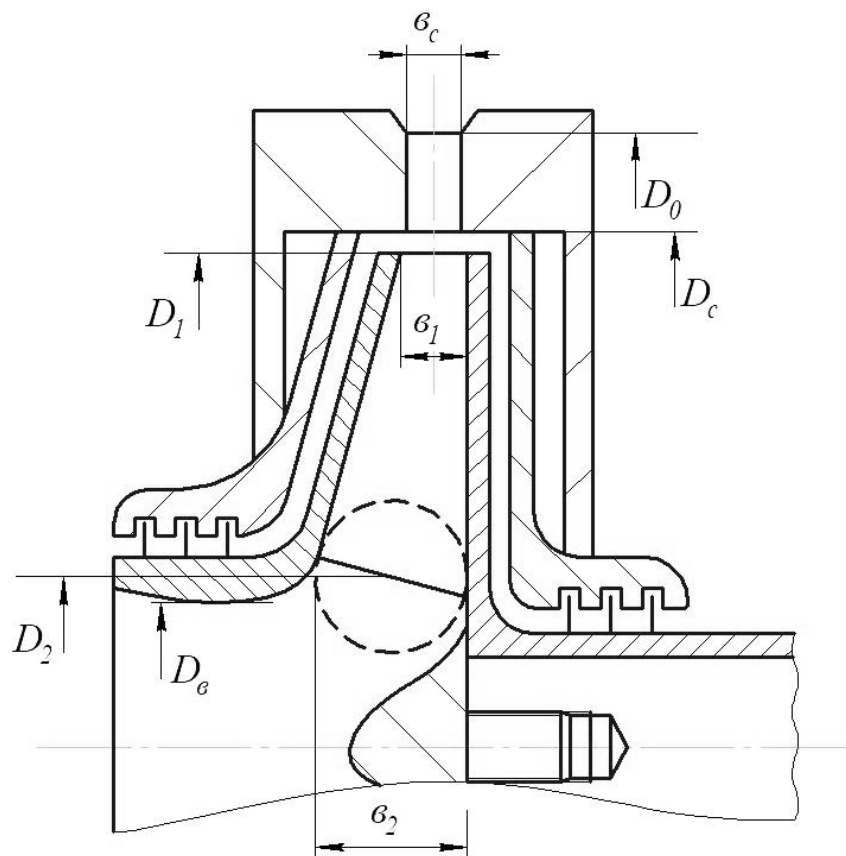


М.М. Данилов, О.С. Апицына

ТУРБОМАШИНЫ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ СИСТЕМ



Санкт-Петербург
2021

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

М.М. Данилов, О.С. Апицына
ТУРБОМАШИНЫ
НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ СИСТЕМ

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

РЕКОМЕНДОВАНО К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ В УНИВЕРСИТЕТЕ ИТМО
по направлению подготовки 16.03.03 Холодильная, криогенная техника и
системы жизнеобеспечения
в качестве Учебно-методического пособия для реализации основных
профессиональных образовательных программ высшего образования
бакалавриата

 УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

Санкт-Петербург
2021

Данилов М.М., Апицына О.С. Турбомашины низкотемпературных систем – СПб: Университет ИТМО, 2021. – 71 с.

Рецензент(ы):

Зимков Артур Анатольевич, канд. техн. наук, нет, зам. начальника отдела, ООО "ОК";

Подробным образом рассмотрен вывод основных уравнений газодинамики, в том числе для вращающегося криволинейного канала переменного сечения. На основании этих уравнений показано изменение энергий в относительном и абсолютном движении потока в рабочих органах турбомашин, что позволяет рассчитать и спроектировать эффективные конструкции турбомашин.

Проведен анализ различных схем установки лопаток рабочих колес относительно направления вращения. Показаны способы определения внутренней мощности и коэффициента реактивности ступени, а также влияние коэффициента реактивности на кинематику потока.

Рассмотрено устройство различных видов турбомашин и их рабочих органов.

С целью более глубокого понимания процессов расширения потока приводится изображение этих процессов в различных термодинамических диаграммах.

Рассмотрены современные тенденции использования компрессорных и расширительных турбомашин, в том числе в низкотемпературных системах.



Университет ИТМО – национальный исследовательский университет, ведущий вуз России в области информационных, фотонных и биохимических технологий. Альма-матер победителей международных соревнований по программированию – ICPC (единственный в мире семикратный чемпион), Google Code Jam, Facebook Hacker Cup, Яндекс.Алгоритм, Russian Code Cup, Topcoder Open и др. Приоритетные направления: IT, фотоника, робототехника, квантовые коммуникации, трансляционная медицина, Life Sciences, Art&Science, Science Communication. Входит в ТОП-100 по направлению «Автоматизация и управление» Шанхайского предметного рейтинга (ARWU) и занимает 74 место в мире в британском предметном рейтинге QS по компьютерным наукам (Computer Science and Information Systems). С 2013 по 2020 гг. – лидер Проекта 5–100.

© Университет ИТМО, 2021
© Данилов М.М., Апицына О.С.

ВВЕДЕНИЕ

Название «турбомашины» объединяет два вида турбомашин: турбокомпрессоры и турбодетандеры.

Турбокомпрессоры могут работать на различных рабочих веществах, поэтому их используют как в паровых, так и в газовых холодильных машинах. По сравнению с объемными компрессорами турбокомпрессоры той же производительности имеют значительно меньшие размеры и массу. Турбокомпрессоры широко используют для замораживания грунтов при проходке шахт, туннелей метрополитена, возведении фундаментов многоэтажных зданий; для испытаний авиа-, ракетных и других транспортных двигателей в условиях низких температур; в судовых холодильных установках на судах-рефрижераторах; в тепловых насосах для отопления производственных и жилых зданий. Кроме того, турбокомпрессоры применяют для кондиционирования воздуха в цехах вредных производств и в шахтах, а также на предприятиях химической и нефтеперерабатывающей промышленности, на компрессорных станциях газопроводов и так далее.

Турбодетандеры (расширительные машины), в которые поступает уже сжатое рабочее вещество, имеют конструкцию, аналогичную конструкции турбокомпрессоров, но поток рабочего вещества движется в обратном направлении. В низкотемпературной технике их используют в составе газовых холодильных машин. Турбодетандеры (как турбины) широко используются в энергетике для выработки энергии, например, в прямых циклах низкопотенциальных энергетических систем.

Дисциплины «Динамические компрессоры и детандеры», «Турбомашины систем низкотемпературной техники и энергетике» предусматривают изучение закономерностей изменения видов энергии в рабочих органах турбомашин, конструкций различных видов турбомашин и их элементов, математического аппарата для определения основных показателей работы турбомашин.

Изучаемый материал должен способствовать формированию таких компетенций как организация и проведение работ по выполнению научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ и принятие

технических решений по проектированию и подбору оборудования низкотемпературных систем. Студенты должны знать основы теории турбомашин низкотемпературных систем, уметь проектировать элементы таких систем и обладать навыками выбора оптимальных решений.

В ходе изучения указанных дисциплин преподаватель на лекциях излагает и разъясняет основные, наиболее сложные материалы по изучаемой теме, а также связанные с ней теоретические и практические проблемы; дает рекомендации для выполнения практических заданий и указания на самостоятельную работу. В ходе лекционных занятий студенты должны конспектировать учебный материал, задавать преподавателю уточняющие вопросы с целью уяснения теоретических положений, разрешения спорных ситуаций. При самостоятельной работе студенты дорабатывают свой конспект лекций, делая в нем соответствующие записи из литературы, рекомендованной преподавателем и предусмотренной учебной программой.

В конце разделов 1 и 2 приводятся вопросы для самоконтроля студентов по оценке уровня освоения знаний.

1. КОМПРЕССОРНЫЕ ТУРБОМАШИНЫ

1.1. ТЕРМИНОЛОГИЯ, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ

Компрессорные турбомашины или турбокомпрессоры являются компрессорами динамического принципа действия. В отличие от компрессоров объемного принципа действия (объемных компрессоров), таких как поршневые, винтовые, ротационные и спиральные, процесс сжатия в них происходит непрерывно в потоке движущегося вещества. По направлению движущегося потока турбокомпрессоры делятся на центробежные и осевые.

Рабочими органами турбомашин являются колеса с лопатками, энергия вращения которым передается от внешнего источника (электродвигателя или турбины). От вращающихся лопаток механическая энергия передается рабочему веществу, при этом увеличивается как кинетическая, так и потенциальная энергия вещества, то есть и скорость, и давление. В расположенных над колесом (в центробежных компрессорах), или за колесом (в осевых компрессорах) неподвижных лопаточных аппаратах (диффузорах) происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную (за счет уменьшения скорости растет давление рабочего вещества). Таким образом, процесс сжатия происходит дважды: в рабочих колесах и в диффузорах.

Основные преимущества турбокомпрессоров:

- значительно меньшие габариты по сравнению с объемными компрессорами той же производительности за счет непрерывности потока и высоких скоростей;
- надежность в работе за счет малого износа (в проточной части нет трущихся деталей);
- отсутствие загрязнения рабочего вещества смазочным маслом (следствие отсутствия трущихся деталей);
- практически полная уравновешенность вращающегося ротора, который перед сборкой турбокомпрессора подвергается балансировке на специальном стенде, что позволяет устанавливать турбокомпрессор на легкие фундаменты;
- сжатое рабочее вещество подается равномерно;

- возможность соединения с высокооборотным приводным двигателем: паровой или газовой турбиной.

Основные недостатки турбокомпрессоров:

- неэффективность при работе на малые производительности: при уменьшении диаметра колес необходимо иметь очень высокую частоту вращения ротора, которая может превысить критическую величину, кроме того, возрастает относительная величина утечек рабочего вещества через зазоры между колесами и корпусом;

- узкий диапазон устойчивой работы при изменении производительности: при уменьшении расхода рабочего вещества на 20...40 % от расчетного происходит пульсация давления и периодическое движение потока в обратном направлении (от высокого конечного давления к низкому начальному), что объясняется уменьшением подпора поступающего рабочего вещества; это явление называется «помпаж» (срыв потока), а работа в режиме «помпажа» недопустима, так как возникающие большие динамические нагрузки на ротор могут привести к аварии;

- зависимость КПД турбокомпрессора от термодинамических свойств рабочего вещества, то есть невозможность эффективно использовать турбокомпрессор, рассчитанный на одно рабочее вещество, при работе на других рабочих веществах.

1.2. УРАВНЕНИЯ ОДНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ РАБОЧЕГО ВЕЩЕСТВА

Поток рабочего вещества можно представить как бесконечно большое количество элементарных струек. Так как такая струйка будет иметь бесконечно малое сечение, то все параметры потока в нем можно считать одинаковыми. Такой поток называется одномерным [1, 2].

Течение потока может быть нестационарным или стационарным, то есть параметры потока в одном сечении могут со временем меняться или быть постоянны во времени.

Рассмотрим одномерное стационарное движение рабочего вещества в межлопаточном канале рабочего колеса, где все параметры вещества

меняются только по длине струек. Межлопаточный канал криволинейный и имеет переменное сечение.

Выберем бесконечно малый элемент струйки $A-B$, через который за время t протекает масса M рабочего вещества (рис. 1.1). В сечении A площадь, давление и скорость потока равны F, p, c . В расположенном на расстоянии ds сечении B эти же параметры равны $F + dF, p + dp, c + dc$. Давление на боковой поверхности элемента ввиду малости расстояния ds определяется как среднеарифметическое между сечениями A и B :

$$\frac{p + p + dp}{2} = \frac{2p + dp}{2} = p + \frac{dp}{2}.$$

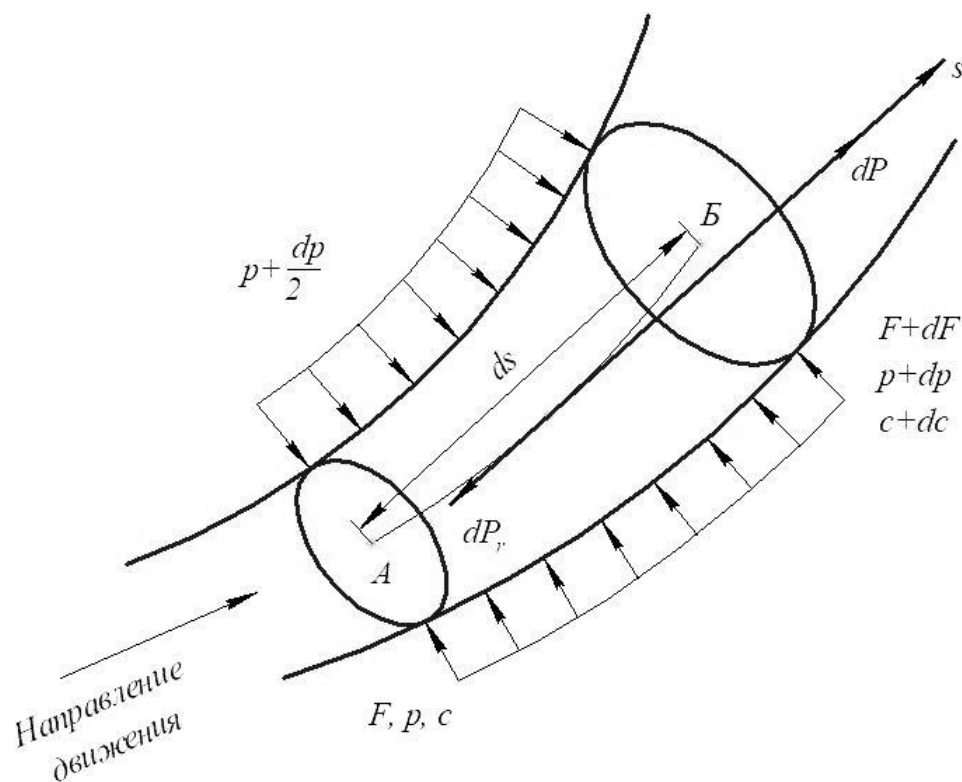


Рис 1.1. Элемент струйки в неподвижном канале.

На рабочее вещество в элементе $A-B$ действует внешняя сила dP от подвода энергии извне, направление которой совпадает с направлением потока (для компрессорных турбомашин), а также сила сопротивления dP_r , всегда направленная против движения.

Согласно теореме об изменении количества движения, импульс всех сил, действующих на поток, равен изменению количества движения массы

вещества, то есть $\sum_i dP_i \cdot t = Mdc$. Разделив обе части уравнения на время t , получим $\sum_i dP_i = Gdc$, или

$$pF + (p + dp/2)dF + dP - dP_r - (p + dp)(F + dF) = Gdc;$$

$$pF + pdF + (dp/2)dF + dP - dP_r - pF - pdF - Fdp - dpdF = Gdc.$$

После сокращений и перестановок можно записать

$$dP = Fdp + Gdc + dP_r.$$

Учитывая, что $G = \rho cF$, и разделив обе части уравнения на ρF , получим:

$$dP/\rho F = dp/\rho + cdc + dP_r/\rho F, \quad \text{где} \quad dP/\rho F = dl \quad \left[\frac{\text{Н м}^3}{\text{кг м}^2} = \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right] -$$

приращение удельной работы.

Тогда: $dl = vdp + cdc + dl_r$ – уравнение Бернулли.

Без подвода энергии извне : $vdp + cdc + dl_r = 0$, а если отсутствуют и потери на трение, то $vdp - cdc$, то есть с уменьшением скорости потока его давление увеличивается (часть кинетической энергии переходит в потенциальную).

В рабочем колесе турбокомпрессора каналы, по которым движется рабочее вещество, вращаются с постоянной скоростью ω . Одномерное стационарное движение во вращающемся канале (относительное движение) можно получить, если внешнюю силу dP заменить центробежной силой $dP_{\text{ц}}$ (действует по радиусу) и кориолисовой силой $dP_{\text{кор}}$, которая направлена перпендикулярно к оси s (рис. 1.2).

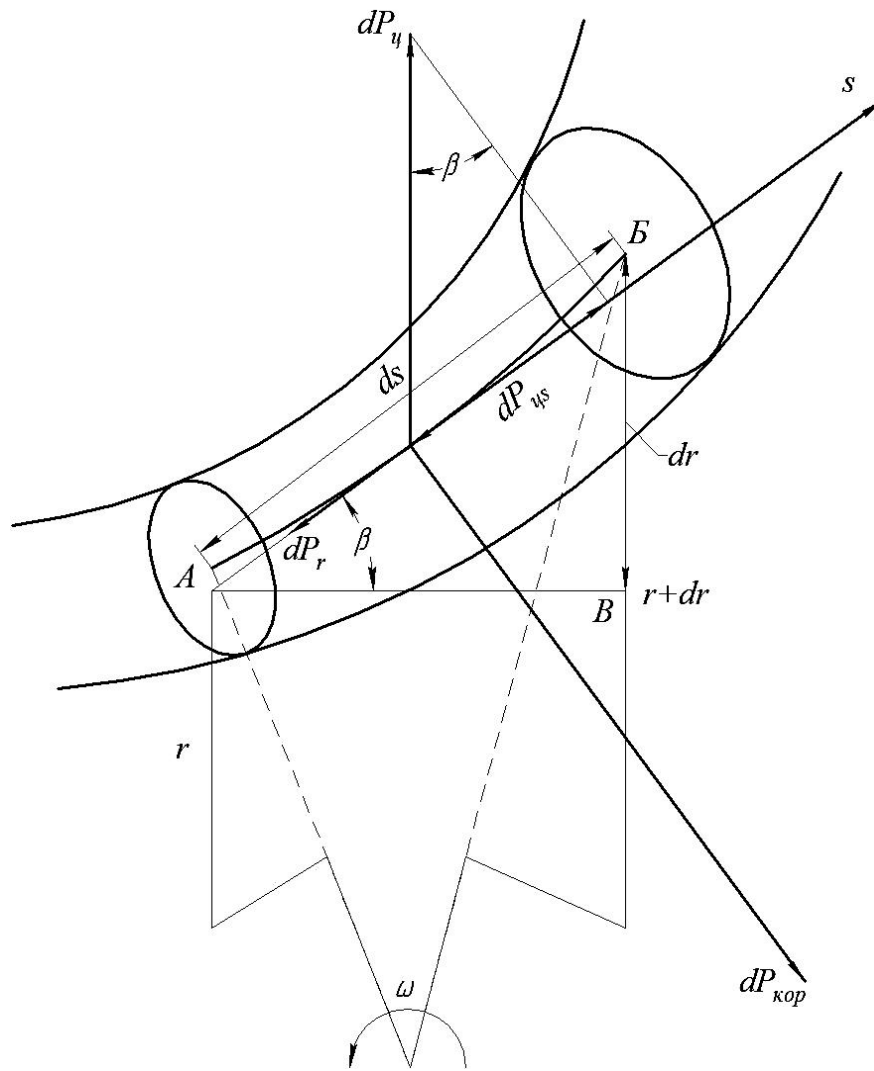


Рис 1.2. Элемент струйки во вращающемся канале.

Скорость в неподвижном канале (относительную скорость) обозначим w , а абсолютная скорость c будет определяться сложением векторов относительной скорости w и окружной скорости u . Вектор окружной скорости направлен перпендикулярно к радиусу колеса в сторону вращения, а вектор относительной скорости направлен по касательной к средней линии канала (или к поверхности изогнутой лопатки) в сторону движения потока. Угол между вектором относительной скорости w и направлением, противоположным направлению вектора окружной скорости u , называется углом потока в относительном движении β (рис. 1.3.).

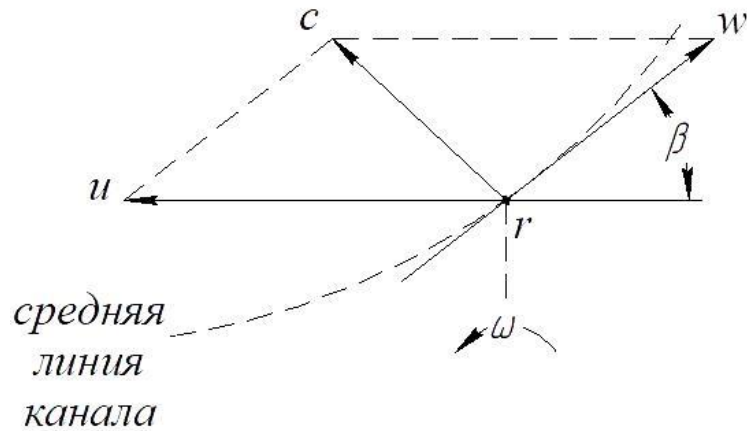


Рис 1.3. Угол потока в относительном движении.

Из треугольника ABB (рис. 1.2) $\sin \beta = dr/ds = dP_{цс}/dP_{ц}$.

Проекция кориолисовой силы на ось s равна нулю; проекция центробежной силы на ось s : $dP_{цс} = dP_{ц} \sin \beta = dP_{ц} dr/ds$.

Повторим ранее записанное уравнение для внешней силы:

$$dP = Fdp + Gdc + dP_r.$$

Заменяя dP на $dP_{цс}$, а dc на dw , получим:
 $dP_{ц} dr/ds = Fdp + Gdw + dP_r.$

Учитывая, что центробежная сила $dP_{ц} = Mr\omega^2 = V\rho r\omega^2 = Fdspr\omega^2$, а расход $G = \rho cF$ или $G = \rho wF$, и разделив последнее уравнение на ρF , получим

$$\frac{Fdspr\omega^2 dr}{\rho Fds} = \frac{dp}{\rho} + wdw + \frac{dP_r}{\rho F}.$$

После сокращений получим уравнение Бернулли в относительном движении:

$$\omega^2 r dr = vdp + wdw + dl_r.$$

1.3 УРАВНЕНИЕ РАБОТЫ

Проинтегрируем два уравнения Бернулли (в неподвижном канале и в относительном движении) от сечения 1 на входе в рабочее колесо до сечения 2 на выходе из него:

$$l = \int_1^2 v dp + 0,5(c_2^2 - c_1^2) + l_r, \dots \dots \dots (1)$$

где l – удельная работа, подведенная к рабочему веществу от лопаток колеса;

$\int_1^2 v dp$ – удельная работа, затраченная на повышение давления;

$0,5(c_2^2 - c_1^2)$ – удельная работа, затраченная на повышение кинетической энергии;

l_r – удельная работа, затраченная на преодоление сил сопротивления в колесе.

$$0,5\omega^2(r_2^2 - r_1^2) = \int_1^2 v dp + 0,5(w_2^2 - w_1^2) + l_r.$$

Учитывая, что $\omega r = u$, преобразуем полученное уравнение:

$$\int_1^2 v dp + l_r = 0,5(u_2^2 - u_1^2) + 0,5(w_1^2 - w_2^2),$$

и, подставив полученное значение в уравнение (1), напишем уравнение работы:

$$l = 0,5(u_2^2 - u_1^2) + 0,5(w_1^2 - w_2^2) + 0,5(c_2^2 - c_1^2),$$

где $0,5(u_2^2 - u_1^2)$ – работа центробежных сил;

$0,5(w_1^2 - w_2^2)$ – понижение кинетической энергии в относительном движении (за счет этого повышается давление потока);

$0,5(c_2^2 - c_1^2)$ – повышение кинетической энергии в абсолютном движении.

1.4. УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ

Согласно первому закону термодинамики $dq = di - v dp$.

В межлопаточном канале рабочего колеса в теплоту переходит работа, потерянная на преодоление сил сопротивления dl_r , кроме того, нужно учитывать теплоту, подводимую или отводимую от рабочего вещества через стенки межлопаточного канала или корпуса машины $dq_{нар}$. С учетом вышеизложенного $dq = dl_r + dq_{нар}$. На практике величиной $dq_{нар}$

пренебрегают ввиду ее малости, поэтому можно записать: $dl_r = di - vdp$.

Тогда уравнение Бернулли примет вид:

$$dl = vdp + cdc + di - vdp \text{ или } dl = di + cdc.$$

Проинтегрируем полученное уравнение от сечения 1 до сечения 2:

$$l = (i_2 - i_1) + 0,5(c_2^2 - c_1^2) \dots \dots \dots (2)$$

Теперь, сравнив полученное с уравнением работы, напомним уравнение энергии:

$$i_2 - i_1 = 0,5(u_2^2 - u_1^2) + 0,5(w_1^2 - w_2^2).$$

Преобразуем уравнение энергии, раскрыв скобки:

$$i_2 - i_1 = 0,5u_2^2 - 0,5u_1^2 + 0,5w_1^2 - 0,5w_2^2$$

и сделав перестановки параметров по сечениям: $i_1 + 0,5(w_1^2 - u_1^2) = i_2 + 0,5(w_2^2 - u_2^2)$. Можно сделать вывод, что $i + 0,5(w^2 - u^2) = \text{const}$. Это равенство справедливо для любого сечения межлопаточного канала и называется постоянной Бернулли.

1.5. ПАРАМЕТРЫ ТОРМОЖЕНИЯ

При измерении приборами параметров движущегося потока получают значения параметров торможения, которые учитывают скоростную составляющую этого параметра. Параметры торможения записываются со звездочкой. Например, температура торможения

$$T^* = T + 0,5c^2.$$

Статическую температуру T можно измерить только гипотетически, то есть приборами, которые бы двигались в потоке со скоростью этого потока (или остановив поток). Если говорить об энтальпии потока, то $i^* = c_p T^* = i + 0,5c^2$, где c_p – теплоемкость рабочего вещества. Можно записать значение работы из уравнения (2) в параметрах торможения

$$l = (i_2 - i_1) + 0,5(c_2^2 - c_1^2) = i_2^* - i_1^*.$$

1.6. УРАВНЕНИЕ РАСХОДА

В общем случае расход рабочего вещества $G = \rho c F$.

Для центробежного компрессора.

На произвольном диаметре D межлопаточный канал имеет ширину b (рис. 1.4). Площадь проходного сечения F составляет сумма длин $A-B$ каждого канала, умноженная на ширину b . Если не учитывать толщину лопатки, то сумма длин $A-B$ составила бы длину окружности диаметром D , то есть πD .

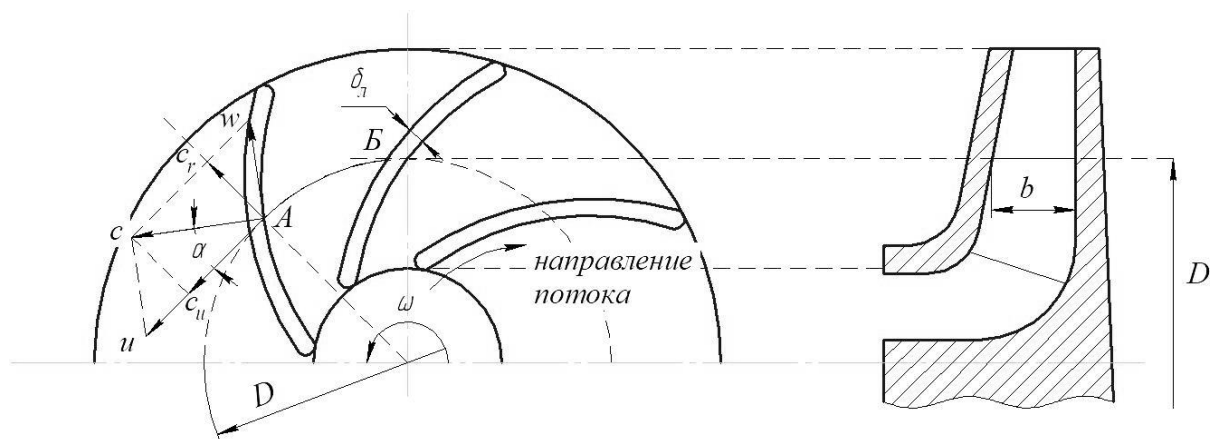


Рис. 1.4. Движение рабочего вещества в межлопаточном канале центробежного компрессора.

По нормали к дуге окружности $A-B$ действует радиальная составляющая скорости c , то есть скорость c_r . Направление этой скорости совпадает с направлением потока, поэтому скорость c_r должна учитываться при определении расхода. Угол между скоростью c и ее проекцией на направление окружной скорости c_u обозначим α . Тогда $\sin \alpha = c_r/c$ или $c_r = c \sin \alpha$. Теперь можно записать уравнение расхода для центробежного компрессора:

$$G = \rho c_r \pi D b \tau.$$

В этом уравнении τ – коэффициент стеснения потока лопатками. Коэффициент τ можно представить как отношение площади свободного для прохода сечения (между лопатками) к площади полного сечения (без лопаток):

$$\tau = \frac{F_{св}}{F_{пол}} = \frac{F_{пол} - F_{л}}{F_{пол}} = 1 - \frac{F_{л}}{F_{пол}} = 1 - \frac{F_{л}}{\pi D b}.$$

Площадь $F_{л}$, занимаемая лопатками, должна быть перпендикулярна направлению скорости c_r , то есть нужно учитывать (с небольшой погрешностью) толщину лопатки $\delta_{лr}$ (рис. 1.5). Угол $\beta_{л}$ – угол наклона средней линии лопатки.

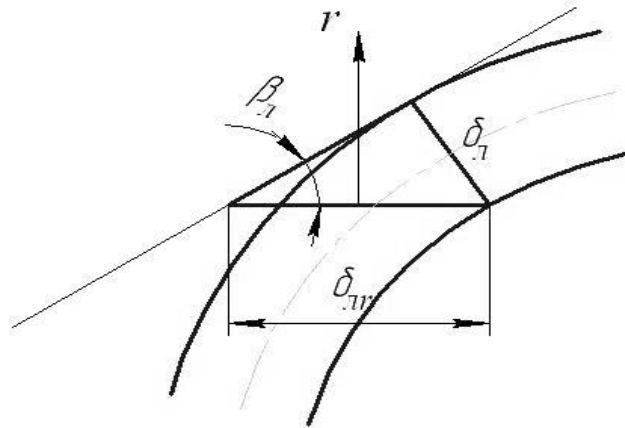


Рис. 1.5. К определению площади $F_{л}$.

$\sin \beta_{л} = \delta_{л} / \delta_{лr}$; $\delta_{лr} = \delta_{л} / \sin \beta_{л}$, тогда $F_{л} = \delta_{л} z b / \sin \beta_{л}$, где z – число лопаток.

Уравнение для определения коэффициента стеснения потока лопатками примет вид:

$$\tau = 1 - \frac{\delta_{л} z}{\pi D \sin \beta_{л}}.$$

Для осевого компрессора.

Площадь проходного сечения для потока рабочего вещества в осевом компрессоре (рис. 1.6) представляет собой площадь кольца, то есть

$$F = \frac{\pi(D_{н}^2 - D_{к}^2)}{4} \tau = \pi \frac{D_{н} - D_{к}}{2} \frac{D_{н} + D_{к}}{2} \tau.$$

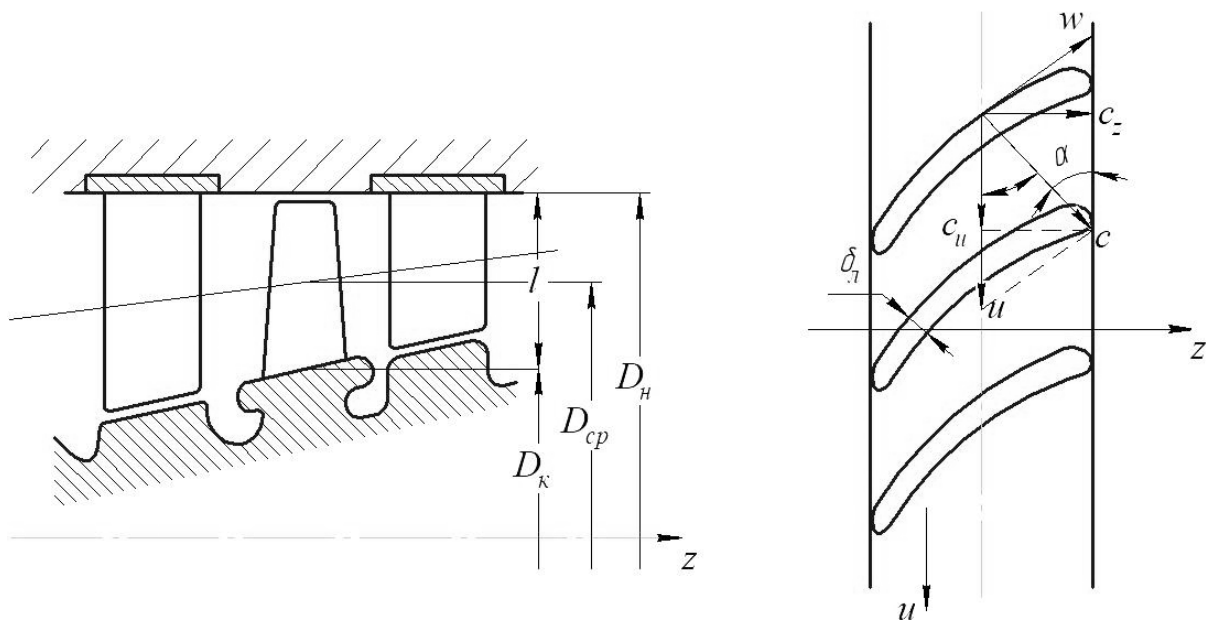


Рис. 1.6. Движение рабочего вещества в межлопаточном канале осевого компрессора.

Длина лопатки $l = \frac{D_H - D_K}{2}$; средний диаметр проходного сечения $D_{cp} = \frac{D_H + D_K}{2}$, поэтому $F = \pi l D_{cp} \tau$. Этой площади проходного сечения перпендикулярна осевая составляющая абсолютной скорости $c_z = c \sin \alpha$. Теперь можно записать уравнение расхода для осевого компрессора:

$$G = \rho c_z \pi D_{cp} l \tau.$$

Коэффициент стеснения потока лопатками

$$\tau = 1 - \frac{F_L}{F_{пол}} = 1 - \frac{F_L}{\pi D_{cp} l}, \text{ где } F_L = \frac{\delta_l z}{\sin \beta_l} l; \text{ окончательно:}$$

$$\tau = 1 - \frac{\delta_l z}{\pi D_{cp} \sin \beta_l}.$$

1.7. УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ

Мощность, затрачиваемая на проталкивание и сжатие рабочего вещества в турбокомпрессоре (эйлерова мощность)

$$N_э = M_{кр} \omega.$$

Крутящий момент $M_{кр}$ определяется как разность моментов количества движения на выходе и входе в рабочее колесо, при этом должны

учитываться только окружные составляющие абсолютных скоростей c_u (рис. 1.7).

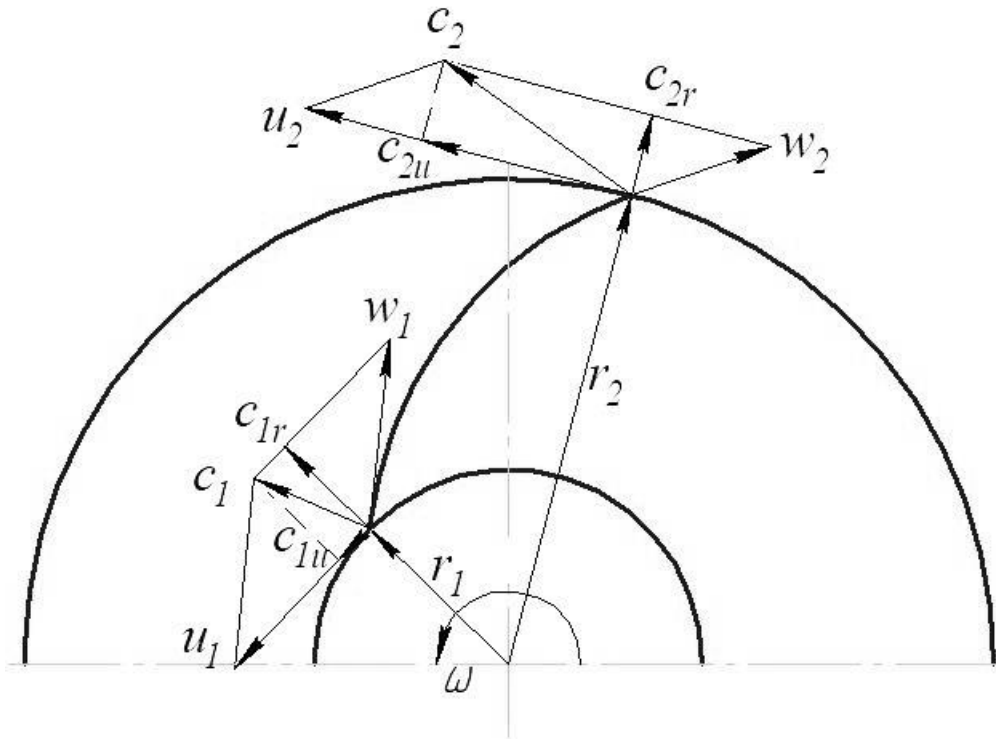


Рис. 1.7. К определению эйлеровой работы.

Крутящий момент $M_{кр} = G(c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1)$, тогда эйлерова мощность $N_э = G(c_{2u}r_2 - c_{1u}r_1)\omega$, а так как $\omega r = u$, то $N_э = G(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1)$. Теоретическая удельная работа $l = N/G$, поэтому можем записать уравнение эйлеровой работы

$$l_э = c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1.$$

При отсутствии закрутки потока на входе в рабочее колесо скорость c_1 направлена по радиусу. В этом случае $c_{1u} = 0$ и $l_э = c_{2u}u_2$, то есть работа будет максимально возможной. Поэтому, рабочие колеса проектируют таким образом, чтобы на расчетном режиме работы входная абсолютная скорость имела радиальное направление.

1.8. УСТРОЙСТВО ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Вращающееся рабочее колесо и неподвижный диффузор образуют ступень центробежного компрессора. Ступень может быть промежуточной

или концевой. За промежуточной ступенью следует обратный направляющий аппарат (ОНА), который подводит поток рабочего вещества к колесу следующей ступени. За концевой ступенью следует выходное устройство – улитка.

Если поток рабочего вещества выходит из корпуса турбокомпрессора с целью охлаждения рабочего вещества, а затем возвращается в корпус для дальнейшего повышения давления, то такой турбокомпрессор называют многосекционным. Каждая секция может состоять из нескольких ступеней.

Конструкция двухступенчатого центробежного компрессора приведена на рисунке 1.8.

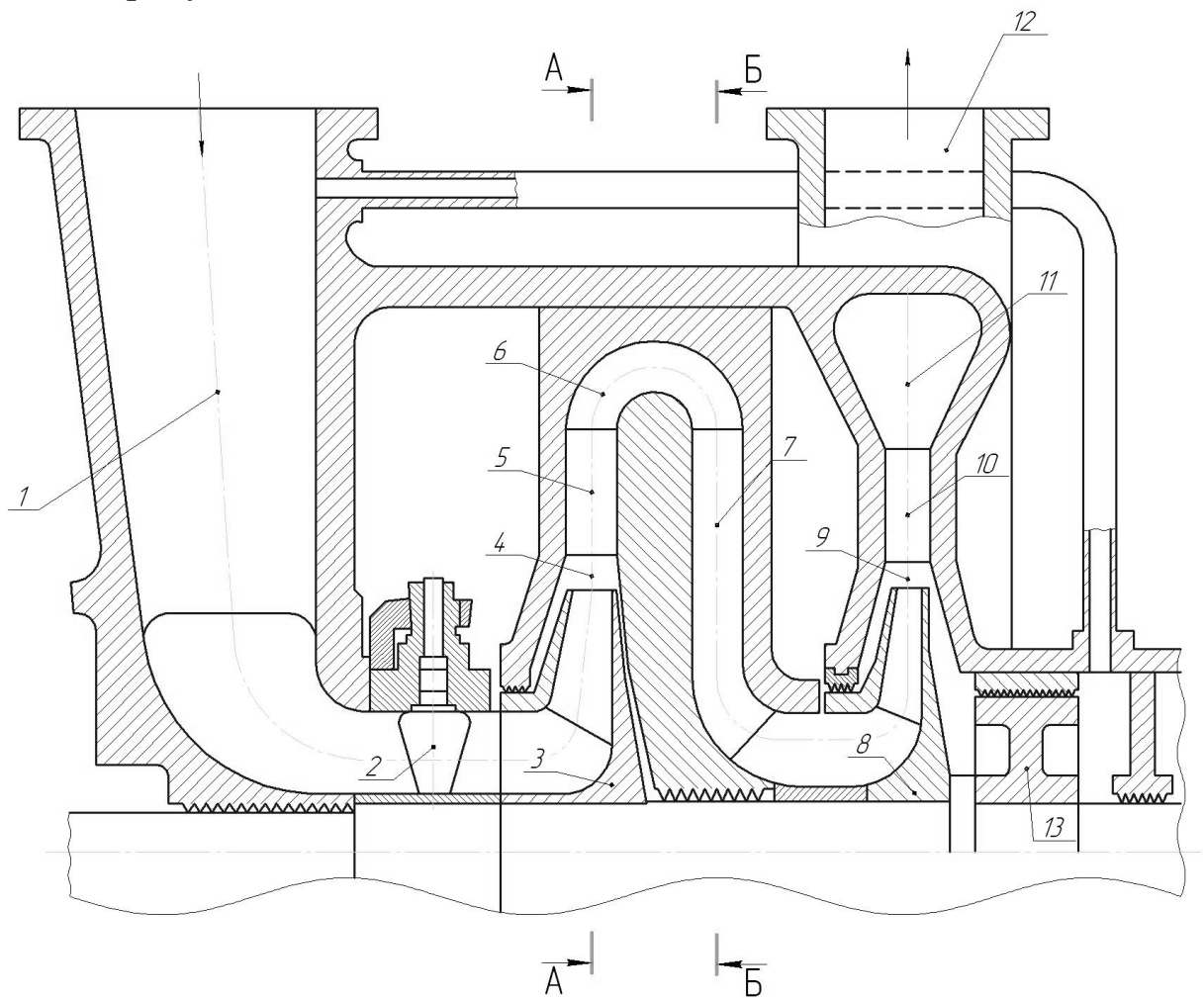


Рис. 1.8. Продольный разрез двухступенчатого центробежного компрессора: 1 – входное устройство; 2 – входной регулирующий аппарат (ВРА); 3 – рабочее колесо первой ступени; 4 – безлопаточный диффузор первой ступени; 5 – лопаточный диффузор первой ступени; 6 – кольцевой поворот (колено); 7 – обратный направляющий аппарат (ОНА); 8, 9, 10 – рабочее колесо и диффузоры второй ступени; 11 – улитка; 12 – выходной патрубок; 13 – думмис (разгрузочный поршень).

Входной регулирующей аппарат (ВРА), служащий для регулирования производительности, состоит из поворотных лопаток, расположенных в кольцевом пространстве на входе потока в рабочее колесо первой ступени. Если лопатки ВРА установлены ребром к фронту потока, то площадь проходного сечения кольцевого пространства и, как следствие, производительность будут максимальны. При повороте лопаток (рис. 1.9) площадь проходного сечения и производительность уменьшатся.

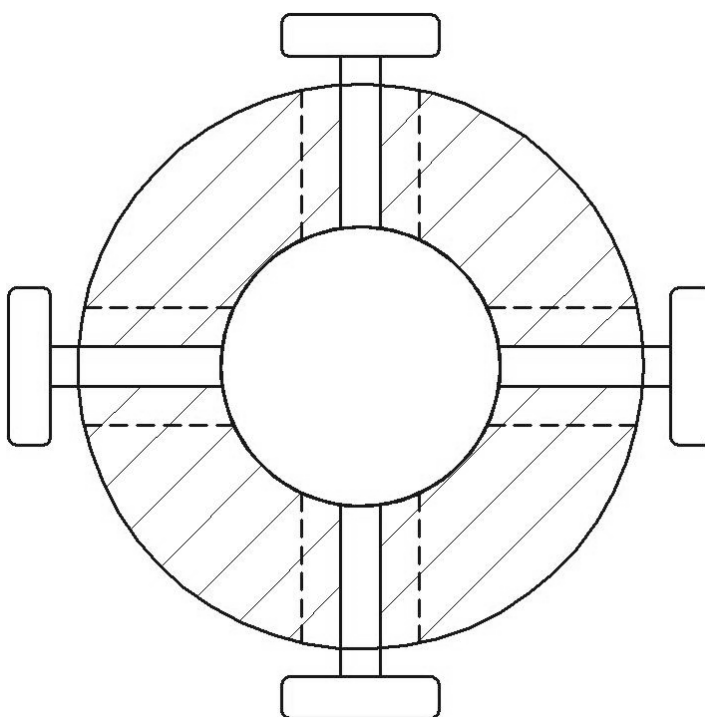


Рис. 1.9. Схема расположения лопаток ВРА.

Вращающимися лопатками рабочего колеса к потоку подводится механическая энергия, в результате этого повышается как потенциальная энергия (давление), так и кинетическая энергия (скорость). В неподвижных диффузорах площадь проходного сечения межлопаточного канала увеличивается, вследствие чего скорость потока падает, а значит, уменьшается кинетическая энергия. В неподвижных каналах общая энергия не изменяется, поэтому будет возрастать потенциальная энергия (давление). Можно сказать, что в диффузорах происходит преобразование кинетической энергии в энергию давления.

В обратном направляющем аппарате (ОНА) закрученный поток из лопаточного диффузора поступает на лопатки ОНА, где раскручивается и подводится к входу на лопатки рабочего колеса второй ступени в радиальном направлении. Скорость потока в ОНА не изменяется, так как площадь проходного сечения межлопаточного канала постоянна.

Думмис (разгрузочный поршень), служащий для разгрузки упорных подшипников, уменьшает действие осевых сил от рабочих колес на вал центробежного компрессора. С этой целью думмис располагается за рабочим колесом концевой ступени и вращается вместе с валом. Задуммисная полость соединяется с входным устройством, поэтому давление за думмисом становится близким к давлению всасывания. Так как давление перед думмисом значительно выше (примерно равно давлению на выходе из рабочего колеса концевой ступени), то возникает осевая сила, направленная в сторону, противоположную осевым силам от рабочих колес, то есть уменьшающая их величину и тем самым разгружающая упорный подшипник.

Расположение векторов скоростей и лопаточных углов представлено на рисунке 1.10.

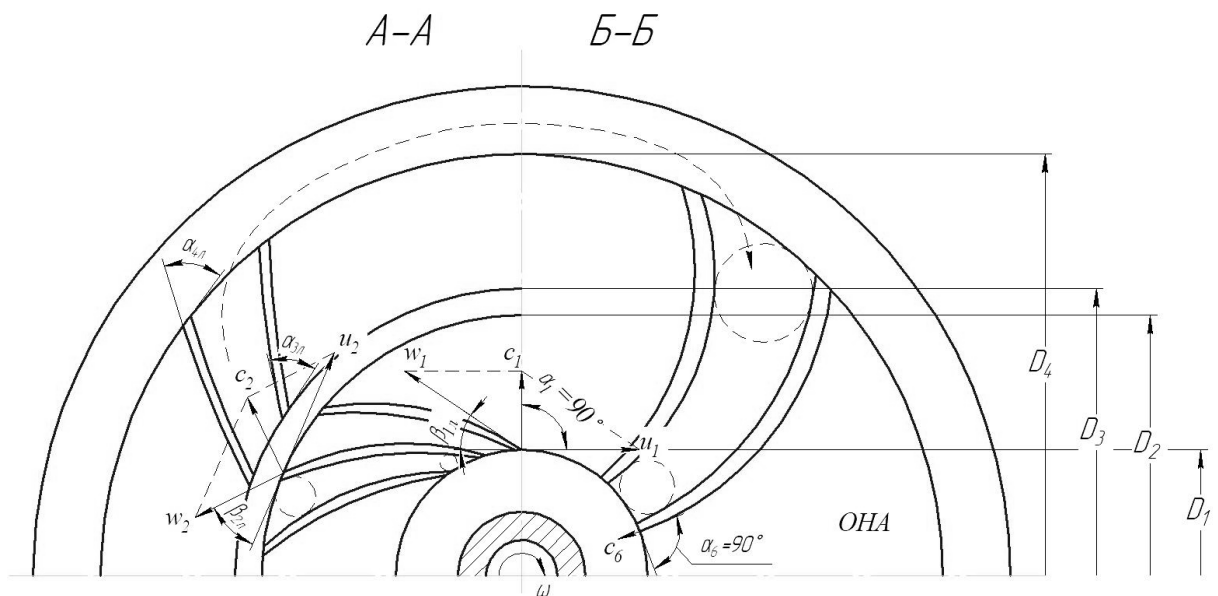


Рис. 1.10. Поперечный разрез ступени центробежного компрессора.

На выходе потока из рабочего колеса скорость $u_2 > u_1$, так как $u = \pi Dn$, а диаметр D_2 больше, чем D_1 . Скорость $w_2 < w_1$, так как площадь межлопаточного канала возрастает. Увеличение скорости u больше, чем

уменьшение скорости w , поэтому $c_2 > c_1$. Угол $\beta_{2л} < \beta_{1л}$ (углы установки лопаток на соответствующих диаметрах).

В неподвижном диффузоре существует только одна скорость – c , которая направлена (как и скорость w во вращающемся рабочем колесе) по касательной к лопатке. Для безударного входа потока на лопатки диффузора направление скорости c_3 , которое совпадает с направлением скорости c_2 , должно совпадать и с касательной к лопатке на диаметре D_3 . По величине скорость c_3 примерно равна скорости c_2 . Угол $\alpha_{4л} > \alpha_{3л}$, причем, чем больше эта разница, тем меньше габариты центробежного компрессора.

Скорость c_6 на выходе из ОНА должна быть направлена по радиусу, что обеспечит отсутствие закрутки потока при его входе на лопатки рабочего колеса второй ступени.

1.9. БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

При сжатии одного и того же рабочего вещества в геометрически подобных ступенях и на газодинамически подобных режимах работы безразмерные параметры будут одинаковы.

Безразмерные геометрические параметры соотносятся с наружным диаметром рабочего колеса D_2 , безразмерные скоростные параметры – с окружной скоростью u_2 (на диаметре D_2), а безразмерная плотность – с плотностью торможения потока на входе в ступень ρ_H^* .

Безразмерные геометрические параметры: $\bar{D}_i = D_i/D_2$; $\bar{b}_i = b_i/D_2$, и т. д. Например, безразмерная ширина лопатки на выходе из рабочего колеса $\bar{b}_2 = b_2/D_2$, а так как величина диаметра постоянна, в то время как ширина лопатки b_2 от ступени к ступени уменьшается (плотность сжатого потока увеличивается, что требует меньшей площади проходного сечения), то и величина \bar{b}_2 также уменьшается (от 0,08 до 0,02).

Безразмерные скорости: $\varphi_i = c_i/u_2$; $\bar{\varphi}_i = w_i/u_2$. Наиболее важные из них:

$\varphi_{2u} = c_{2u}/u_2$ – коэффициент теоретической работы;

$\varphi_{2r} = c_{2r}/u_2$ – коэффициент расхода.

Коэффициент расхода на входе потока в рабочее колесо можно определить по формуле: $\varphi_0 = c_0/u_2$. Существует еще и условный коэффициент расхода $\Phi = c_{усл}/u_2$, где условная скорость определяется из известного выражения $G = \rho c F = \rho c \pi D^2/4$, отсюда $c_{усл} = \frac{4G}{\rho_H^* \pi D_2^2}$. По

условному коэффициенту расхода центробежные компрессоры подразделяются на высокорасходные, среднерасходные и малорасходные.

Безразмерные газодинамические параметры называются числами Маха и соотносятся со скоростью звука $a = \sqrt{kRT} = \sqrt{kp/\rho}$. Например, числа Маха:

$$M_{ui} = u_i/a_i; M_{ci} = c_i/a_i; M_{wi} = w_i/a_i.$$

Самые нежелательные режимы работы центробежного компрессора возникают при числах Маха, близких к единице – возникают потери, связанные с волновым сопротивлением и скачками давления и плотности потока.

Наиболее часто встречается при расчетах условное число Маха (по окружной скорости на выходе потока из рабочего колеса, которая соотносится со скоростью звука на входе в ступень):

$$M_u = u_2/a_H = u_2/\sqrt{kp_H^*/\rho_H^*}.$$

1.10. РАБОЧИЕ КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Тип рабочих колес компрессора определяется расположением лопаток, а также наличием или отсутствием покрывающего диска (рис. 1.11). По расположению лопаток колеса могут быть радиальными (лопатки занимают только радиальную часть колеса) или пространственными (изогнутые лопатки занимают как осевую, так и радиальную части колеса). При наличии покрывающего диска колеса называют закрытыми, при его отсутствии – открытыми.

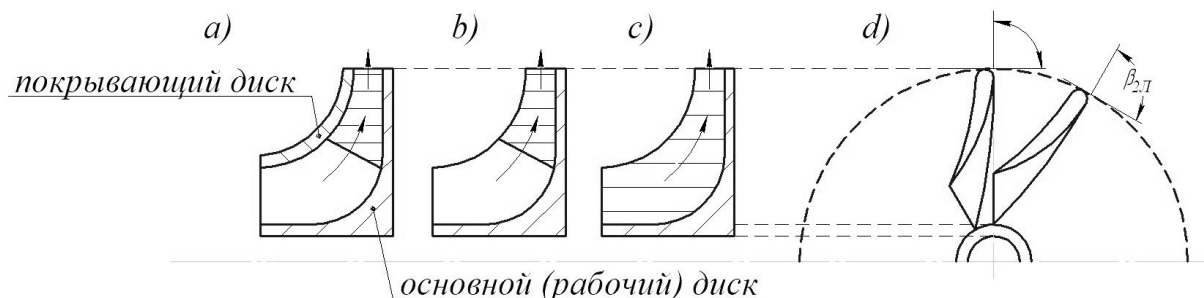


Рис. 1.11. Типы колес центробежного компрессора: *a* – закрытое радиальное колесо; *b* – открытое радиальное колесо; *c* – открытое пространственное колесо; *d* – частный случай пространственного колеса – колесо осерадиальное (угол $\beta_{2л} = 90^\circ$).

Основной диск и лопатки – это единая деталь, изготовленная из одной заготовки. Межлопаточный канал является результатом срезания металла торцевой фрезой (рис. 1.12). Покрывающий диск или приваривается к торцу лопаток (если рабочее колесо изготавливается из стали), или крепится на заклепках к торцу лопаток, которые вставляются в соосные отверстия в торцах лопаток и обоих дисках (если рабочее колесо изготавливается из алюминиевых сплавов). На наружных поверхностях дисков заклепки расклепываются, а затем эти поверхности зачищаются.

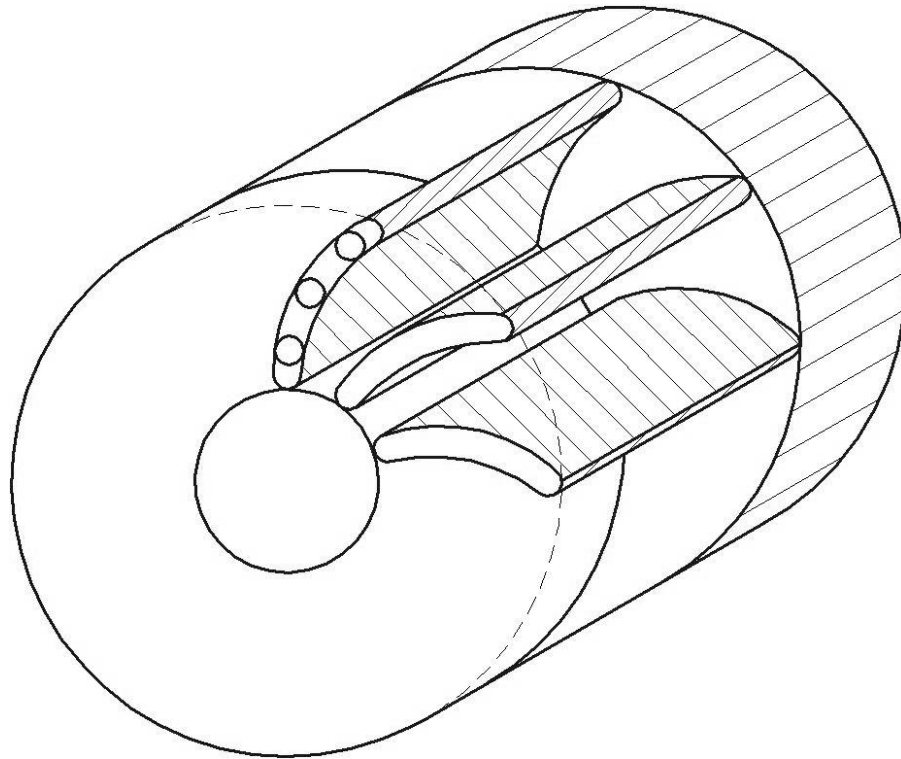


Рис. 1.12. Схема рабочего диска колеса центробежного компрессора.

Рассмотрим лопатки рабочего колеса, загнутые назад (против вращения), загнутые вперед и радиально заканчивающиеся (рис 1.13), и построим треугольники скоростей на выходе потока из рабочего колеса при условии, что величина скорости u_2 , с одной стороны, и скорости w_2 , с другой стороны, во всех трех случаях будет одинаковой.

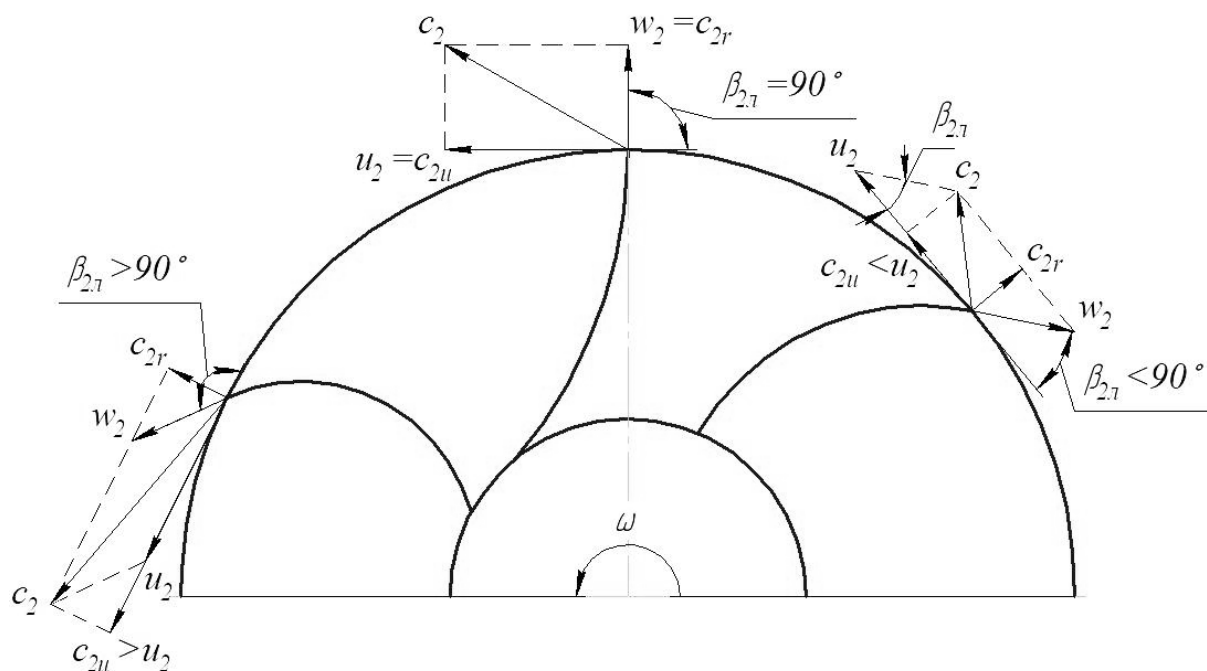


Рис. 1.13. Схема различной установки лопаток рабочего колеса относительно направления вращения.

У различно загнутых лопаток различными будут и величины векторов скорости c_2 , причем больше всего поток ускоряется на лопатках, загнутых вперед. При высокой скорости c_2 возникают большие газодинамические потери в диффузоре, растут его габариты, так как диффузор должен погасить эту скорость до скорости входа потока во вторую ступень. Поэтому лопатки, загнутые вперед, в центробежных компрессорах не применяют (такие лопатки применяют в вентиляторах, цель которых – получить высокую скорость дутья).

1.11. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Более подробно рассмотрим треугольник скоростей (рис. 1.14) для лопатки, загнутой назад (угол $\beta_{2,l} < 90^\circ$). Скорость u_2 больше скорости c_{2u} на отрезок x .

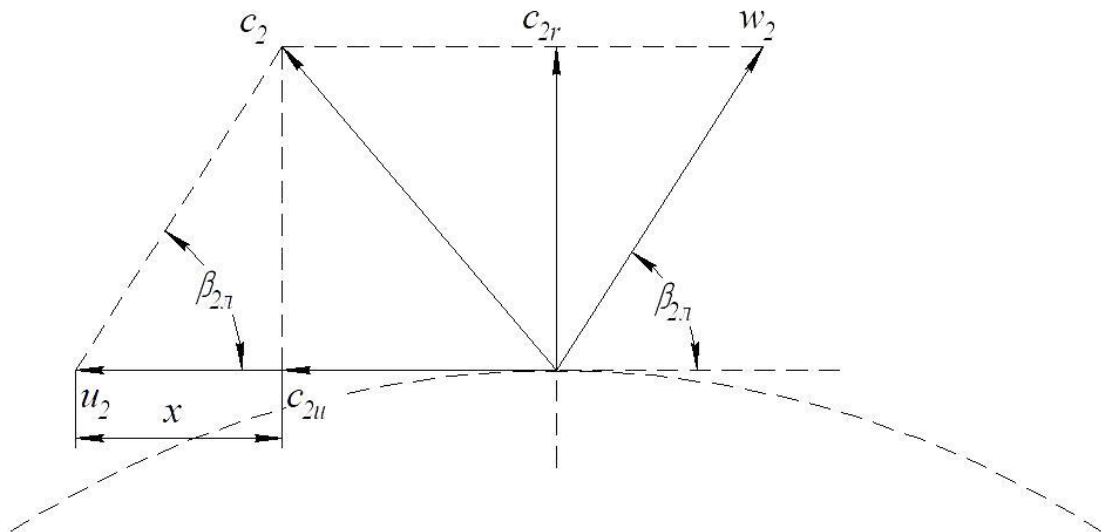


Рис. 1.14. Треугольник скоростей для лопатки, загнутой назад.

$$\cot \beta_{2л} = x / c_{2r}; \quad x = c_{2r} \cot \beta_{2л};$$

$$c_{2u} = u_2 - x = u_2 - c_{2r} \cot \beta_{2л}.$$

Разделим обе части последнего уравнения на u_2 :

$$\varphi_{2u} = 1 - \varphi_{2r} \cot \beta_{2л} \dots \dots \dots (3)$$

Для лопаток с углом $\beta_{2л} < 90^\circ$ при увеличении коэффициента расхода φ_{2r} коэффициент теоретической работы φ_{2u} будет линейно уменьшаться.

Для радиально заканчивающихся лопаток (угол $\beta_{2л} = 90^\circ$):

$$c_{2u} = u_2; \quad x = 0; \quad \cot \beta_{2л} = 0 \text{ и } \varphi_{2u} = 1.$$

Для лопаток, загнутых вперед (угол $\beta_{2л} > 90^\circ$), уже скорость c_{2u} становится больше скорости u_2 на отрезок x , то есть $c_{2u} = u_2 + x$, тогда $\varphi_{2u} = 1 + \varphi_{2r} \cot \beta_{2л}$.

В этом случае, при увеличении коэффициента расхода φ_{2r} коэффициент теоретической работы φ_{2u} будет линейно увеличиваться.

Вышеприведенные зависимости показаны на рисунке 1.15.

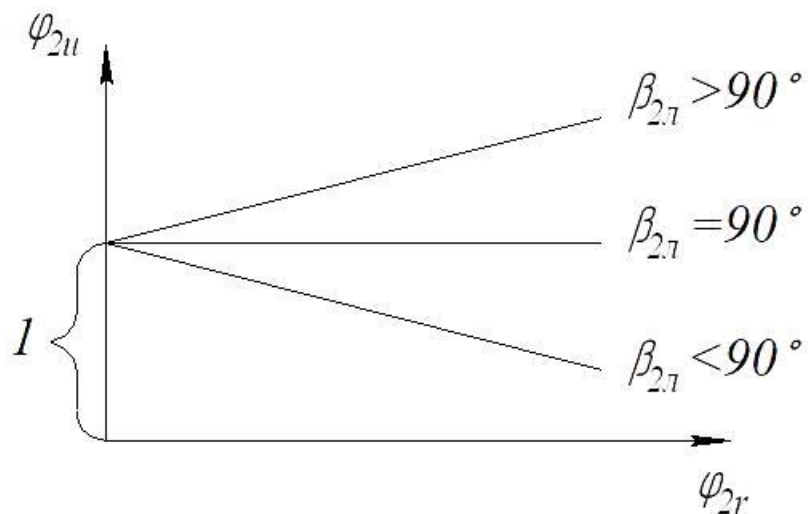


Рис. 1.15. Зависимости коэффициента теоретической работы от коэффициента расхода.

Следует учитывать, что рассмотренные уравнения справедливы только для рабочих колес с бесконечно большим числом лопаток. В действительности в рабочем колесе насчитывается от 8 до 28 лопаток, имеющих определенную толщину. Для определения действительного значения коэффициента теоретической работы φ_{2u} можно применить метод Стодолы.

Согласно этому методу предполагается, что при вращении рабочего колеса в межлопаточном канале возникает вихрь, вращающийся со скоростью ω (угловой скоростью вращения самого колеса), но в противоположную сторону. Диаметр этого вихря на выходе потока из канала представляет собой диаметр окружности, вписанной в межлопаточный канал, и обозначается a (рис. 1.16).

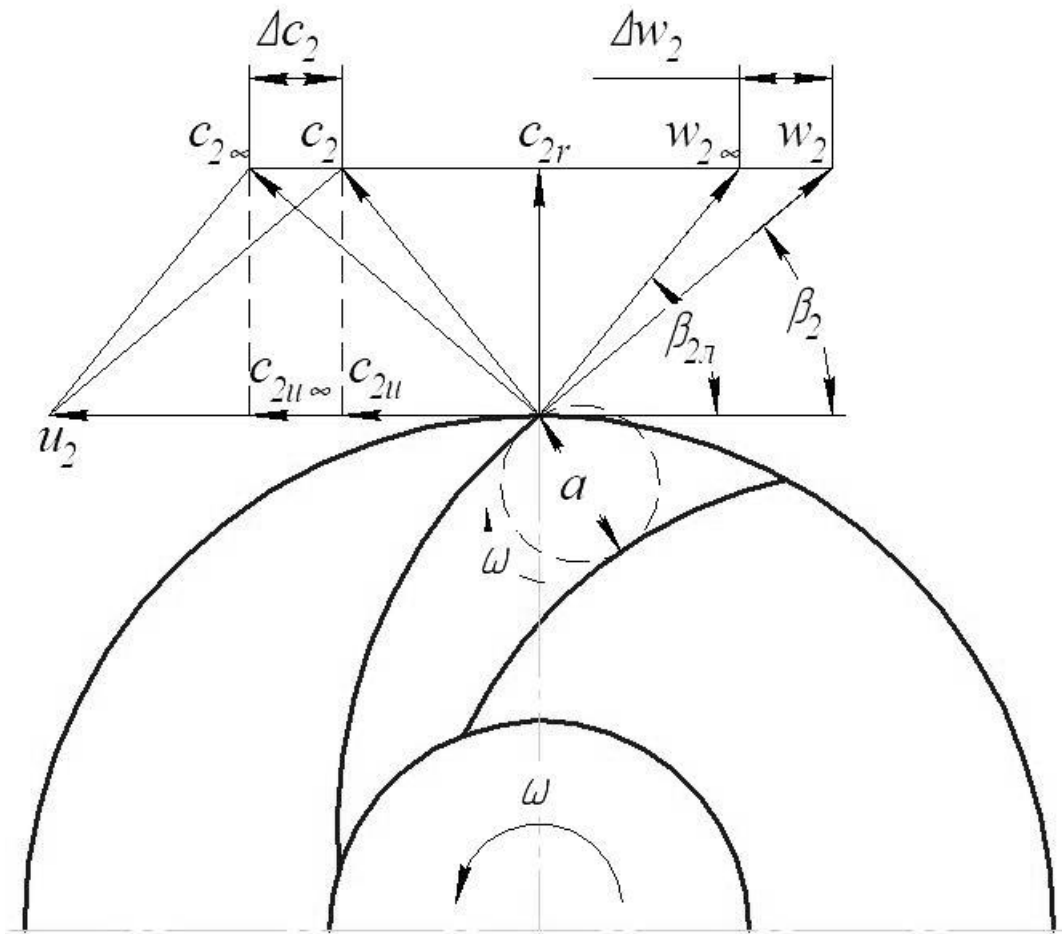


Рис. 1.16. Влияние конечного числа лопаток рабочего колеса на изменение треугольника скоростей на выходе потока из колеса.

В результате образования вихря поток получает дополнительную скорость Δw_2 , вектор которой параллелен вектору окружной скорости u_2 . При сложении векторов скоростей $w_{2\infty}$ (относительная скорость для рабочего колеса с бесконечно большим числом лопаток) и Δw_2 получим вектор действительной относительной скорости w_2 . При этом величина угла β уменьшается: угол $\beta_{2л}$ называют углом установки лопатки на наружном диаметре колеса, а угол β_2 – углом выхода потока из рабочего колеса.

Изменяются и величины векторов c_2 и c_{2u} (рис. 1.16), причем отрезки, изменяющие величины векторов скоростей, равны между собой: $\Delta w_2 = \Delta c_2 = \Delta c_{2u}$. Величина вектора $c_{2u} = c_{2u\infty} - \Delta c_{2u}$, теперь разделим обе части полученного равенства на u_2 :

$$\varphi_{2u} = \varphi_{2u\infty} - \Delta c_{2u}/u_2.$$

В этом уравнении $\Delta c_{2u} = \Delta w_2 = \omega r = \omega a/2$ (рис. 1.16).

Выразим диаметр a из треугольника с углом $\beta_{2л}$ (рис. 1.17).

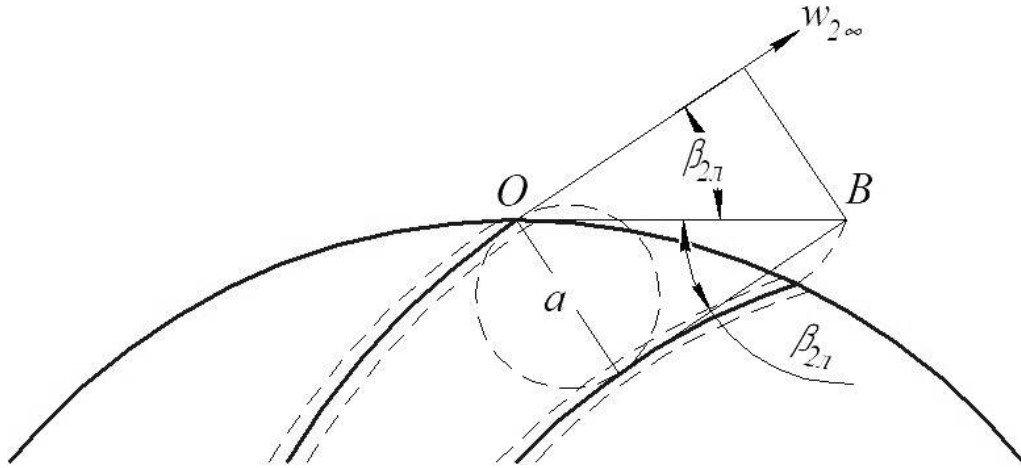


Рис. 1.17. К определению диаметра окружности, вписанной в межлопаточный канал.

Отрезок $O-B$ можно представить как распрямленную дугу на диаметре D_2 между лопатками: $O-B = \pi D_2/z_2$, где z_2 – число лопаток.

$$\sin \beta_{2л} = a / O-B, \text{ отсюда } a = \frac{\pi D_2}{z_2} \sin \beta_{2л}, \Delta c_{2u} = \frac{\omega D_2}{2} \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_{2л}.$$

Учитывая, что $D_2/2 = r_2$, а $\omega r_2 = u_2$, запишем: $\Delta c_{2u}/u_2 = \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_{2л}$.

Тогда

$$\varphi_{2u} = \varphi_{2u\infty} - \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_{2л}.$$

Так как уравнение (3) получено без учета реального числа лопаток в рабочем колесе, то есть для $\varphi_{2u\infty}$, то окончательно можно записать:

$$\varphi_{2u} = 1 - \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_{2л} - \varphi_{2г} \cot \beta_{2л}.$$

Полученное уравнение называют формулой Стодолы.

Истинный диаметр окружности $a_{эф}$, вписанной в межлопаточный канал с учетом толщины лопаток, будет меньше, чем диаметр a между средними линиями лопаток. Поэтому угол, полученный из треугольника на рисунке 1.17, будет отличаться от угла $\beta_{2л}$. Такой угол называют эффективным:

$$\beta_{эф} = \sin^{-1} \frac{a_{эф} z_2}{\pi D_2}.$$

1.12. ВНУТРЕННЯЯ МОЩНОСТЬ СТУПЕНИ

Внутренняя мощность, подводимая к рабочему колесу:

$$N_i = N_э + N_{тр},$$

где $N_э$ – теоретическая (эйлерова) мощность, передаваемая потоку лопатками рабочего колеса;

$N_{тр}$ – мощность, расходуемая на преодоление трения дисков о рабочее вещество, находящееся между колесом и корпусом.

Вследствие разности давлений p_2 и p_0 часть сжатого в колесе рабочего вещества устремляется в зазор между покрывающим диском и корпусом (рис. 1.18).

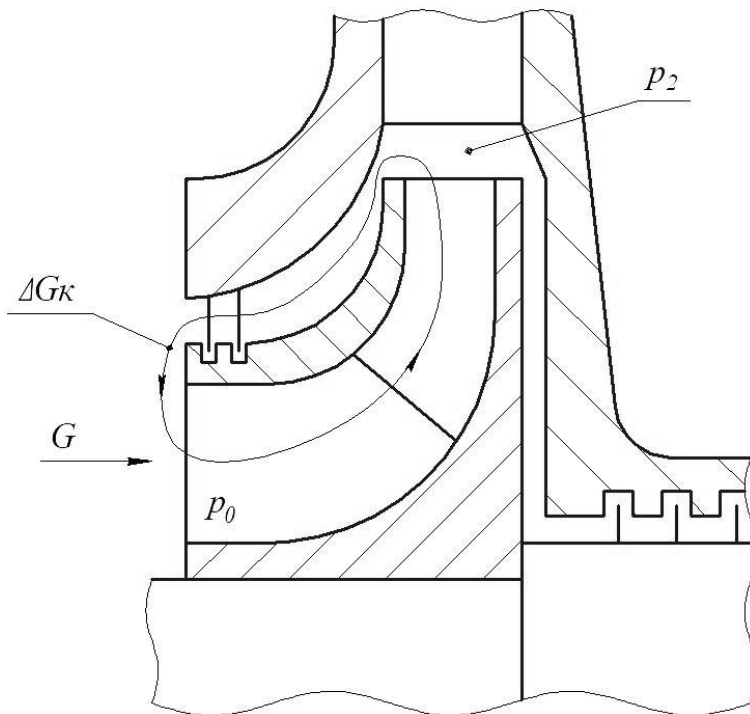


Рис. 1.18. Схема утечек рабочего вещества через лабиринтные уплотнения.

Пройдя через лабиринтные уплотнения, этот поток из зазора подхватывается общим потоком и снова направляется в рабочее колесо, поэтому $G_{р.к} = G + \Delta G_k$.

Тогда

$$N_э = G_{р.к} l_э = (G + \Delta G_k)(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) = G(1 + \Delta G_k/G)(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1).$$

Перейдем к безразмерным величинам: $\varphi_{2u} = c_{2u}/u_2$; $\varphi_{1u} = c_{1u}/u_2$. В этом случае $c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1 = \varphi_{2u}u_2^2 - \varphi_{1u}u_1u_2$.

Заметим, что $u_1/u_2 = D_1/D_2$ (так как $u = \omega r = \omega D/2$). Можно записать:

$$u_1/u_2 = \bar{D}_1; u_1 = u_2\bar{D}_1,$$

тогда $c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1 = \varphi_{2u}u_2^2 - \varphi_{1u}\bar{D}_1u_2^2 = (\varphi_{2u} - \varphi_{1u}\bar{D}_1)u_2^2$. Теперь

уравнение для эйлеровой мощности примет вид

$$N_3 = G(1 + \Delta G_k/G)(\varphi_{2u} - \varphi_{1u}\bar{D}_1)u_2^2.$$

В свою очередь, эйлерова работа $l_3 = (\varphi_{2u} - \varphi_{1u}\bar{D}_1)u_2^2$.

Уравнение для внутренней мощности:

$$N_i = G(1 + \Delta G_k/G)(\varphi_{2u} - \varphi_{1u}\bar{D}_1)u_2^2 + N_{тр}.$$

Разделим правую часть полученного равенства на комплекс $G(\varphi_{2u} - \varphi_{1u}\bar{D}_1)u_2^2$, а затем, для сохранения равенства, умножим на этот же комплекс:

$$N_i = \left[1 + \frac{\Delta G_k}{G} + \frac{N_{тр}}{G(\varphi_{2u} - \varphi_{1u}\bar{D}_1)u_2^2} \right] G(\varphi_{2u} - \varphi_{1u}\bar{D}_1)u_2^2.$$

В этом уравнении:

$$\frac{\Delta G_k}{G} = \beta_{пр} - \text{относительные потери на протечки};$$

$$\frac{N_{тр}}{G(\varphi_{2u} - \varphi_{1u}\bar{D}_1)u_2^2} = \beta_{тр} - \text{относительные потери на дисковое трение}.$$

Теперь уравнение для внутренней мощности примет вид

$$N_i = G(1 + \beta_{пр} + \beta_{тр})(\varphi_{2u} - \varphi_{1u}\bar{D}_1)u_2^2 = G\chi u_2^2.$$

В свою очередь, внутренняя работа $l_i = \chi u_2^2$.

В двух последних равенствах $\chi = (1 + \beta_{пр} + \beta_{тр})(\varphi_{2u} - \varphi_{1u}\bar{D}_1)$ – коэффициент мощности. При отсутствии закрутки потока на входе в рабочее колесо $\chi = (1 + \beta_{пр} + \beta_{тр})\varphi_{2u}$.

Сравнивая уравнения для эйлеровой и внутренней работ, можно записать $l_i = l_3(1 + \beta_{пр} + \beta_{тр})$.

Для уменьшения протечек между вращающимися и неподвижными частями центробежного компрессора применяются лабиринтные уплотнения. Тормозящее протечки действие таких уплотнений основано на дроблении общего перепада давлений с двух сторон уплотнения на более

мелкие перепады между зубьями уплотнения. Существует несколько типов лабиринтных уплотнений (рис. 1.19).

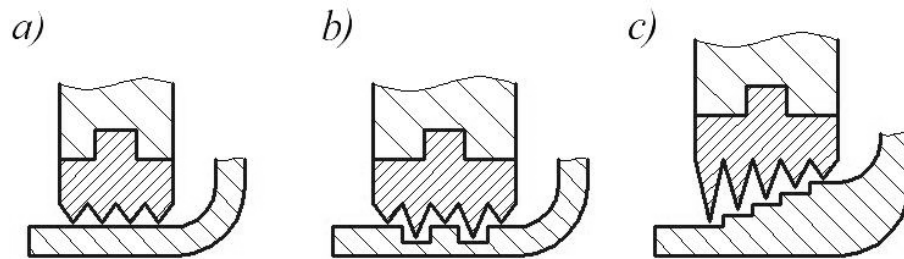


Рис. 1.19. Типы лабиринтных уплотнений: *a* – гладкое лабиринтное уплотнение; *b* и *c* – ступенчатые лабиринтные уплотнения.

1.13. КОЭФФИЦИЕНТ РЕАКТИВНОСТИ СТУПЕНИ

Коэффициент (или степень) реактивности показывает, какую долю от общего теплоперепада в ступени составляет теплоперепад в рабочем колесе. Термин «теплоперепад» означает разность энтальпий. Процесс сжатия рабочего вещества в ступени центробежного компрессора, изображенный на термодинамической диаграмме $i - p$, представлен на рисунке 1.20.

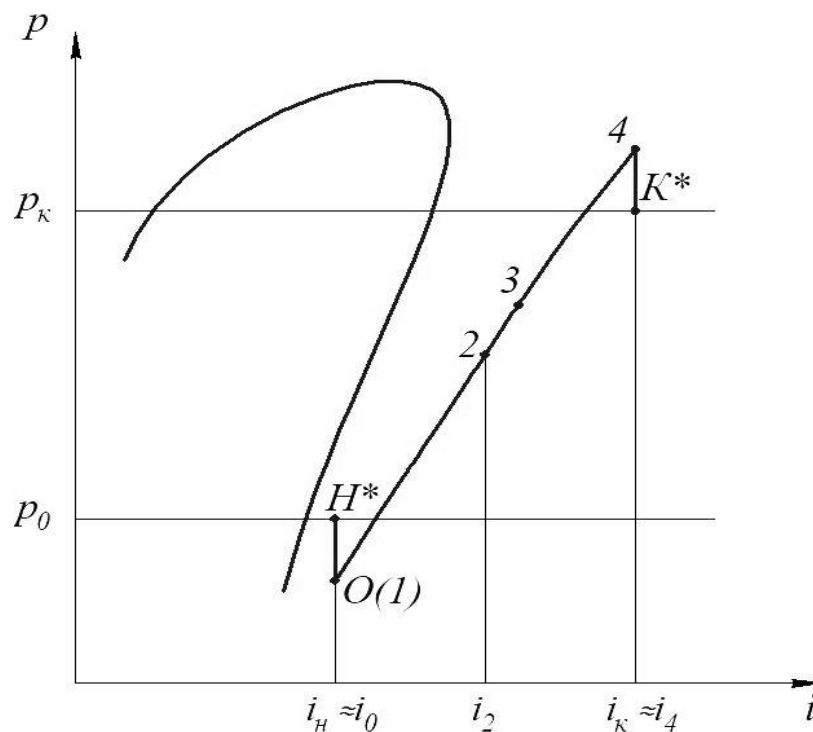


Рис. 1.20. Процесс сжатия в термодинамической диаграмме.

Точки процесса сжатия означают нахождение рабочего вещества в следующих позициях:

- т. Н – вход в компрессор (в ступень);
- т. 0 – вход в рабочее колесо;
- т. 1 – вход на лопатки рабочего колеса;
- т. 2 – выход из колеса;
- т. 3 – выход из безлопаточного диффузора;
- т. 4 – выход из лопаточного диффузора;
- т. К – выход из ступени.

Коэффициент реактивности $\Omega_{0-2} = (i_2 - i_0)/(i_K^* - i_H^*)$.

Работа, затраченная на сжатие потока в рабочем колесе в параметрах торможения

$$l_{0-2} = i_2^* - i_0^* = (i_2 - i_0) + 0,5(c_2^2 - c_0^2), \text{ отсюда}$$

$$i_2 - i_0 = (i_2^* - i_0^*) - 0,5(c_2^2 - c_0^2).$$

В диффузорах внешняя работа не подводится, то есть $l_{2-к} = 0$, следовательно, $i_K^* - i_2^* = 0$ и $i_2^* = i_K^*$, поэтому можно заменить $(i_2^* - i_0^*)$ на $(i_K^* - i_H^*)$, тогда

$$i_2 - i_0 = (i_K^* - i_H^*) - 0,5(c_2^2 - c_0^2).$$

Теперь можем записать новый вид формулы коэффициента реактивности:

$$\Omega_{0-2} = \frac{i_K^* - i_H^* - 0,5(c_2^2 - c_0^2)}{i_K^* - i_H^*} = 1 - 0,5 \frac{c_2^2 - c_0^2}{i_K^* - i_H^*}.$$

Перейдем к безразмерным параметрам: $\varphi_i = c_i/u_2$. Тогда $c_2^2 - c_0^2 = \varphi_2^2 u_2^2 - \varphi_0^2 u_2^2 = (\varphi_2^2 - \varphi_0^2) u_2^2$.

По теореме Пифагора $c_2^2 = c_{2u}^2 + c_{2r}^2$ (рис. 1.21); разделив обе части равенства на u_2^2 получаем $\varphi_2^2 = \varphi_{2u}^2 + \varphi_{2r}^2$, тогда $c_2^2 - c_0^2 = (\varphi_{2u}^2 + \varphi_{2r}^2 - \varphi_0^2) u_2^2$.

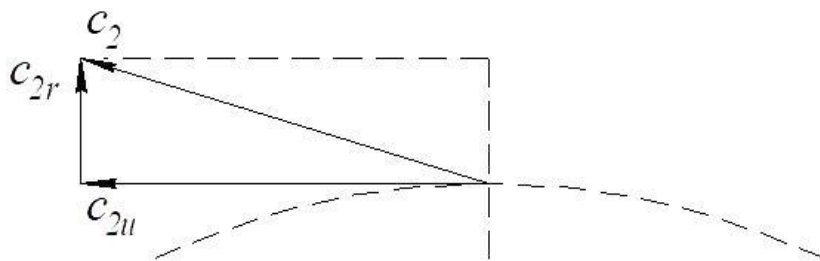


Рис. 1.21. К выводу формулы коэффициента реактивности.

Общий теплоперепад в ступени $(i_k^* - i_n^*)$ можно представить как удельную внутреннюю работу ступени $l_i = \chi u_2^2$, тогда формула коэффициента реактивности примет вид

$$\Omega_{0-2} = 1 - \frac{\varphi_{2u}^2 + \varphi_{2r}^2 - \varphi_0^2}{2\chi}$$

Если сравнивать с общим теплоперепадом перепад энтальпий на участке $N^* - 2$, то $i_2 - i_n^* = i_2^* - 0,5c_2^2 - i_n^* = i_k^* - i_n^* - 0,5c_2^2 = i_k^* - i_n^* - 0,5(c_{2u}^2 + c_{2r}^2)$. В этом случае коэффициент реактивности

$$\Omega_{N^*-2} = \frac{i_2 - i_n^*}{i_k^* - i_n^*} = \frac{(i_k^* - i_n^*) - 0,5(c_{2u}^2 + c_{2r}^2)}{i_k^* - i_n^*} = 1 - \frac{\varphi_{2u}^2 + \varphi_{2r}^2}{2\chi}$$

Можно сделать вывод, что чем меньше φ_{2u} (что характерно для лопаток рабочего колеса, загнутых назад), тем выше коэффициент реактивности.

1.14. БЕЗЛОПАТОЧНЫЙ ДИФFUЗОР

Безлопаточный диффузор представляет собой кольцевое пространство между боковыми стенками корпуса (рис. 1.22)

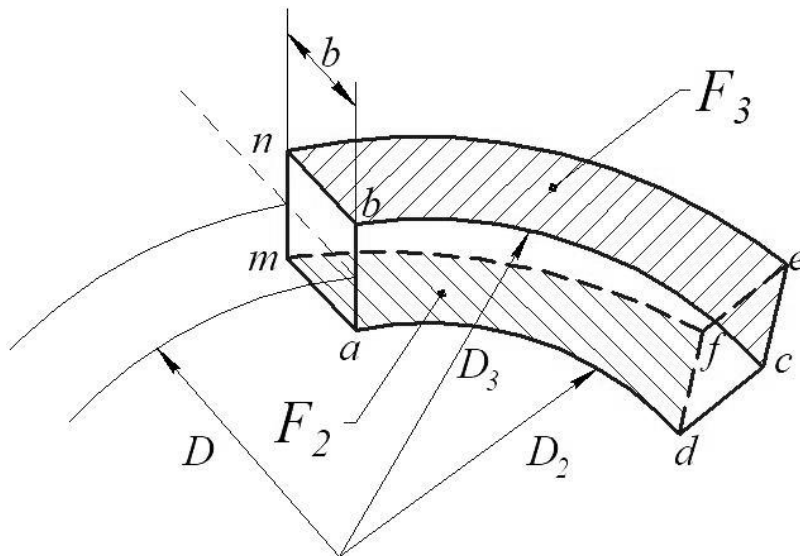


Рис. 1.22. Фрагмент безлопаточного диффузора.

Увеличение площади проходного сечения с F_2 до F_3 достигается за счет увеличения диаметра с D_2 до D_3 . Боковые стенки $abcd$ и $mnef$ чаще всего выполняются параллельными друг другу, то есть ширина канала $b = const$.

В центробежном компрессоре безлопаточный диффузор может быть применен как единственный тип диффузора или как кольцевой безлопаточный участок между рабочим колесом и лопаточным диффузором.

Определим составляющие абсолютной скорости c_r и c_u на произвольном диаметре D . Для этого напишем уравнения расхода рабочего вещества в безлопаточном диффузоре на диаметрах D_2 и D .

$$G = \rho_2 c_{2r} \pi D_2 b_2 \tau_2 = \rho c_r \pi D b;$$

$$c_r = \frac{\rho_2 c_{2r} D_2 b_2 \tau_2}{\rho D b}.$$

Перейдем к безразмерным величинам:

$\varphi_{2r} = c_{2r}/u_2$; $\varphi_r = c_r/u_2$; $\bar{b}_2 = b_2/D_2$; $\bar{b} = b/D_2$; $\bar{D} = D/D_2$, тогда

$$c_r = \frac{\rho_2 \varphi_{2r} u_2 D_2 \bar{b}_2 D_2 \tau_2}{\rho \bar{D} D_2 \bar{b} D_2} = \frac{\rho_2 \varphi_{2r} u_2 \bar{b}_2 \tau_2}{\rho \bar{D} \bar{b}}.$$

Введем коэффициенты изменения удельного объема:

$$k_{v2} = \rho_2/\rho_n^*; k_v = \rho/\rho_n^*, \text{ тогда } \rho_2 = \rho_n^* k_{v2}, \rho = \rho_n^* k_v,$$

$$\frac{\rho_2}{\rho} = \frac{\rho_H^* k_{v2}}{\rho_H^* k_v} = \frac{k_{v2}}{k_v}, c_r = \frac{\varphi_{2r} u_2 k_{v2} \bar{b}_2 \tau_2}{k_v \bar{D} \bar{b}}.$$

Коэффициент расхода на произвольном диаметре D

$$\varphi_r = \frac{\varphi_{2r} k_{v2} \bar{b}_2 \tau_2}{k_v \bar{D} \bar{b}}.$$

Составляющую абсолютной скорости c_u определим из уравнения сохранения моментов количества движения на тех же диаметрах (радиусах): $G(c_{2u} r_2) = G(c_u r)$; $c_{2u} D_2 = c_u D$; $c_u = c_{2u} D_2 / D = c_{2u} / \bar{D}$. Введем

коэффициент трения $k_{\text{тр}} > 1$, который уменьшает скорость из-за трения потока рабочего вещества о стенки диффузора тогда $c_u = \frac{\varphi_{2u} u_2}{k_{\text{тр}} \bar{D}}$.

Коэффициент теоретической работы на произвольном диаметре D

$$\varphi_u = \frac{\varphi_{2u}}{k_{\text{тр}} \bar{D}}.$$

Определим углы α на диаметрах D_2 и D (рис. 1.23)

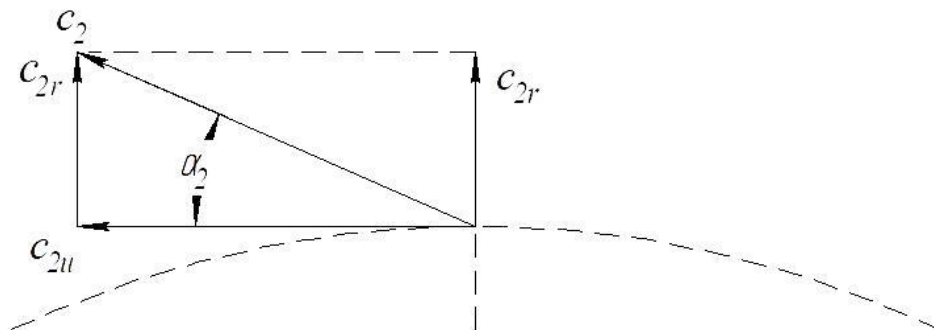


Рис. 1.23. К определению углов α .

$$\sin \alpha_2 = c_{2r} / c_2; \tan \alpha_2 = c_{2r} / c_{2u} = \varphi_{2r} / \varphi_{2u}.$$

Аналогично, угол потока α в безлопаточном диффузоре можно определить из $\tan \alpha = \varphi_r / \varphi_u$:

$$\tan \alpha = \frac{\varphi_{2r} k_{v2} \bar{b}_2 \tau_2 k_{\text{тр}} \bar{D}}{\varphi_{2u} k_v \bar{D} \bar{b}} = \frac{\varphi_{2r} k_{v2} \bar{b}_2 \tau_2 k_{\text{тр}}}{\varphi_{2u} k_v \bar{b}}.$$

В этой формуле $\varphi_{2r} / \varphi_{2u} = \tan \alpha_2$. При параллельных стенках $\bar{b}_2 = \bar{b}$, при отсутствии трения $k_{\text{тр}} = 1$, при несжимаемой рабочем веществе

$k_{v2}/k_v = 1$, при лопатках бесконечно малой толщины $\tau_2 = 1$, тогда $\alpha = \alpha_2$. Так как $k_{тр} > 1$, то влияние трения увеличивает величину угла α . Так как $k_{v2}/k_v < 1$ и $\tau_2 < 1$, то влияние сжимаемости среды и стеснения потока лопатками уменьшает величину угла α . Можно считать, что два этих фактора компенсируют друг друга и $\alpha \approx \alpha_2$. Траектория движения потока в безлопаточном диффузоре представляет собой логарифмическую спираль с постоянным углом α .

Напишем уравнения расхода рабочего вещества на входе и выходе его из безлопаточного диффузора

$$G = \rho_2 c_2 \sin \alpha_2 \pi D_2 b_2 \tau_2 = \rho_3 c_3 \sin \alpha_3 \pi D_3 b_3, \text{ отсюда}$$

$$D_3 = \frac{\rho_2 c_2 \sin \alpha_2 D_2 \tau_2}{\rho_3 c_3 \sin \alpha_3}.$$

Диффузор должен уменьшить величину скорости c_2 до c_3 , то есть до скорости потока на входе в следующую ступень. Обычно $c_2/c_3 = 2 \dots 3,5$. Поэтому диаметр на выходе потока из безлопаточного диффузора D_3 будет значительно больше, чем D_2 , хотя и в меньшей степени, чем соотношение скоростей ($\rho_2/\rho_3 < 1$; $\tau_2 < 1$). Это влечет за собой увеличение габаритов центробежного компрессора. Снизить размер D_3 можно за счет увеличения угла α_3 на выходе потока из диффузора, а для этого требуется использование лопаточного диффузора. В случае использования двух диффузоров безлопаточный диффузор представляет собой небольшое кольцевое пространство между рабочим колесом и лопаточным диффузором ($D_3/D_2 = 1,1 \dots 1,3$).

1.15. ЛОПАТОЧНЫЙ ДИФФУЗОР

В лопаточном диффузоре траектория движения потока более короткая, а угол на выходе потока из диффузора α_4 будет больше, чем угол на входе в лопаточный диффузор $\alpha_3 \approx \alpha_2$. Поэтому и диаметр на выходе потока из лопаточного диффузора D_4 будет меньше, чем в случае

использования только одного безлопаточного диффузора. Обычно, $D_4/D_2 = 1,5 \dots 1,6$, при этом $\alpha_4 = \alpha_3 + (10 \dots 16)$.

С целью гарантированного входа всего потока в диффузор ширина лопаток диффузора $b_3 = b_4$ должна быть несколько больше, чем ширина лопатки на выходе потока из колеса b_2 : $b_3/b_2 = 1,15 \dots 1,45$, причем большие значения принимают для диффузоров концевых ступеней. Угол α_3 на входе потока в лопаточный диффузор находим из выражения $\tan \alpha_3 = \tan \alpha_2(b_2/b_3)$.

Углы установки лопаток в диффузоре будут несколько больше, чем соответствующие им углы потока: $\alpha_{л} = \alpha + 1 \dots 3$. Наиболее эффективны лопаточные диффузоры, у которых $\alpha_{3л} = 13 \dots 20$ град.

Основной недостаток лопаточных диффузоров сказывается при переменных режимах работы, когда изменяется треугольник скоростей на выходе потока из рабочего колеса, а значит, меняется и направление скорости c_3 на входе в лопаточный диффузор. Вход потока на лопатки диффузора становится ударным, что снижает КПД центробежного компрессора. Поэтому применяют лопаточные диффузоры с поворотными лопатками, которые позволяют изменять угол $\alpha_{3л}$. Ось, вокруг которой поворачиваются каждая лопатка, находится на одной трети ее длины от входа потока (все лопатки поворачиваются одновременно на один и тот же угол).

1.16. ОБРАТНЫЙ НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ

В обратном направляющем аппарате (ОНА), подводящем поток к рабочему колесу следующей ступени, поток раскручивается до угла входа в это колесо $\alpha_1 = 90^\circ$. Поэтому, лопатки ОНА должны располагаться таким образом, чтобы изменять угол потока с α_5 на входе в ОНА до угла $\alpha_6 = 90^\circ$ на выходе из него. Угол α_5 определяется из выражения: $\alpha_5 = \tan^{-1}[(k_{тр}/\bar{b}_5) \tan \alpha_4]$, где $k_{тр} = 1,3 \dots 1,4$ – коэффициент трения для колена, расположенного за лопаточным диффузором; $\bar{b}_5 = b_5/b_4 = 1,05 \dots 1,15$.

Лопаточный угол на выходе потока из ОНА $\alpha_{6л} = \alpha_6 + (3 \dots 5)$.

Диаметр входа потока в ОНА $D_5 = D_4$. Диаметр выхода потока из ОНА (рис. 1.24) определяется из выражения: $\bar{D}_6 = \bar{D}_{0'} + 2\bar{r}$, где $\bar{D}_{0'}$ – безразмерный диаметр входа потока в рабочее колесо следующей ступени; \bar{r} – безразмерный радиус скругления наружного контура канала. Отношение $\bar{r}/b_6 \approx 0,5$.

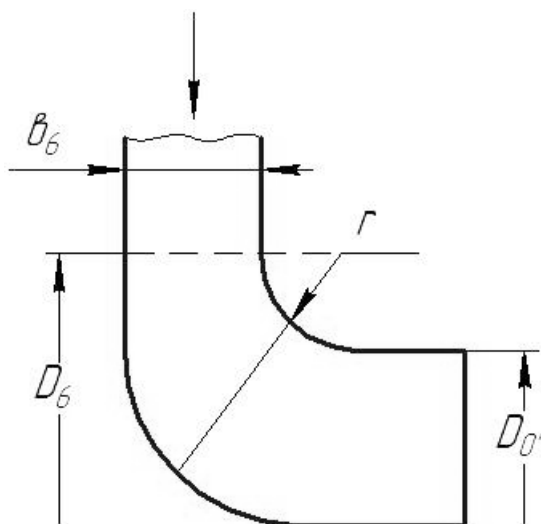


Рис. 1.24. К определению диаметра выхода потока из ОНА.

Ширина лопаток на выходе потока из ОНА b_6 высчитывается исходя из условия постоянства скорости потока в ОНА $c_6 \approx c_5 \approx c_4$. На входе в ОНА поток имеет небольшую окружную составляющую, поэтому $c_5 > c_{5r}$, а лопаточный угол $\alpha_{5л} = \alpha_5$. На выходе из ОНА поток движется по радиусу ($\alpha_6 = 90^\circ$), поэтому $c_6 = c_{6r}$. Напишем уравнения расхода рабочего вещества в ОНА на диаметрах D_5 и D_6 :

$$G_5 = G_6 = \rho_5 c_{5r} \pi D_5 b_5 \tau_5 = \rho_6 c_6 \pi D_6 b_6 \tau_6, \text{ отсюда}$$

$$b_6 = b_5 \frac{\rho_5 c_{5r} D_5 \tau_5}{\rho_6 c_6 D_6 \tau_6}.$$

Так как $\rho_5 \approx \rho_6$; $c_{5r}/c_6 < 1$ вследствие того, что $c_5 \approx c_6$ ($c_{5r} < c_5$); $\tau_5/\tau_6 > 1$, то $b_6 \approx b_5 (D_5/D_6)$. При более точных расчетах, учитывающих величину диаметра D_0 на входе потока в рабочее колесо следующей ступени, ширина лопаток $b_6 = (1,45 \dots 1,5)b_5$.

1.17. ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ. УСТРОЙСТВО И ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ

Конструкция четырехступенчатого осевого компрессора приведена на рисунке 1.25.

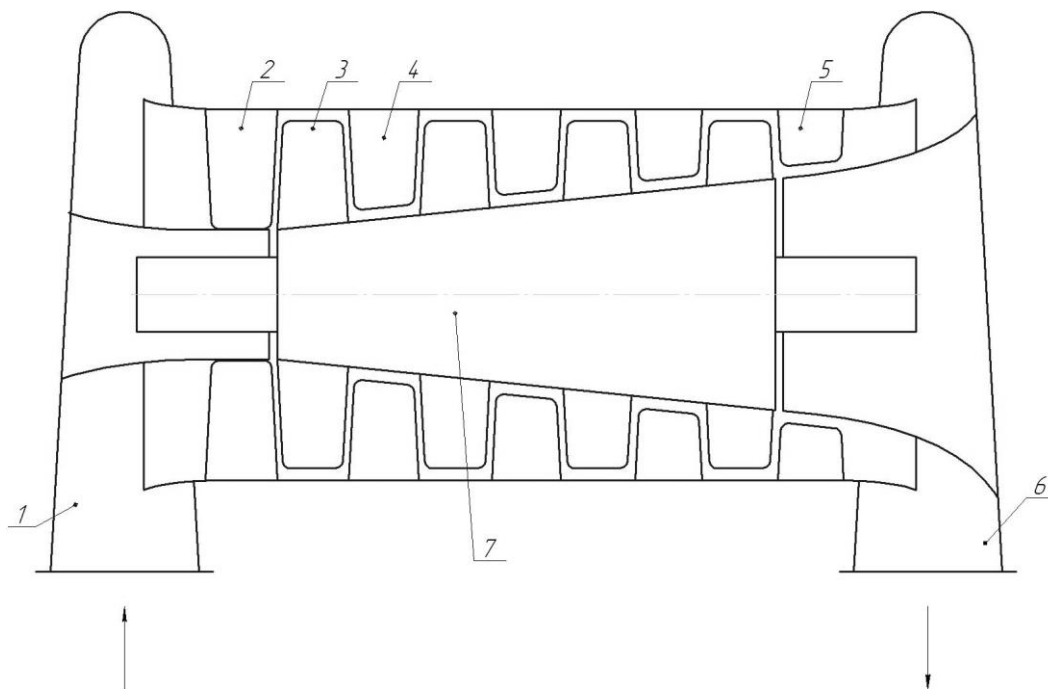


Рис. 1.25. Схема продольного разреза четырехступенчатого осевого компрессора.

Входной направляющий аппарат придает потоку необходимое направление – вдоль оси ротора. От вращающихся вместе с ротором лопаток рабочего колеса к рабочему веществу подводится механическая энергия. Функция неподвижного направляющего аппарата аналогична функции диффузора центробежного компрессора, то есть увеличение давления потока за счет падения скорости. Кроме того, лопатки направляющего аппарата изогнуты таким образом, чтобы обеспечить безударный вход потока на лопатки рабочего колеса следующей ступени. Лопатки неподвижного спрямляющего аппарата обеспечивают выход потока в осевом направлении.

Если коэффициент реактивности ступени $\Omega = 1$, то давление потока повышается только в межлопаточных каналах рабочего колеса (абсолютная

скорость при этом не меняется по величине), а направляющий аппарат служит только для изменения направления потока.

На рисунке 1.26 показаны векторы скоростей на лопатках рабочего колеса и направляющего аппарата, а на рисунке 1.27 представлены треугольники скоростей на входе и выходе потока из рабочего колеса.

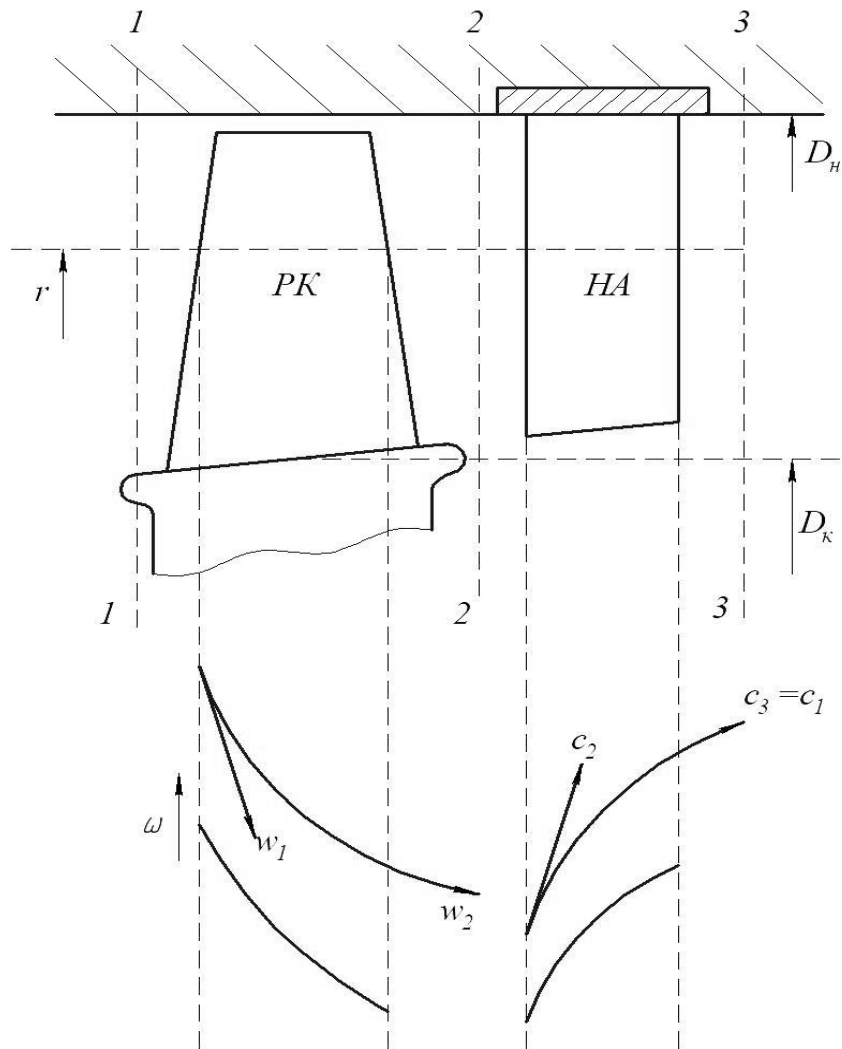


Рис. 1.26. Расположение векторов скоростей относительно лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата.

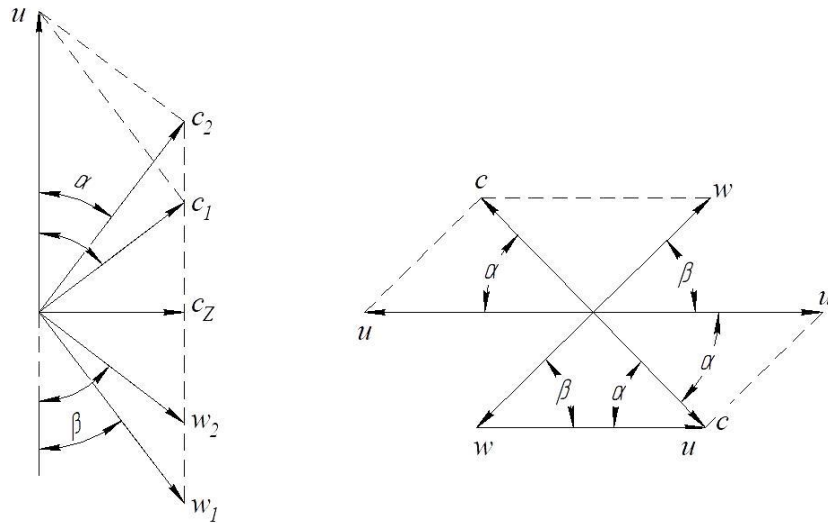


Рис. 1.27. Треугольники скоростей в рабочем колесе.

В рабочем колесе $u = \omega r = const$, поэтому $u_1 = u_2 = u$. $w_2 < w_1$ — за счет уменьшения относительной скорости растет давление потока; $c_2 > c_1$ — увеличение абсолютной скорости обусловлено ростом кинетической энергии. При этом $\beta_2 > \beta_1, \alpha_2 < \alpha_1$. В направляющем аппарате $c_3 < c_2$ — уменьшение скорости в неподвижном межлопаточном канале вызывает рост давления, кроме того, скорость на выходе потока из направляющего аппарата должна уменьшиться до величины скорости потока в рабочее колесо следующей ступени, то есть $c_3 = c_1$.

Если $c_1 = w_2$, а $c_2 = w_1$, то коэффициент реактивности ступени $\Omega_{1-2} = 0,5$.

Удельная работа рабочего колеса осевого компрессора
 $l_{1-2} = 0,5(w_1^2 - w_2^2) + 0,5(c_2^2 - c_1^2)$.

Работа осевого колеса меньше, чем центробежного, на величину работы центробежных сил $0,5(u_2^2 - u_1^2)$, поэтому при прочих равных условиях осевой компрессор потребует большего числа ступеней, чем центробежный.

Уравнение энергии для колеса осевого компрессора
 $i_2 - i_1 = 0,5(w_1^2 - w_2^2)$. Потому можно записать
 $l_{1-2} = (i_2 - i_1) + 0,5(c_2^2 - c_1^2) = i_2^* - i_1^*$.

Эйлера работа $l_3 = c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1$, так как $u_2 = u_1 = u$, то
 $l_3 = u(c_{2u} - c_{1u})$.

По аналогии с энтальпией торможения $i^* = i + 0,5c^2$ можно определить энтальпию торможения в относительном движении $\tilde{i}^* = i + 0,5w^2$. Используем постоянную Бернулли:

$i + 0,5(w^2 - u^2) = const$ для сечений на входе и выходе из рабочего колеса

$$i_1 + 0,5w_1^2 - 0,5u_1^2 = i_2 + 0,5w_2^2 - 0,5u_2^2; i_1 + 0,5w_1^2 = i_2 + 0,5w_2^2;$$

$$\tilde{i}_1^* = \tilde{i}_2^*.$$

Можно сделать вывод, что $\tilde{i}^* = const$ во всем межлопаточном канале рабочего колеса осевого компрессора.

1.18. БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Характерным геометрическим параметром является наружный диаметр D_H , а характерным скоростным параметром – окружная скорость u_H на диаметре D_H ($u_H = \omega r_H$). Безразмерные скорости, условный коэффициент расхода Φ и числа Маха определяются по аналогии с безразмерными параметрами центробежного компрессора, но вместо скорости u_2 записывается скорость u_H .

Коэффициент расхода $\varphi_{z\text{ усл}}$ – условный, так как может меняться от r_K до r_H : $\varphi_{z\text{ усл}} = c_{1z\text{ усл}}/u_H$. Расход рабочего вещества в сечении на входе в межлопаточный канал рабочего колеса $G = \rho_1^* c_{1z\text{ усл}} (\pi/4)(D_{1H}^2 - D_{1K}^2)$, отсюда определяется проекция абсолютной скорости на ось Z $c_{1z\text{ усл}}$.

Условный коэффициент расхода $\Phi = c_{\text{ усл}}/u_H$, где $c_{\text{ усл}} = 4G/(\rho_H^* \pi D_H^2)$.

Принимая, что $D_H = D_{1H}$, а $\rho_H^* = \rho_1^*$, можем записать

$$\frac{\Phi}{\varphi_{z\text{ усл}}} = \frac{c_{\text{ усл}} u_H}{u_H c_{1z\text{ усл}}} = \frac{4G \rho_1^* \pi (D_{1H}^2 - D_{1K}^2)}{4G \rho_H^* \pi D_H^2} = 1 - \frac{D_{1K}^2}{D_{1H}^2}.$$

$D_{1K}/D_{1H} = v_1$ – втулочное отношение (корневой диаметр часто называют втулочным); отсюда $\Phi = \varphi_{z\text{ усл}} (1 - v_1^2)$.

Коэффициент теоретической работы $\psi = (c_{2u} - c_{1u})/u_H$. Так как $l = l_3 = u(c_{2u} - c_{1u})$, то на диаметре $D_H: l_H = u_H(c_{2u} - c_{1u})$, $c_{2u} - c_{1u} = l_H/u_H$, тогда $\psi = l_H/u_H^2$.

1.19. КОЭФФИЦИЕНТ РЕАКТИВНОСТИ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Коэффициент реактивности ступени $\Omega_{1-2} = (i_2 - i_1)/(i_3^* - i_1^*)$. Так как в направляющем аппарате работа к потоку не подводится, то $l_{2-3} = i_3^* - i_2^* = 0$, то $i_3^* = i_2^*$, отсюда $\Omega_{1-2} = (i_2 - i_1)/(i_2^* - i_1^*)$.

$$i_2^* - i_1^* = (i_2 - i_1) + 0,5(c_2^2 - c_1^2);$$

$i_2 - i_1 = (i_2^* - i_1^*) - 0,5(c_2^2 - c_1^2)$. Тогда

$$\Omega_{1-2} = \frac{(i_2^* - i_1^*) - 0,5(c_2^2 - c_1^2)}{i_2^* - i_1^*} = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2(i_2^* - i_1^*)} = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2l}.$$

По теореме Пифагора (рис. 1.28) $c^2 = c_u^2 + c_z^2$.

$c_u = u - x$; $\cot \beta = x/c_z$; $x = c_z \cot \beta$; $c_u = u - c_z \cot \beta$.

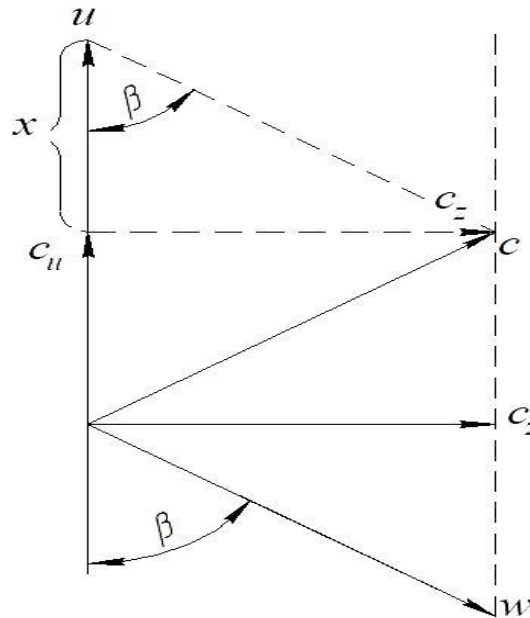


Рис. 1.28. К определению проекций вектора абсолютной скорости.

Учитывая полученные соотношения, можем написать:

$$\Omega_{1-2} = 1 - \frac{c_{2u}^2 + c_{2z}^2 - c_{1u}^2 - c_{1z}^2}{2l}$$

А учитывая, что $l = u(c_{2u} - c_{1u})$, а лопатки часто проектируют таким образом, чтобы выполнялось условие $c_{1z} = c_{2z} = c_z$, напишем:

$$\Omega_{1-2} = 1 - \frac{c_{2u}^2 - c_{1u}^2}{2u(c_{2u} - c_{1u})};$$

видно, что если $c_{2u} = c_{1u}$, то $\Omega_{1-2} = 1$. Направление векторов скоростей в этом случае показано на рисунке 1.29.

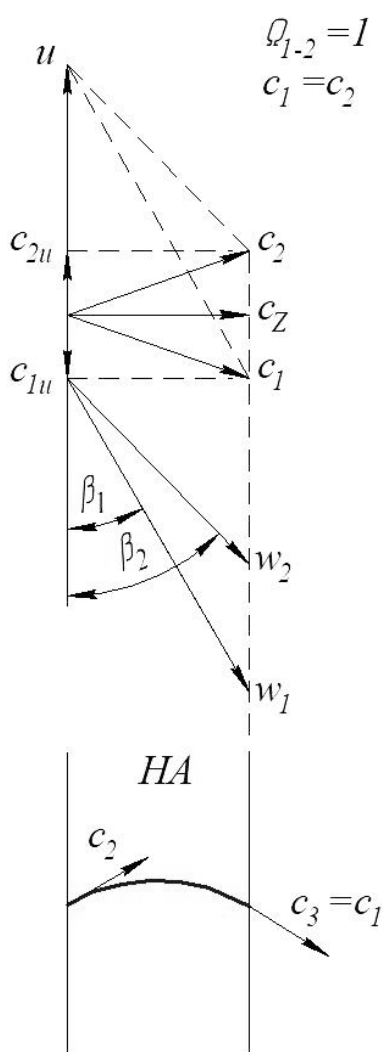


Рис. 1.29. Направление векторов скоростей в случае срабатывания всего теплоперепада ступени только в рабочем колесе.

Продолжим преобразования в формуле для Ω_{1-2} :

$$\Omega_{1-2} = 1 - \frac{(c_{2u} - c_{1u})(c_{2u} + c_{1u})}{2u(c_{2u} - c_{1u})} = 1 - \frac{u - c_z \cot \beta_2 + u - c_z \cot \beta_1}{2u}$$

$$= 1 - \frac{2u - c_z(\cot \beta_2 + \cot \beta_1)}{2u}.$$

Так как $c_z/u = \varphi_z$, то

$$\Omega_{1-2} = 1 - 1 + \frac{\varphi_z(\cot \beta_2 + \cot \beta_1)}{2} = 0,5\varphi_z(\cot \beta_2 + \cot \beta_1).$$

Величина $\varphi_z(\cot \beta_2 + \cot \beta_1)$ обычно изменяется от 1 до 2, таким образом, $\Omega_{1-2} = 0,5 \dots 1,0$.

Вопросы для самоконтроля:

1. В каком элементе центробежного компрессора происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную?
2. Когда может произойти «помпаж»?
3. Как меняется относительная скорость в рабочем колесе центробежного компрессора?
4. Какая скорость не входит в формулу постоянной Бернулли?
5. Между какими векторами скоростей заключен угол α ?
6. При какой величине угла α удельная работа колеса будет максимальной?
7. С какой скоростью соотносится безразмерное число Маха?
8. Почему в рабочих колесах центробежного компрессора не используют лопатки, загнутые вперед (по ходу вращения)?
9. В каком случае коэффициент теоретической работы не зависит от величины коэффициента расхода?
10. Какой угол учитывает толщину лопатки?
11. Как действуют относительные потери на протечки в центробежном компрессоре на величину внутренней работы?
12. Отношение теплоперепадов в каких элементах проточной части показывает коэффициент реактивности?
13. С какой целью применяют лопаточный диффузор?
14. Какую функцию всегда выполняет направляющий аппарат осевого компрессора?
15. В каком компрессоре (центробежном или осевом) и почему при прочих равных условиях требуется большее число ступеней?

2. РАСШИРИТЕЛЬНЫЕ ТУРБОМАШИНЫ

2.1. ТЕРМИНОЛОГИЯ, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ

Расширительные машины, применяемые в низкотемпературной технике, называются детандерами (detendre – фран. – разряжать или расширять сжатое). Наиболее распространены детандеры динамического принципа действия, то есть турбодетандеры, которые конструктивно аналогичны паровым или газовым турбинам, используемым в энергетике. Турбодетандеры входят в состав газовых холодильных машин, которые работают в паровой области (рис. 2.1), где эффект понижения температуры при расширении будет выше, чем при дросселировании.

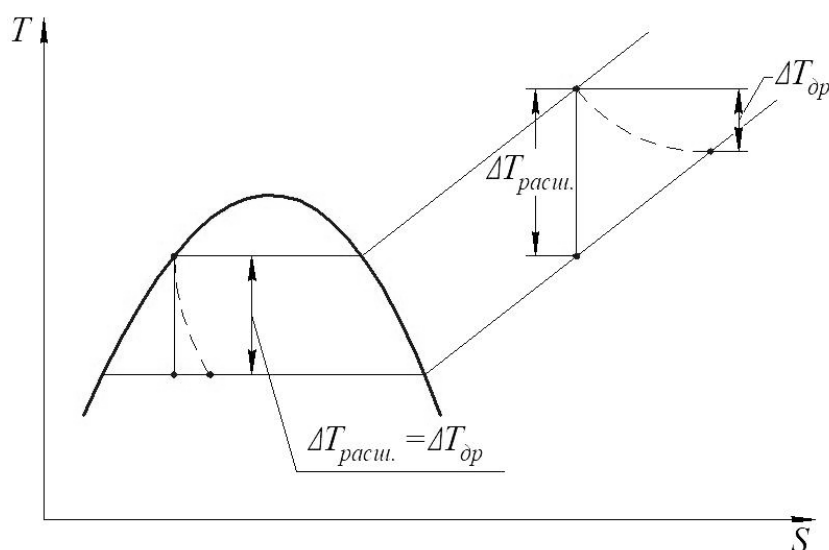


Рис. 2.1. Сравнение эффекта понижения температуры при расширении и дросселировании в области влажного и перегретого пара (газа).

В составе паровых холодильных машин детандеры малоэффективны: значительно усложняют конструкцию, создают проблемы при эксплуатации (эрозийный износ лопаток) и повышают стоимость машины.

В турбодетандерах происходит преобразование энергии давления сжатого рабочего вещества сначала в кинетическую, а затем в механическую энергию (рис. 2.2.). Преобразование энергии происходит

сначала в каналах неподвижных лопаточных решеток (в направляющем или сопловом аппарате), а затем в каналах вращающихся лопаточных решеток (в рабочем колесе).

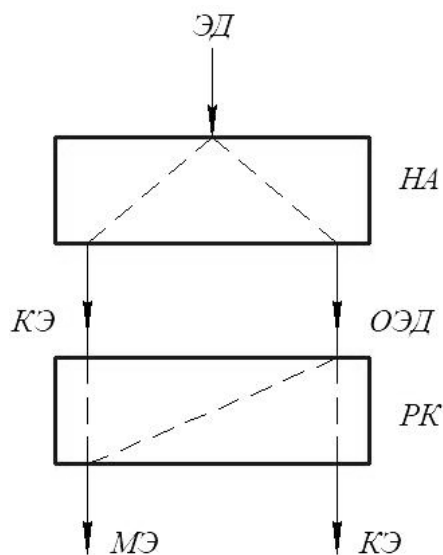


Рис. 2.2. Преобразование энергий в турбодетандере: *НА* – направляющий аппарат; *РК* – рабочее колесо; *ЭД* – энергия давления; *ОЭД* – оставшаяся энергия давления; *КЭ* – кинетическая энергия; *МЭ* – механическая энергия.

В неподвижных каналах падение давления происходит за счет преобразования части энергии давления в кинетическую энергию при прохождении потока через сужающиеся межлопаточные каналы направляющего (соплового) аппарата. Эта кинетическая энергия передается потоком на вращающуюся лопаточную решетку, то есть поток вращает рабочее колесо (кинетическая энергия преобразуется в механическую). Оставшаяся часть энергии давления преобразуется уже во вращающихся межлопаточных каналах рабочего колеса одновременно в механическую и кинетическую энергии, так как поток проходит через сужающиеся каналы рабочего колеса.

Турбодетандеры подразделяются на две основные группы: центростремительные и осевые. В центростремительных турбодетандерах поток движется от периферии к центру. Центростремительные турбодетандеры, в свою очередь, подразделяются на радиальные, радиально-осевые и диагональные (рис. 2.3.).

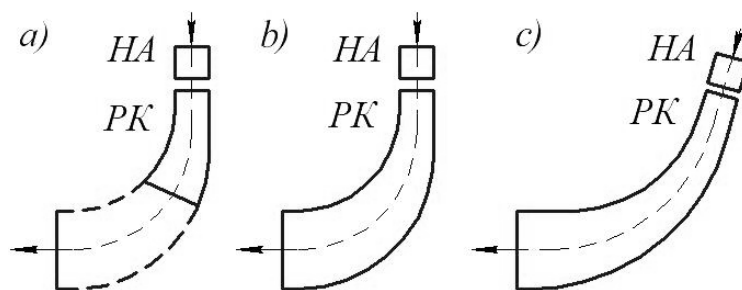


Рис. 2.3. Типы центробежных турбодетандеров: *a* – радиальные; *b* – радиально-осевые; *c* – диагональные.

В радиальных турбодетандерах поток через лопаточные решетки движется только в радиальном направлении, а лопатки в рабочем колесе занимают только его радиальную часть. В радиально-осевых турбодетандерах лопатки рабочего колеса изогнуты в пространстве, при этом поток входит на лопатки в радиальном направлении, а выходит – в осевом. В диагональных турбодетандерах лопатки рабочего колеса также пространственно изогнуты, но угол изменения направления движения потока в них меньше, чем 90° .

В осевых турбодетандерах поток рабочего вещества движется только в осевом направлении: и через направляющий аппарат, и через рабочее колесо.

В низкотемпературной технике используют только одноступенчатые турбодетандеры.

2.2. УСТРОЙСТВО РАСШИРИТЕЛЬНЫХ ТУРБОМАШИН

Ступени расширительных турбомашин состоят из неподвижных и вращающихся элементов проточной части.

На рисунке 2.4 представлена схема радиально-центробежной ступени турбодетандера, а на рисунке 2.5 – схема осевой ступени.

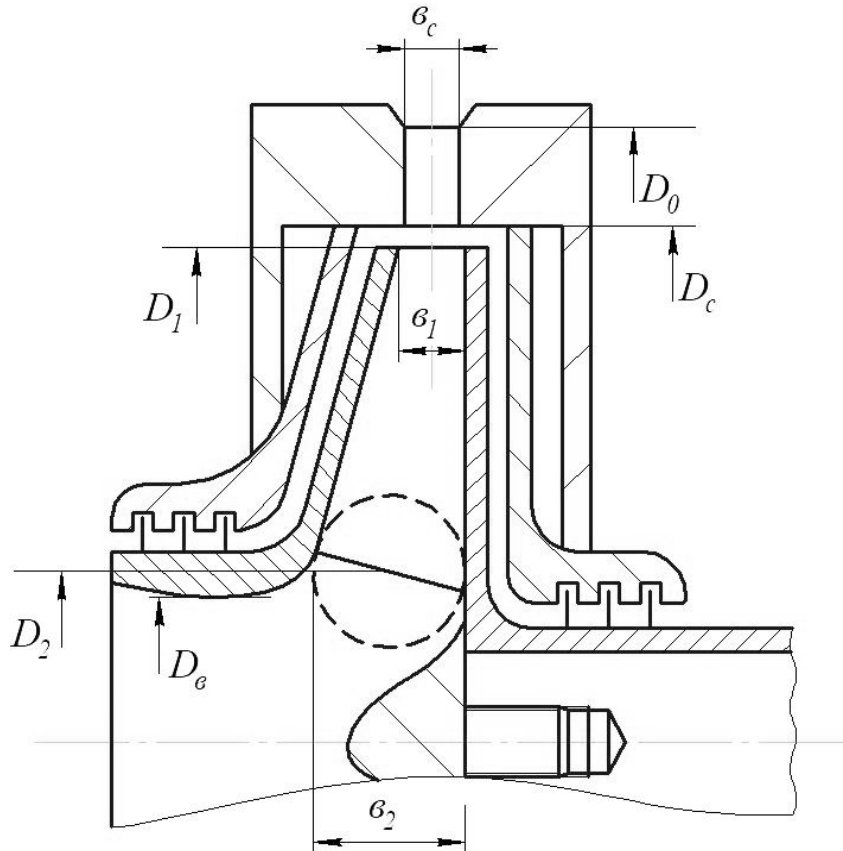


Рис. 2.4. Радиально-центростремительная ступень турбодетандера: b_c – ширина *НА*; D_0 – диаметр *НА* на входе потока; D_c – диаметр *НА* на выходе потока; b_1 – ширина лопатки *ПК* на входе потока; D_1 – диаметр *ПК* на входе потока; b_2 – ширина лопатки *ПК* на выходе потока; D_2 – диаметр *ПК* на выходе потока; D_e – диаметр выходной воронки.

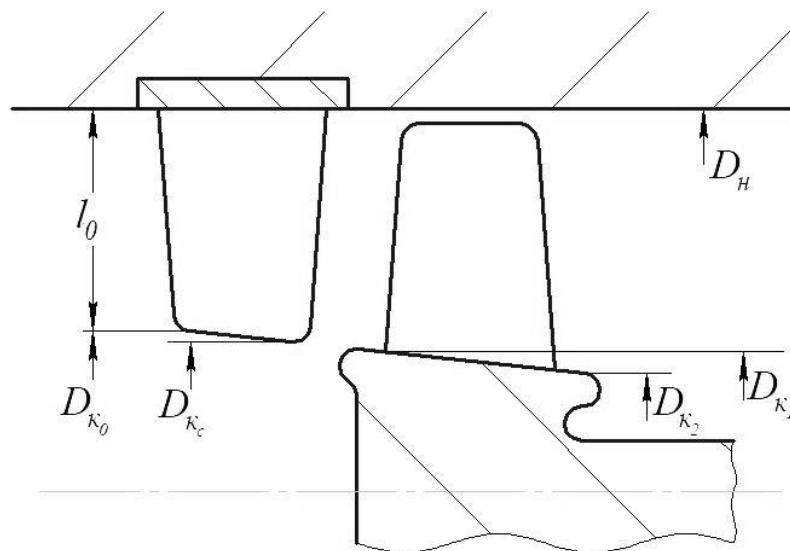


Рис. 2.5. Осевая ступень турбодетандера: $D_H = const$ – наружный диаметр; $D_K = var$ – корневой диаметр.

Для осевой ступени: высота лопатки $l = (D_H - D_K)/2$; средний диаметр кольцевого сечения $D_{cp} = (D_H + D_K)/2$.

2.3. ИЗОБРАЖЕНИЕ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ В ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ДИАГРАММАХ

Процесс расширения потока от давления p_0 до давления p_2 в схемах термодинамических диаграмм $s - T$ и $i - p$ представлен на рисунках 2.6 и 2.7, соответственно.

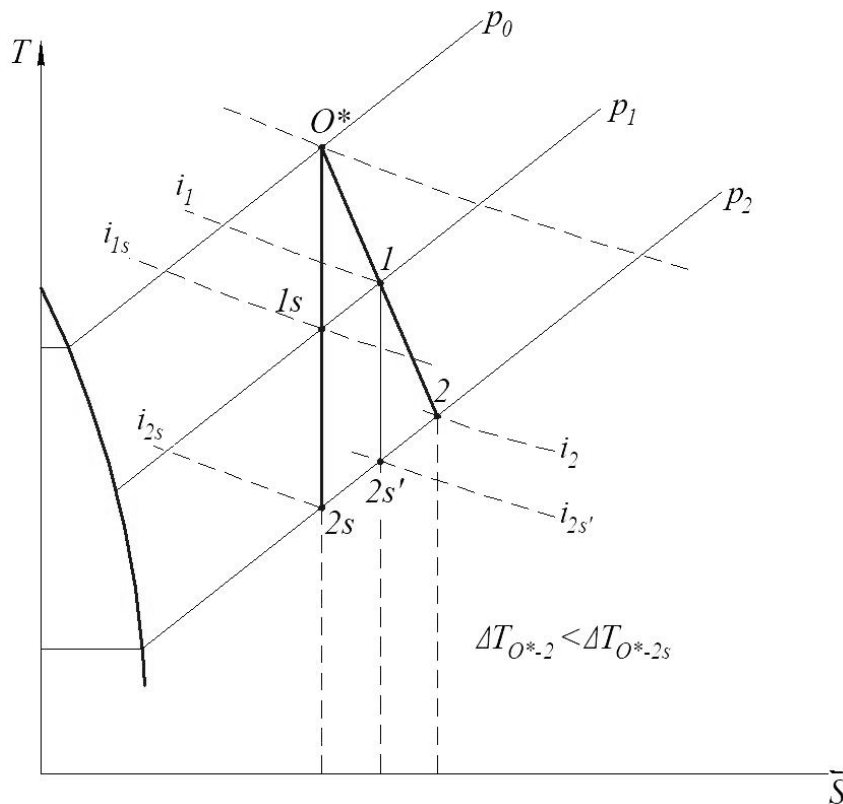


Рис. 2.6. Процесс расширения в термодинамической диаграмме $s - T$.

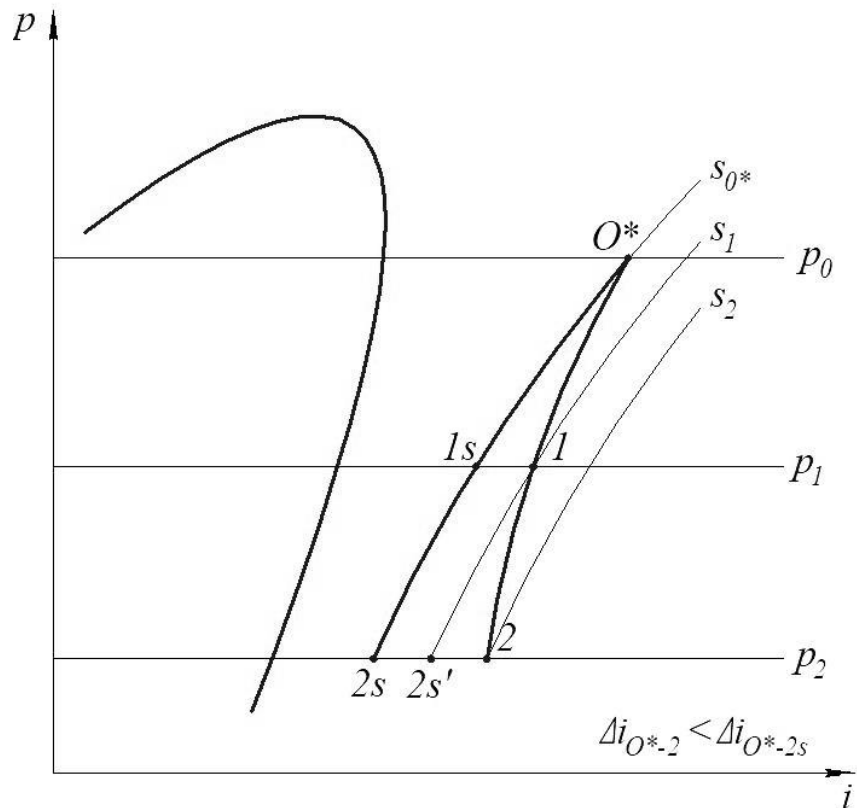


Рис. 2.7. Процесс расширения в термодинамической диаграмме $i - p$.

На этих диаграммах: O^* — вход в направляющий аппарат; 1 — вход в рабочее колесо; 2 — выход из рабочего колеса.

В процессе расширения падает давление, температура и энтальпия. В действительных процессах растет энтропия, а падение температуры и энтальпии происходит на меньшие величины.

Наиболее удобно анализировать процесс расширения в термодинамической диаграмме $s - i$ (рис. 2.8).

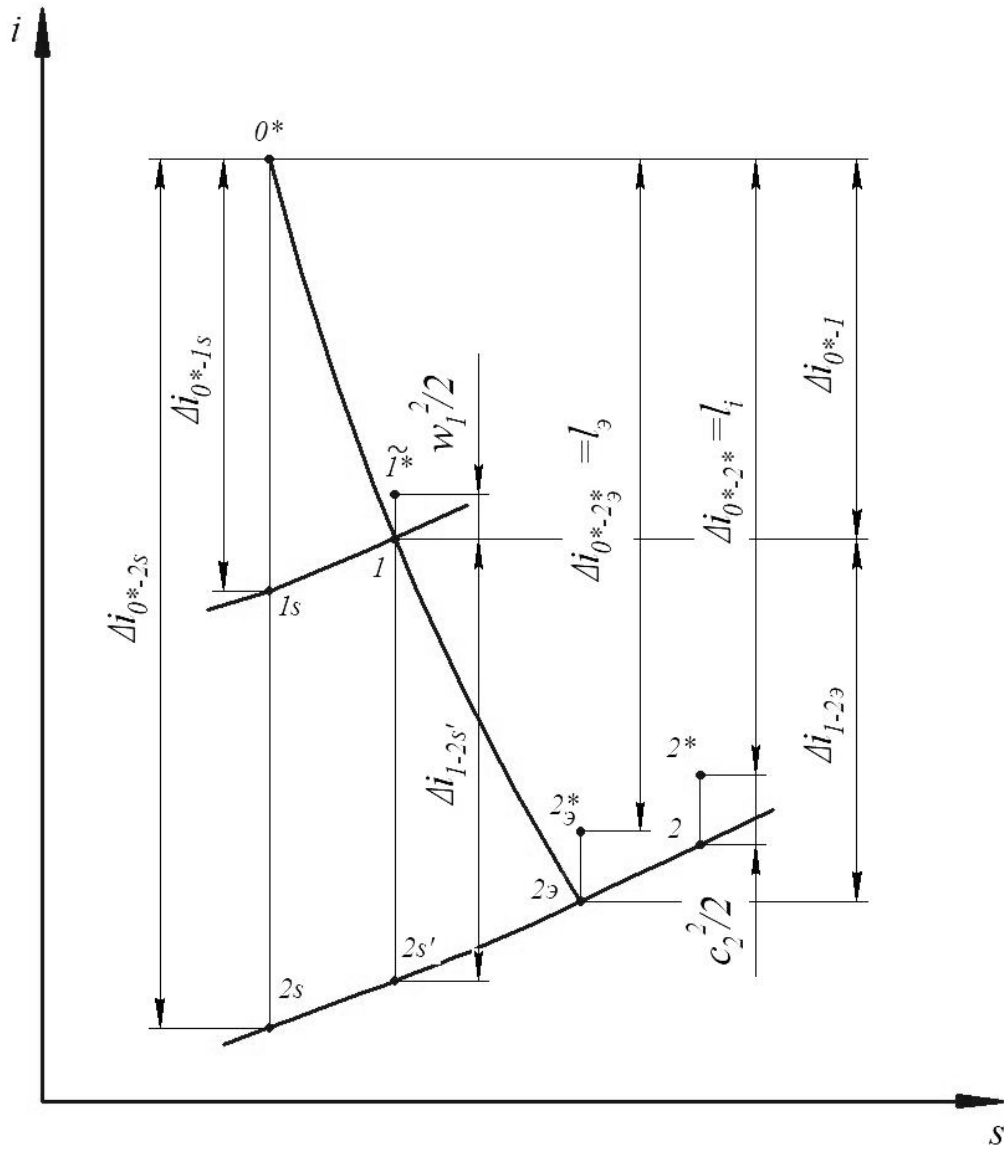


Рис. 2.8. Процесс расширения в термодинамической диаграмме $s-i$.

Рассмотрим уменьшение теплоперепада (разность энтальпий) от произвольной точки 1 до произвольной точки 2:

$$i_1 - i_2 = c_p(T_1 - T_2) = c_p T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = c_p T_1 \left(1 - \frac{1}{T_1/T_2}\right),$$

где $c_p = Rk/(k-1)$ – удельная теплоемкость.

Известно, что $p_1 v_1 = RT_1$, а $p_2 v_2 = RT_2$, поэтому

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{p_1 v_1}{R} \frac{R}{p_2 v_2} = \frac{p_1 v_1}{p_2 v_2}.$$

Уравнение адиабаты: $pv^k = const$ или $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$, поэтому

$$\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = \frac{p_2}{p_1}; \quad \frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/k}.$$

Вернемся к отношению температур:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{p_1}{p_2} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/k} = \frac{p_1}{p_2} : \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1/k} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1-(1/k)} = \pi^{(k-1)/k}.$$

Тогда

$$i_1 - i_2 = c_p T_1 \left(1 - \frac{1}{\pi^{(k-1)/k}} \right) = i_1 \left(1 - \frac{1}{\pi^{(k-1)/k}} \right).$$

Перейдем к анализу процесса расширения, изображенного на рисунке 2.8.

Начальная энтальпия торможения $i_{0^*} = c_p T_{0^*}$. Перепад энтальпий

$$\Delta i_{0^*-2s} = i_{0^*} \left(1 - \frac{1}{\pi_{0^*-2s}^{(k-1)/k}} \right).$$

Коэффициент реактивности

$$\Omega_{s\ 1-2} = \frac{\Delta i_{1s-2s}}{\Delta i_{0^*-2s}} = \frac{\Delta i_{0^*-2s} - \Delta i_{0^*-1s}}{\Delta i_{0^*-2s}} = 1 - \frac{\Delta i_{0^*-1s}}{\Delta i_{0^*-2s}};$$

$$\frac{\Delta i_{0^*-1s}}{\Delta i_{0^*-2s}} = 1 - \Omega_{s\ 1-2},$$

отсюда перепад энтальпий $\Delta i_{0^*-1s} = \Delta i_{0^*-2s} (1 - \Omega_{s\ 1-2})$.

Перепад энтальпий $\Delta i_{0^*-1} = \Delta i_{0^*-1s} \eta_{s\ \text{НА}}$, где $\eta_{s\ \text{НА}}$ – изоэнтропный КПД направляющего аппарата ($\eta_{s\ \text{НА}} \approx 0,95$).

Перепады энтальпий:

$$\Delta i_{1-2s'} = i_1 \left(1 - \frac{1}{\pi_{1-2s'}^{(k-1)/k}} \right); \Delta i_{1-2э} = \Delta i_{1-2s'} \eta_{s\ \text{РК}},$$

где $\eta_{s\ \text{РК}}$ – изоэнтропный КПД рабочего колеса ($\eta_{s\ \text{РК}} = 0,8 \dots 0,85$).

Располагаемая скорость изоэнтропного расширения c_s определяется из уравнения $\Delta i_{0^*-2s} = c_s^2/2$, то есть $c_s = \sqrt{2\Delta i_{0^*-2s}}$.

Аналогично определяется абсолютная скорость потока на входе в рабочее колесо: $c_1 = \sqrt{2\Delta i_{0^*-1}}$.

Окружная скорость потока на входе в рабочее колесо принимается из расчета: $u_1 = (0,6 \dots 0,9) c_s$.

Направление скорости c_1 придают лопатки направляющего (соплового) аппарата. Величина и направление относительной скорости w_1 определяются из треугольника скоростей (рис. 2.9).

$$\text{Энтальпия } \tilde{i}_1^* = i_1 + 0,5w_1^2.$$

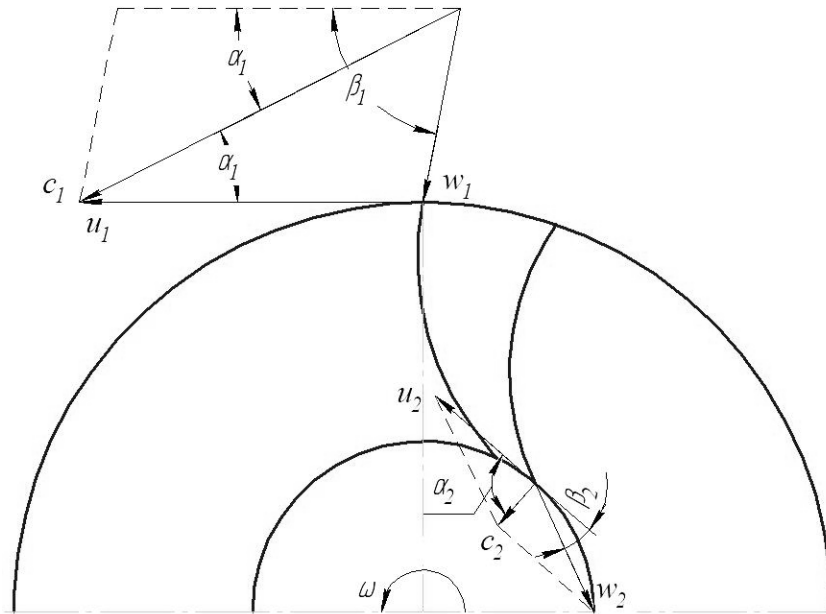


Рис. 2.9. Треугольники скоростей в рабочем колесе турбодетандера

Соотношение скоростей на входе и выходе потока из межлопаточного канала рабочего колеса: $u_1 > u_2$; $c_1 > c_2$; $w_1 < w_2$.

Окружная скорость на выходе потока из колеса u_2 принимается из отношения скоростей $\mu = u_2/u_1 = 0,38...0,45$.

Относительная скорость w_2 определяется из уравнения энергии

$$\Delta i_{1-2э} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}.$$

Абсолютная скорость c_2 определяется из треугольника скоростей, а направление этой скорости должно быть радиальным (угол $\alpha_2 = 90^\circ$).

Энтальпия точки $2^*э$ определяется из уравнения $l_э = \Delta i_{0^*-2^*э} = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}$. С другой стороны, $i_{2^*э} = i_{2э} + 0,5c_2^2$, поэтому $\Delta i_{0^*-1} + \Delta i_{1-2э} - 0,5c_2^2 = l_э$.

Энтальпия точки 2^* определяется из уравнения $l_i = \Delta i_{0^*-2^*} = l_3(1 - \beta_{пр} - \beta_{тр})$. Определение величины $1 - \beta_{пр} - \beta_{тр}$ рассмотрено в разделе 2.5.

Энтальпия точки 2: $i_2 = i_{2^*} - 0,5c_2^2$.

2.4. БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАСШИРИТЕЛЬНЫХ ТУРБОМАШИН

Все геометрические параметры соотносятся с диаметром рабочего колеса на входе потока D_1 (для радиальной ступени) или с наружным диаметром D_H (для осевой ступени).

Характерной скоростью является окружная скорость u_1 на диаметре D_1 (для радиальной ступени) или окружная скорость $u_{1\text{ср}}$ на среднем диаметре $D_{1\text{ср}}$ при входе потока в колесо (для осевой ступени), где $D_{1\text{ср}} = (D_H + D_{к1})/2$.

Коэффициент радиальности: для радиальной ступени $\mu = D_2/D_1$; для осевой ступени $\mu = D_{2\text{ср}}/D_{1\text{ср}}$ (близко к 1). Можно записать: $\mu = u_2/u_1$.

Безразмерные скорости: $\varphi_i = c_i/u_1$; $\tilde{\varphi}_i = w_i/u_1$.

Коэффициент расхода: для радиальной ступени $\varphi_{ir} = c_{ir}/u_1$; для осевой ступени $\varphi_{iz} = c_{iz}/u_{1\text{ср}}$.

Условное число Маха при входе потока в рабочее колесо

$M_u = u_1/a_H^*$, где $a_H^* = \sqrt{kRT_0^*}$ – скорость звука при входе потока в турбомашину.

Условное число Маха при входе потока в направляющий (сопловой) аппарат

$M_{c0\text{усл}} = c_{0\text{усл}}/a_H^*$, где $c_{0\text{усл}}$ – определяется из уравнения расхода $G = \rho_H^* c_{0\text{усл}} F_0$, где F_0 – площадь проходного сечения на входе потока в направляющий (сопловой) аппарат.

Число Маха при входе потока в рабочее колесо $M_{c1} = c_1/a_1$ не должно превышать 1.

2.5. ВНУТРЕННЯЯ МОЩНОСТЬ ТУРБОДЕТАНДЕРА

Развиваемая внутренняя мощность представляет собой разность эйлеровой мощности и мощности трения колеса о рабочее вещество:
 $N_i = N_\varepsilon - N_{\text{тр}}$.

Эйлерова работа турбодетандера $l_\varepsilon = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}$. Учитывая, что $\varphi_{1u} = c_{1u}/u_1$; $c_{1u} = \varphi_{1u} u_1$, а $\varphi_{2u} = c_{2u}/u_1$; $c_{2u} = \varphi_{2u} u_1$, можем записать:

$$l_\varepsilon = \varphi_{1u} u_1^2 - \varphi_{2u} u_1 u_2 = u_1^2 [\varphi_{1u} - \varphi_{2u} (u_2/u_1)].$$

$$\text{Окончательно запишем: } l_\varepsilon = (\varphi_{1u} - \mu \varphi_{2u}) u_1^2 = \psi_\varepsilon u_1^2,$$

где $\psi_\varepsilon = \varphi_{1u} - \mu \varphi_{2u}$ – коэффициент эйлеровой работы.

Если угол $\alpha_2 = 90^\circ$ (рис. 2.10), то $c_{2u} = 0$, $\varphi_{2u} = 0$, а $\psi_\varepsilon = \varphi_{1u}$.

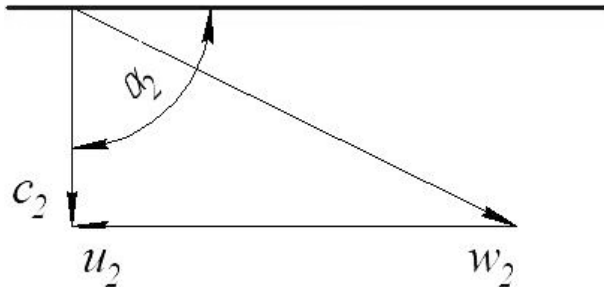


Рис. 2.10. К определению коэффициента эйлеровой работы.

Эйлерова мощность создается количеством рабочего вещества $G - \Delta G$, где ΔG – количество протечек, то есть

$$N_\varepsilon = (G - \Delta G) l_\varepsilon = G \left(1 - \frac{\Delta G}{G}\right) (\varphi_{1u} - \mu \varphi_{2u}) u_1^2,$$

где $\Delta G/G = \beta_{\text{пр}}$ – относительные потери на протечки.

Внутренняя мощность

$$N_i = G(1 - \beta_{\text{пр}})(\varphi_{1u} - \mu \varphi_{2u}) u_1^2 - N_{\text{тр}}.$$

Полученное выражение сначала разделим, а потом умножим на комплекс $G(\varphi_{1u} - \mu \varphi_{2u}) u_1^2$:

$$N_i = \left[(1 - \beta_{\text{пр}}) - \frac{N_{\text{тр}}}{G(\varphi_{1u} - \mu \varphi_{2u}) u_1^2} \right] G(\varphi_{1u} - \mu \varphi_{2u}) u_1^2,$$

где $\frac{N_{\text{тр}}}{G(\varphi_{1u} - \mu \varphi_{2u}) u_1^2} = \beta_{\text{тр}}$ – относительные потери на трение дисков;

$$N_i = G(1 - \beta_{\text{пр}} - \beta_{\text{тр}})(\varphi_{1u} - \mu \varphi_{2u}) u_1^2 = G(1 - \beta_{\text{пр}} - \beta_{\text{тр}}) \psi_\varepsilon u_1^2 = G \chi u_1^2,$$

где $(1 - \beta_{\text{пр}} - \beta_{\text{тр}})\psi_3 = \chi$ – коэффициент мощности.

Внутренняя работа турбодетандера

$$l_i = N_i/G = \chi u_1^2 = (1 - \beta_{\text{пр}} - \beta_{\text{тр}})\psi_3 u_1^2 = (1 - \beta_{\text{пр}} - \beta_{\text{тр}})l_3.$$

2.6. КОЭФФИЦИЕНТ РЕАКТИВНОСТИ СТУПЕНИ ТУРБОДЕТАНДЕРА

Коэффициент реактивности (рис. 2.8) $\Omega_{1-2} = \Delta i_{1-23} / \Delta i_{0^*-23}$.

$\Delta i_{0^*-23} = l_3 + c_2^2/2$, где l_3 – механическая энергия на выходе потока из рабочего колеса; $c_2^2/2$ – кинетическая энергия на выходе потока из рабочего колеса.

$$\Delta i_{1-23} = \Delta i_{0^*-23} - \Delta i_{0^*-1} = l_3 + c_2^2/2 - c_1^2/2, \text{ где } c_1^2/2$$

– кинетическая энергия на выходе потока из направляющего аппарата;

$$\Delta i_{1-23} = l_3 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = l_3 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}.$$

$$\Omega_{1-2} = \frac{l_3 - (c_1^2 - c_2^2)/2}{l_3 + c_2^2/2}.$$

Разделим числитель и знаменатель полученного выражения на l_3 :

$$\Omega_{1-2} = \frac{1 - (c_1^2 - c_2^2)/2l_3}{1 + c_2^2/2l_3}.$$

Для анализа кинематики потока вводится понятие «кинематический коэффициент реактивности – Ω_{1-2}^k », учитывающий некоторые упрощения. Например, можно заменить абсолютные скорости на их проекции на направление окружных скоростей:

$$\Omega_{1-2}^k = \frac{1 - (c_{1u}^2 - c_{2u}^2)/2l_3}{1 + c_{2u}^2/2l_3}.$$

Так как величина c_{2u} очень мала (угол $\alpha_2 \approx 90^\circ$), то знаменатель полученного выражения близок к 1. Тогда:

$$\Omega_{1-2}^k = 1 - \frac{c_{1u}^2 - c_{2u}^2}{2l_3}.$$

Учитывая, что $c_{1u} = \varphi_{1u}u_1$; $c_{2u} = \varphi_{2u}u_1$ и $l_3 = \psi_3 u_1^2$, можем записать:

$$\Omega_{1-2}^k = 1 - \frac{\varphi_{1u}^2 u_1^2 - \varphi_{2u}^2 u_1^2}{2\psi_3 u_1^2} = 1 - \frac{\varphi_{1u}^2 - \varphi_{2u}^2}{2\psi_3}.$$

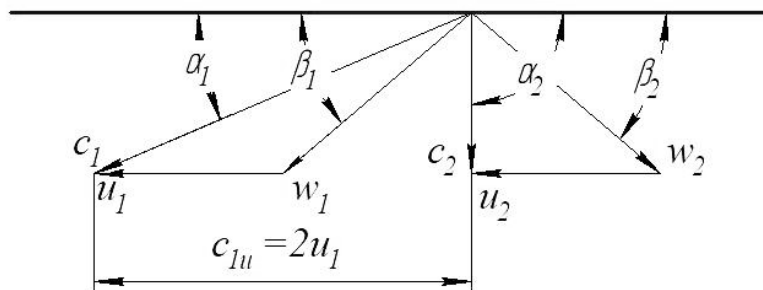
2.7. ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РЕАКТИВНОСТИ НА КИНЕМАТИКУ ПОТОКА

Анализ проводится при условии равенства расходных составляющих абсолютных скоростей: $c_{1r} = c_{2r}$ ($c_{1z} = c_{2z}$), а также при величине угла $\alpha_2 = 90^\circ$. Это приведет к тому, что $c_{2u} = 0$; $\varphi_{2u} = 0$; $\psi_3 = \varphi_{1u}$ и $\Omega_{1-2}^k = 1 - (\varphi_{1u}^2 / 2\varphi_{1u}) = 1 - (\varphi_{1u} / 2)$.

Если $\Omega_{1-2}^k = 0$, то $\varphi_{1u} = 2$ и $c_{1u} = 2u_1$.

Для этого случая треугольники скоростей в рабочем колесе турбодетандера для осевой ступени, где $u_1 = u_2$, представлены на рисунке 2.11(a), для радиальной ступени, где $u_1 > u_2$, на рисунке 2.11(b).

a)



b)

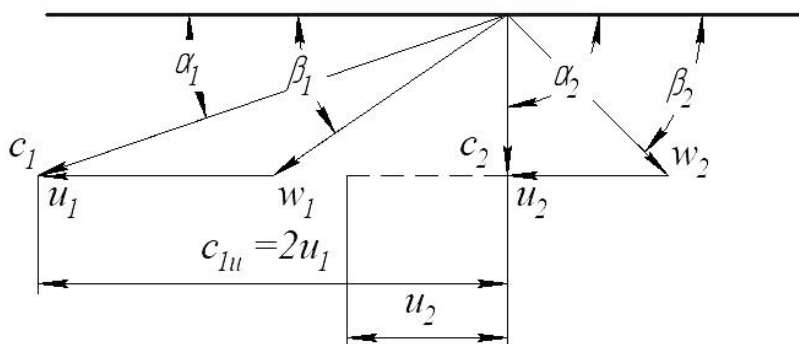


Рис. 2.11. Треугольники скоростей при условии $\Omega_{1-2}^k = 0$: *a* – для осевой ступени; *b* – для радиальной ступени.

В осевой ступени: $\beta_1 = \beta_2$; $w_1 = w_2$. В радиальной ступени: $\beta_1 < \beta_2$; $w_1 > w_2$.

В рассмотренном примере ($\Omega_{1-2}^k = 0$) весь теплоперепад срабатывается в направляющем (сопловом) аппарате. Механическая энергия вырабатывается только за счет изменения направления вектора относительной скорости (в радиальной ступени – еще и за счет работы кориолисовых сил при движении потока от периферии к центру).

Если $\Omega_{1-2}^k = 0,5$, то $\varphi_{1u} = 1$ и $c_{1u} = u_1$.

Для этого случая треугольники скоростей в рабочем колесе турбодетандера для осевой ступени, где $u_1 = u_2$, представлены на рисунке 2.12(*a*), для радиальной ступени, где $u_1 > u_2$, на рисунке 2.12(*b*).

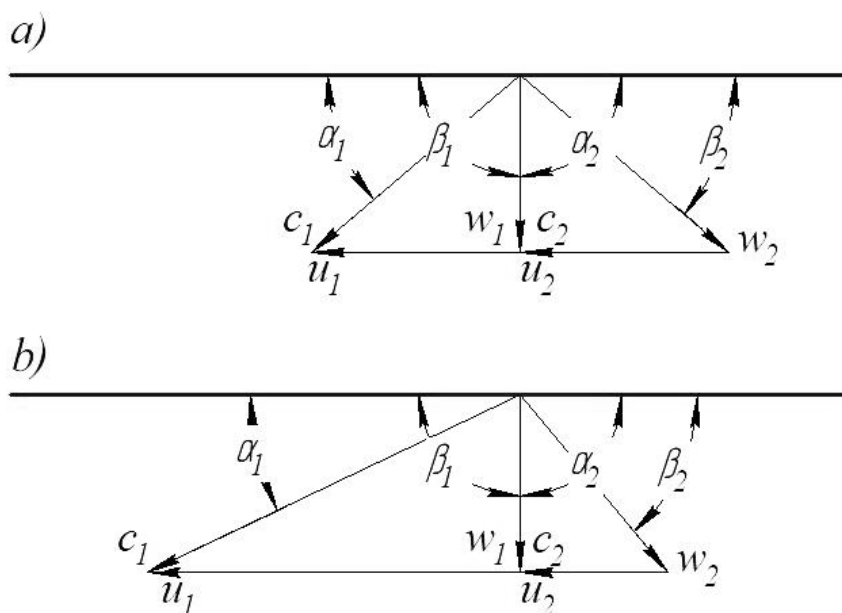


Рис. 2.12. Треугольники скоростей при условии $\Omega_{1-2}^k = 0,5$: *a* – для осевой ступени; *b* – для радиальной ступени.

В осевой ступени: $\beta_1 = \alpha_2 = 90^\circ$; $\alpha_1 = \beta_2$; $w_1 = c_2$; $w_2 = c_1$. В радиальной ступени: $\beta_1 = \alpha_2 = 90^\circ$; $\alpha_1 < \beta_2$; $w_1 = c_2$; $w_2 < c_1$.

В рассмотренном примере ($\Omega_{1-2}^k = 0,5$) половина теплоперепада срабатывается в направляющем (сопловом) аппарате, а другая половина – в рабочем колесе.

Если $\Omega_{1-2}^k = 1$, то $\varphi_{1u} = 0$ и $\psi_3 = 0$, что не имеет смысла. Потому угол α_2 не может составлять 90° . В этом случае будем пользоваться общим уравнением:

$$\Omega_{1-2}^k = 1 - \frac{\varphi_{1u}^2 - \varphi_{2u}^2}{2\psi_3}.$$

Так как $\Omega_{1-2}^k = 1$, то $\varphi_{1u} = \varphi_{2u}$ или $c_{1u} = c_{2u}$.

Треугольники скоростей в рабочем колесе радиальной ступени турбодетандера представлены на рисунке 2.13.

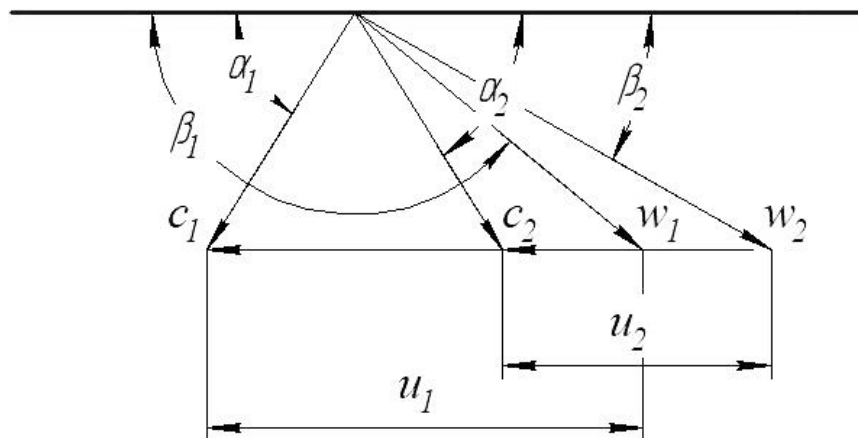


Рис. 2.13. Треугольники скоростей при условии $\Omega_{1-2}^k = 1$.

В рассмотренном примере $\alpha_1 = \alpha_2$ ($\alpha_2 < 90^\circ$); $\beta_1 > 90^\circ \gg \beta_2$; $c_1 = c_2$.

Такие ступени на практике почти не применяются, так как:

- закрутка потока на выходе из колеса создает дополнительные потери;
- высокие значения относительных скоростей w_1 и w_2 снижают КПД ступени;
- так как весь теплоперепад срабатывается в рабочем колесе, необходимы высокие окружные скорости, что не всегда возможно по условиям прочности материалов.

Ступени с $\Omega_{1-2}^k = 0$ тоже имеют низкий КПД, так как при срабатывании всего теплоперепада в направляющем (сопловом) аппарате велика скорость c_1 (ее величина может превысить даже скорость звука). Кроме того, поток разворачивается на большой угол $\Delta\beta = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$, что также ведет к потерям.

Оптимальная величина кинематического коэффициента реактивности: $\Omega_{1-2}^k = 0,4 \dots 0,6$.

Вопросы для самоконтроля:

1. В составе каких холодильных машин используются турбодетандеры и почему?
2. Что вращает рабочее колесо турбодетандера?
3. В каком элементе турбодетандера энергия давления преобразуется в кинетическую энергию?
4. В какой ступени турбодетандера (радиальной или осевой) окружные скорости на входе и выходе из рабочего колеса будут равны?
5. При какой величине кинематического коэффициента реактивности турбодетандера относительные скорости на входе и выходе из рабочего колеса могут быть равны?

3. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТУРБОМАШИН

В настоящее время турбокомпрессоры широко применяют в следующих отраслях промышленности:

- в химической и нефтехимической промышленности при производстве этилена и пропилена, ароматических углеводородов, при сжижении газа, для сжатия водорода, СО, метанола, аммиака и т.д.;
- в переработке нефти на установках каталитического крекинга, печах риформинга, при сероочистке;
- при переработке природного газа на установках для сжижения газа, газоперерабатывающих установках;
- для механического сжатия паров (для уплотнения паров, создаваемых маточной жидкостью, повышая и давление, и температуру) при опреснении морской воды и в целлюлозно-бумажной промышленности;
- для улавливания и хранения углекислого газа. СО₂;
- в энергетике: для нагнетания топливных газов, удаления серы из топочных газов, подачи воздуха при продувке сажи, для подачи технологического воздуха, в качестве воздушных компрессоров пневмораспыла для газовых турбин;

Турбодетандерные агрегаты широко используют в газовой промышленности:

- для пуска газотурбинной установки газоперекачивающего агрегата, а также для проворачивания ее ротора при остановке (с целью его охлаждения), при этом турбодетандер работает на транспортируемом газе с выпуском его после турбины в атмосферу;
- на станциях охлаждения газа (при расширении его в турбине) в составе компрессорных станций;
- для охлаждения природного газа в установках его «промысловой» подготовки для транспорта по трубопроводной системе (удаление влаги путем ее вымораживания и т.п.);
- для привода компрессора высокого давления с целью подачи газа в пиковые хранилища;

– для выработки электроэнергии на газораспределительных станциях системы транспорта природного газа к его потребителям с использованием в турбине перепада давлений газа между трубопроводами высокого и низкого давления;

– для производства сжиженного газа в малотоннажных установках.

Согласно статистике, в настоящее время на отечественных объектах нефтяной и газовой промышленности в эксплуатации находятся более 200 единиц турбохолодильного оборудования, причем, в основном, нашли применение турбодетандеры отечественного производства. Доля зарубежного оборудования составляет всего 2 – 3 %.

Эффективно использование детандер-генераторных технологий в системах газоснабжения с целью одновременного снижения давления на газораспределительных станциях и получения электроэнергии. Детандер-генераторный агрегат (ДГА) представляет собой устройство, в котором теплосодержание потока транспортируемого природного газа преобразуется сначала в механическую энергию в детандере, а затем в электрическую энергию в генераторе (рис. 3.1) Существует также принципиальная возможность одновременного с выработкой электроэнергии производства и полезного использования тепла и холода [3, 4].

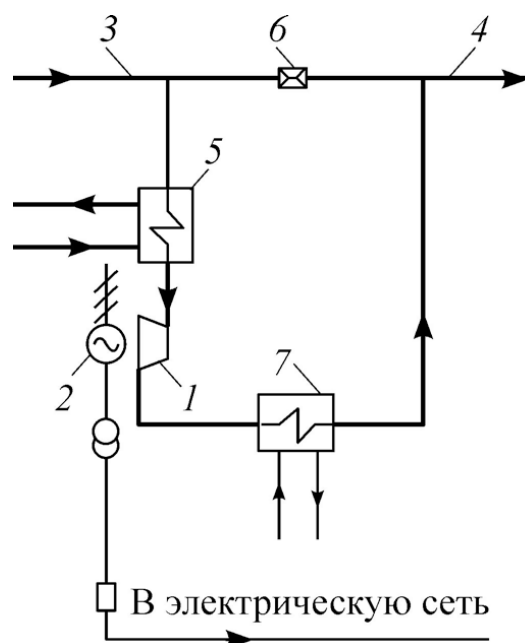


Рис. 3.1. Принципиальная схема включения ДГА: 1 – детандер; 2 – электрогенератор; 3 и 4 – газопроводы высокого и низкого давления, соответственно; 5 – теплообменник подогрева газа перед детандером; 6 –

дросселирующее устройство; 7 – теплообменник подогрева газа после детандера и передачи холода потребителю.

Детандер включается параллельно дросселирующему устройству, частично или полностью заменяя его. При расширении газа в детандере температура потока снижается гораздо больше, чем при дросселировании. Без подогрева газа перед детандером она может оказаться ниже температуры, меньше которой эксплуатация газопроводов невозможна. По этой причине в состав агрегата кроме детандера и соединенного с ним электрогенератора может входить теплообменник подогрева газа перед детандером. Тепло стороннего источника, подведенное в этом теплообменнике, преобразуется в детандере и генераторе в электроэнергию. Кроме того, низкая температура потока после детандера может быть использована для получения холода. В этом случае в схеме ДГА предусматривается теплообменник после детандера. Оба теплообменника, как показано на рисунке, могут присутствовать в схеме одновременно.

Подобные системы могут быть применимы на крупных предприятиях химической, нефтеперерабатывающей, целлюлозно-бумажной, металлургической и других отраслях промышленности, располагающих значительными количествами низкопотенциальной теплоты, выбрасываемой в окружающую среду.

Комбинированные машинные системы низкопотенциальной энергетики, сочетающие в одной установке прямой и обратный термодинамические циклы, представляют собой турбокомпрессорные теплоиспользующие холодильные машины. В системе Чистякова-Плотникова фреоновая турбина приводит в действие центробежный компрессор паровой холодильной машины.

Существуют исследования применения цикла Чистякова-Плотникова для обеспечения кондиционирования транспортных средств, что ведёт к снижению расхода топлива, а также сведению к минимуму утечек хладагента из системы.

Еще один интересный способ применения низкотемпературных турбодетандеров заключается в вымораживании паров диоксида углерода из газовых смесей в цикле газовых холодильных машин (рис. 3.2).

При расширении газовой смеси в турбодетандере газовой холодильной машины пары диоксида углерода, содержащиеся в этой смеси, кристаллизуются за счет холодопроизводительности расширяющегося потока. Несмотря на отсутствие широкого применения, установка для получения сухого льда по этой технологии значительно упрощается, в несколько раз снижается металлоемкость, уменьшается расход воды. Эта установка может быть привязана к отходящим дымовым газам любой котельной или ТЭЦ, к отходящим газам известково-обжигательных и карбидных печей, а также может быть включена в технологический процесс переработки биогаза в качестве разделительной установки [5].

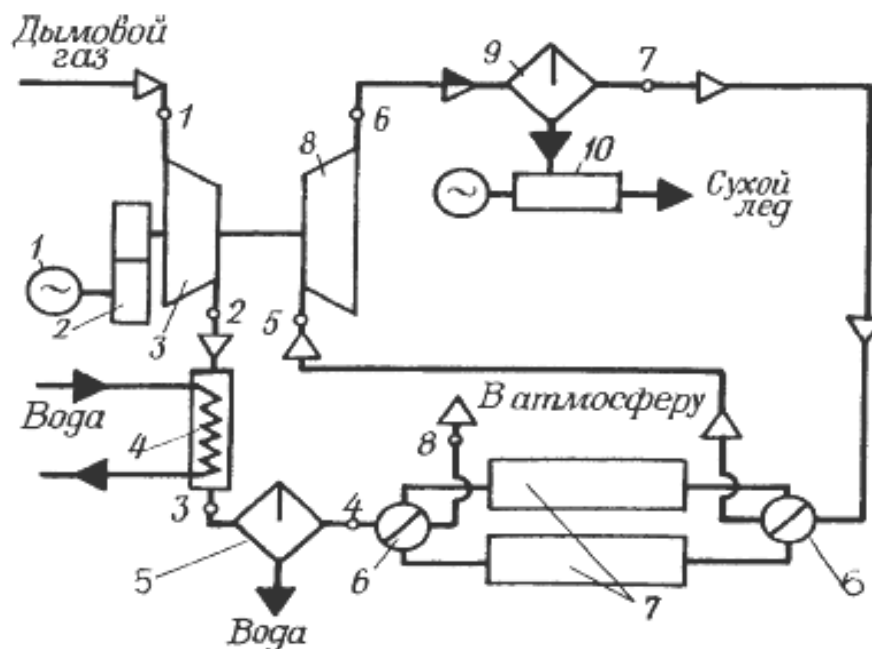


Рис. 3.2.Схема газовой холодильной машины с вымораживанием диоксида углерода: 1 – электродвигатель; 2 – мультипликатор; 3 – компрессор; 4 – водяной теплообменник; 5 – каплеотделитель; 6 – клапанная коробка; 7 – регенератор; 8 – турбодетандер; 9 – сепаратор; 10 – прессователь.

Также турбомашины центробежного типа широко распространены в различных отраслях промышленности в качестве рабочих органов при создании сепараторов и классификаторов, систем пневмотранспорта, воздуходувок, оборудования для подачи мелкодисперсного топлива в виде измельченного каменного угля, центробежно-ударных измельчителей и др.

На сегодняшний день пневматический транспорт сыпучих материалов является достаточно прогрессивным видом транспорта на предприятиях, поскольку позволяет перемещать огромное количество разнохарактерных сыпучих материалов. Производительность таких установок колеблется от сотен килограмм до десятков тонн в час, длина пневмотрассы может достигать нескольких сотен метров, а высота подъема до 100 м.

Большой процент турбомашин занят в сфере электроэнергетики [6].

Классическим способом применения подобной техники можно считать использование паровых турбин в циклах паросиловых установок (рис. 3.3). Данные установки предназначены для преобразования тепловой энергии сжигаемого топлива в механическую за счет энергии пара. Механическая энергия в свою очередь трансформируется в электроэнергию посредством генераторов электрического тока. Альтернативной можно считать газотурбинную схему получения электричества, где на вал турбины поступает не перегретый пар, а продукты сгорания газозвоздушной смеси.

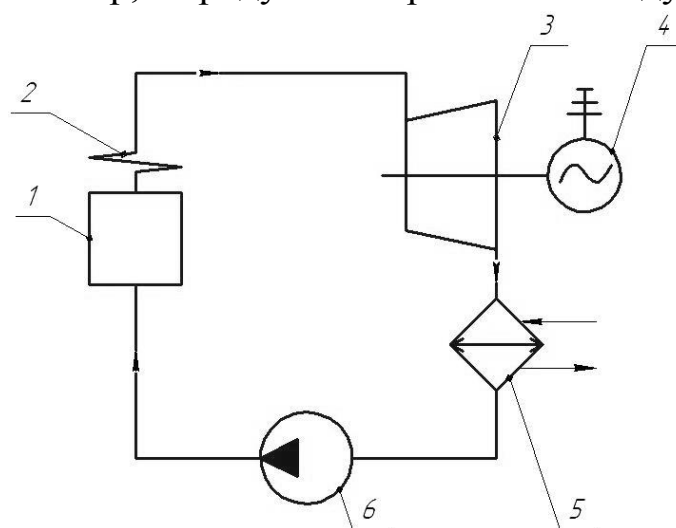


Рис. 3.3. Принципиальная схема паросиловой установки: 1 – паровой котел; 2 – пароперегреватель; 3 – паровая турбина; 4 – электрогенератор; 5 – конденсатор; 6 – питательный насос.

Согласно данным на конец 2020 года, около 78 % мощности тепловых электростанций России представлено электростанциями с паротурбинными установками: 16 % — с парогазовыми установками, 5 % — с газотурбинными установками и лишь около 1 % — с установками других типов.

Отдельным классом можно выделить микротурбины, применяемые в системах автономного электроснабжения. Данный тип оборудования представляет собой газовую турбину в компактном исполнении с возможностью получения электрической мощности до нескольких десятков кВт.

При получении электрической энергии на гидроэлектростанциях применяются гидравлические турбины, преобразующие потенциальную энергию воды, воздействующей на лопатки, в механическую работу вала.

В связи с активным развитием «зеленых» технологий все большее распространение получают ветряные турбины, представляющие собой устройства для преобразования кинетической энергии ветрового потока в механическую энергию вращения ротора с последующим её преобразованием в электрическую энергию.

Широким направлением в использовании турбомашин являются газотурбинные двигатели, где вращение турбины происходит за счет продуктов сгорания топливно-воздушной смеси, однако, в отличие от схемы получения электричества, в двигателях часть энергии расходуется на сжатие воздуха в компрессоре, а оставшаяся часть передается на приводимый агрегат или используется для создания реактивной тяги. Эта часть работы двигателя считается полезной. Подобные двигатели имеют большую удельную мощность до 6 кВт/кг [7].

Наибольшее распространение газотурбинные, а в частности турбореактивные, двигатели получили в сфере авиации и ракетостроения, однако подобные двигатели могут использоваться и на судах или в железнодорожных установках. Турбореактивный двигатель является

единственным воздушно-реактивным двигателем, с которым воздушное судно может взлетать без помощи ускорителя.

На базе газотурбинных двигателей построена работа газоперекачивающих аппаратов. Газоперекачивающий агрегат предназначен для компримирования природного газа на компрессорных станциях газопроводов и подземных хранилищ газа для транспортировки его по магистральным газопроводам. В его основе могут лежать как авиационные, так и судовые двигатели.

Рабочий процесс газотурбинных агрегатов осуществляется в несколько этапов. Перекачиваемый газ по газопроводу через всасывающий трубопровод агрегата поступает в центробежный нагнетатель. Здесь происходит компримирование газа и его подача в нагнетательный коллектор компрессорной станции. Приводом механизма сжатия газа как раз является газотурбинный двигатель, использующий в качестве топлива очищенный и приведенный к рабочему давлению перекачиваемый газ. Очищенный атмосферный воздух поступает на вход газотурбинного двигателя, снабженного традиционными техническими средствами подготовки и сжигания топливовоздушной смеси. Продукты сгорания, имеющие высокую температуру и давление и, следовательно, обладающие большой энергией, формируют газовый поток, энергия которого, в конечном итоге, преобразуется в механическую работу. Именно она и используется для приведения в действие центробежного нагнетателя. При движении газового потока через проточную часть газотурбинного двигателя уменьшается его энергия, и снижаются температура и давление. После этого отработанный газ через выхлопную систему выходит в атмосферу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Калинкевич Н. В. Турбомашины. Основы теории : Учебник / Н. В. Калинкевич, И. А. Мельник. – Сумы : Изд-во Сумский государственный университет, 2017. – 311 с. - ISBN 978-966-657-678-4.

2. Холодильные машины: Учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур» / Под общ. ред. Л.С.Тимофеевского. СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.

3. Хетагуров В.А., Слугин П.П., Воронцов М.А., Кубанов А.Н. Опыт и перспективы применения турбодетандерных агрегатов на промышленных технологических объектах газовой промышленности России // Газовая промышленность. – 2018. - №11. – С. 14 – 22.

4. Клименко А.В., Агабабов В.С., Борисова П.Н., Петин С.Н. Термодинамическая эффективность использования детандер-генераторных агрегатов на станциях технологического уменьшения давления транспортируемого природного газа // Теплофизика и аэромеханика. – 2017. – т. 24. - № 6. – С. 961 – 968.

5. Научно-технологические инновации в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в вузе: материалы Всероссийской научно-технической конференции, 14 – 16 ноября 2017 г. Т. 1. – Калуга: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017. – 232 с.

6. Отчет о функционировании ЕЭС России в 2020 году: Ежегодник. - М. : АО «СО ЕЭС», 2021. – 36 с.

7. Газотурбинные технологии: Юбилейный выпуск / Под ред. В. Чепкина. – Рыбинск : Газотурбинные технологии, 2012. – 52 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. КОМПРЕССОРНЫЕ ТУРБОМАШИНЫ.....	5
1.1. ТЕРМИНОЛОГИЯ, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ.....	5
1.2. УРАВНЕНИЯ ОДНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ РАБОЧЕГО ВЕЩЕСТВА	6
1.3 УРАВНЕНИЕ РАБОТЫ	10
1.4. УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ.....	11
1.5. ПАРАМЕТРЫ ТОРМОЖЕНИЯ.....	12
1.6. УРАВНЕНИЕ РАСХОДА	13
1.7. УРАВНЕНИЕ МОМЕНТОВ КОЛИЧЕСТВА ДВИЖЕНИЯ.....	15
1.8. УСТРОЙСТВО ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ	16
1.9. БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА.....	20
1.10. РАБОЧИЕ КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА	21
1.11. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ РАБОТЫ.....	24
1.12. ВНУТРЕННЯЯ МОЩНОСТЬ СТУПЕНИ.....	29
1.13. КОЭФФИЦИЕНТ РЕАКТИВНОСТИ СТУПЕНИ	31
1.14. БЕЗЛОПАТОЧНЫЙ ДИФФУЗОР	33
1.15. ЛОПАТОЧНЫЙ ДИФФУЗОР.....	36
1.16. ОБРАТНЫЙ НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ	37
1.17. ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ. УСТРОЙСТВО И ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ	39
1.18. БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА	42
1.19. КОЭФФИЦИЕНТ РЕАКТИВНОСТИ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА.....	43
2. РАСШИРИТЕЛЬНЫЕ ТУРБОМАШИНЫ	46
2.1. ТЕРМИНОЛОГИЯ, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ.....	46
2.2. УСТРОЙСТВО РАСШИРИТЕЛЬНЫХ ТУРБОМАШИН	48

2.3. ИЗОБРАЖЕНИЕ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ В ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ДИАГРАММАХ.....	50
2.4. БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАСШИРИТЕЛЬНЫХ ТУРБОМАШИН.....	55
2.5. ВНУТРЕННЯЯ МОЩНОСТЬ ТУРБОДЕТАНДЕРА	56
2.6. КОЭФФИЦИЕНТ РЕАКТИВНОСТИ СТУПЕНИ ТУРБОДЕТАНДЕРА	57
2.7. ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РЕАКТИВНОСТИ НА КИНЕМАТИКУ ПОТОКА.....	58
3. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТУРБОМАШИН	62
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	69

Данилов Михаил Михайлович
Апицына Ольга Сергеевна

Турбомашины низкотемпературных систем
Учебно-методическое пособие

В авторской редакции

Редакционно-издательский отдел Университета ИТМО

Зав. РИО

Н.Ф. Гусарова

Подписано к печати

Заказ №

Тираж

Отпечатано на ризографе

Редакционно-издательский отдел
Университета ИТМО
197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49, литер А