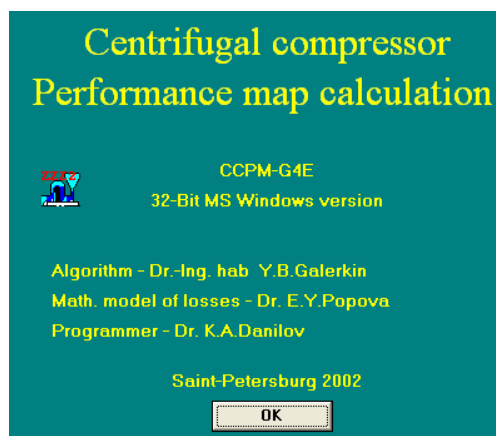
Coolers after stages

Types of stages

Start

Main menu

Рис. 8.10.14. Программа ODCC-G4E. Заставка и меню ввода параметров для оптимального проектирования центробежных компрессоров с произвольной схемой



Input Data

Compressor parameters

Inlet pressure, (Atm; Pa)	Pi=	34.55	3385900
Inlet temperature, (K)	Ti=	288	
dT of intercoolers, (K)	dTi=	0	
dP of intercoolers, (%)	dPi=	0	

Gas parameters

Isentropic coefficient	k=	1.3
Gas constant, (j/kg/k)	R=	465
Dynamic viscosity coefficient, (n*s/m**2),	mu=	.0008
Normal density (optional), (kg/m**3),	Ron=	.68

OK Additional properties

Inlet pressure in Atmospheres Press <Enter> for next parameter

Input Data

Stage # 1

<u>Impeller</u>		<u>Diffuzer</u>	<u>Return channel</u>
D2= 0.7259	m	B3= 5.955787E-02	D5= 1.55
Dhb= 0.35			D6= 0.568185
D0= 0.551636		D4= 1.55	B5= 6.173829E-02
D1= 0.568185			B6= 0.1028972
B1= 8.601347E-02			ALb15= 28.60686
B2= 7.006808E-02			DLrc= 0.02
Btbi1= 24.47092	deg		Zrc= 27
Btbi2= 31.06192	deg		
DLi= 0.012			
Zim= 11			
Kpc= 0.45			
AL0= 90	deg		

<< >>

OK Prewiew

☐ Real dimensions (in meters)

Labyrinth seals condition
☒ good ☐ mediocre

Impeller diameter in meters <Enter> - Next parameter

Рис. 8.10.15. Программа CCPM-G4E. Заставка и меню ввода параметров для расчета семейства характеристик центробежных компрессоров произвольной схемы

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бакулев В.И. и др., Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. М., Изд-во МАИ, 2003.
2. Берман Я.А., Маньковский О.И., Марр Ю.И., Рафалович А.П. Системы охлаждения компрессорных установок. ЛО «Машиностроение», 1984.
3. Бетчелор Д. Введение в динамику жидкости. — М.: Мир, 1973. — 758 с.
4. Брук А.Д., Матикашвили Т.И., Невельсон М.И. и др. Центробежные вентиляторы. Под ред. Т.С. Соломаховой. — Москва: Машиностроение, 1975. — 415 с.
5. Брусиловский И.В. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. — Москва: Машиностроение, 1986. — 284 с.
6. Васильев Б.П., Коваль В.А., Канаков В.В., Павленко Г.В., Романов В.В., Основы проектирования газотурбинных двигателей и установок, ООО «Контраст», Украина 61166, Харьков, пр. Ленина, 40.
7. Галеркин Ю.Б., Рекстин Ф.С., Методы исследования центробежных компрессорных машин. Машиностроение, Ленинград, 1969, 303 с.
8. Гофлин А.П. Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок. — М.; Л.: Машгиз, 1959. — 303 с.
9. Дейч М.Б., Зарянкин Л.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. М., Энергия, 1970.
10. Дейч М.Б., Зарянкин Л.Е. Газодинамика. М., Энергия, 1984.
11. Ден Г.Н. Механика потока в центробежных компрессорах. — Ленинград: Машиностроение, 1973. — 270 с.
12. Дынкин А.Л., Самолет начинается с двигателя. Книга первая. «Рыбинское подворье», 1995.
13. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. - М.: Машиностроение, 1992.-672 с.
14. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. — Москва: Мир, 2000. — 688 с.
15. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. — М.: Наука, 1978. — 736 с.
16. Мифтахов А.А., Зыков В.И. Входные и выходные устройства центробежных компрессоров. «Фэн», Казань, 1996.
17. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. — 3-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение, 1981. — 351 с.

18. 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.

19. Селезнев К.П. Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. – Л.: Машиностроение. 1982 – 271с.

20. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под ред. Ю.Б.Галеркина. СПб., НПК СПбГПУ, 2005 – 496с.

21. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. — М.: Машиностроение, 1986. — 432 с.

22. Шнепп В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. М.; Машиностроение, 1995.