

Министерство образования и науки Российской Федерации

САНКТ–ПЕТЕРБУРГСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ  
ПЕТРА ВЕЛИКОГО

---

*Н. И. САДОВСКИЙ, А. В. ЗУЕВ, Л. Я. СТРИЖАК,*

*А. А. ЛЕБЕДЕВ*

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ,  
ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РОТОРЫ  
ТУРБОКОМПРЕССОРОВ**

Учебное пособие

Санкт-Петербург  
2018

УДК 621.515 (075.8)  
ББК 31.363я73  
Г 156

Рецензенты

Кандидат технических наук, доцент СПбПУЮ. В. Кожухов  
Доктор технических наук, главный конструктор РЭПХ В. К. Юн

А в т о р ы:

Н. И. Садовский, А. В. Зуев, Л. Я. Стрижак, А. А. Лебедев

**Определение осевых усилий, действующих на роторы турбокомпрессоров:**  
учеб. пособие / Н. И. Садовский [и др]. - СПб., 2018.- 60с.

В пособие изложены основные положения методики определения осевого усилия, действующего на рабочее колесо центробежного компрессора, по распределению давлений по дискам рабочего колеса, получаемых численным расчетом на ЭВМ течения вязкого потока в осевых зазорах и лабиринтных уплотнениях интегральным методом с использованием эмпирических корректирующих функций.

Приводится описание алгоритма, примеры подготовки данных, результаты тестовых расчетов для определения осевых усилий, действующих на ротор многоступенчатого центробежного компрессора при различном расположении рабочих колес и разгрузочных устройств.

Излагается методика определения осевых усилий, действующих на роторы осевых компрессоров, и методика определения давлений по высоте лопаток рабочих колес.

Учебное пособие предназначено для студентов вузов, изучающих дисциплины: «Турбокомпрессоры», «Динамика, прочность и надежность энергетических машин», «САПР и методы проектирования» обучающихся по профилям 13.03.03\_06 «Компрессорные и холодильные машины и установки» и 13.03.03\_11 «Компрессорные и холодильные машины и установки и газотранспортные сети нефтегазовой отрасли» направления подготовки бакалавров 13.03.03 «Энергетическое машиностроение», по программам 13.04.03\_05 «Вакуумная и компрессорная техника физических установок» и 13.04.03\_10 «Компрессоры оборудование и газотранспортные сети в нефтегазовой отрасли» направления подготовки магистров 13.04.03 «Энергетическое машиностроение», по программе 15.06.01\_10 «Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы», направления подготовки аспирантов 15.06.01 «Машиностроение», а так же соответствует специальности научных работников 05.04.06 – «Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы».

Табл. 1. Ил. 16. Библиогр.: 10 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета  
Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

© Санкт-Петербургский политехнический  
университет Петра Великого, 2018

## ВВЕДЕНИЕ

Определение величины осевого усилия, действующего на ротор многоступенчатого центробежного компрессора (ЦК) на различных режимах его работы, является залогом надежной работы упорного подшипника, воспринимающего результирующее осевое усилие. С ростом разности давлений между входом и выходом из рабочих колес возрастающее влияние на суммарное осевое усилие оказывает его составляющая от различного распределения давлений по наружным поверхностям дисков рабочих колес из-за отличия направления течения в осевых зазорах по покрывному и основному дискам. Излагаемая методика определения осевого усилия в центробежных компрессорах предусматривает расчет вязкого течения в осевых зазорах между корпусом и дисками рабочих колес и позволяет найти распределение давлений по поверхностям дисков в указанных зазорах как для промежуточных ступеней, где направление потока протечки в осевом зазоре по покрывному диску от периферии к центру и по основному диску от центра к периферии, так и для концевых ступеней, где направление течения в осевых зазорах по обоим дискам, как правило, от периферии к центру.

Разработанная методика использует экспериментальные данные по распределению давлений, полученных при исследовании центробежных ступеней на стенде замкнутого контура кафедры «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» при различных числах Рейнольдса, различных значениях осевых зазоров различной шероховатости дисков рабочих колес и корпуса, для определения корректирующих функций в распределении скоростей по ширине осевого зазора. Полученные статистической обработкой экспериментальных данных корректирующие функции, используемые в методике расчета, учитывают влияние числа Рейнольдса, изменение величины зазора по длине, величину протечек, радиальную протяженность зазоров, перепады давлений в зазорах, топологию

шероховатости на подвижной и неподвижной боковых стенках осевого зазора.

Расчет вязкого течения выполняется совместно для осевых зазоров между дисками рабочих колес и корпусом и лабиринтных уплотнений на основными на покрывном дисках, что позволяет определить величину протечек через уплотнения, осевую и окружную составляющие скорости потока протечки в щелях при входе или выходе из осевого зазора.

Программы расчета на ЭВМ разработаны для наиболее распространенных схем роторов с односторонним расположением колес и разгрузочным устройством (думмисом) на концевом участке ротора, а также с противоположным расположением рабочих колес и с различными конструкциями лабиринтных уплотнений между группами рабочих колес.

В пособии излагается также методика определения осевых усилий, действующих на роторы осевых компрессоров. Представлена методика определения давлений по высоте лопаток рабочих колес осевых компрессоров.

## **1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РОТОРЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ**

### **1.1. Основные положения при рассмотрении течения газа в осевых зазорах между вращающимися дисками и неподвижным корпусом**

Осевое усилие для любой схемы ротора в основном определяется суммированием усилий, действующих на рабочие колеса. Для расчета усилий необходимо предварительно выполнить термогазодинамический расчет компрессора с определением параметров газа в контрольных сечениях по проточной части (на входе и выходе рабочих колес и ступеней) и рассчитать вязкое течение газа в осевых зазорах между корпусом и рабочими колесами для нахождения распределения давлений по наружным поверхностям колес.

Для промежуточных ступеней компрессора из-за противоположного направления течения в осевых зазорах и разных граничных условий распределение давлений по радиусу дисков в зазоре различно. Для концевых ступеней, несмотря на одинаковое направление течения и граничные условия, различный характер распределения давлений в зазорах связан с неравенством величины протечек в зазорах. В обоих случаях разное распределение давлений приводит к дополнительной составляющей осевого усилия от рабочего колеса.

При течении в осевом зазоре от периферии к центру для покрывного диска промежуточной и концевой ступени, а также для основного диска концевой ступени граничные условия на входе в осевой зазор определяются окружной составляющей абсолютной скорости потока  $c_{u2}$  и давлением на выходе из решетки рабочего колеса  $p_2$ . По направлению течения относительная величина окружной составляющей скорости  $c_u / \omega r$  без учета вязкости должна возрастать из условия постоянства момента количества движения потока в осевом зазоре  $c_u r = const$ . Для традиционных центробежных ступеней компрессоров, когда  $c_{u2} \leq u_2$ , при течении от периферии к центру подвижная стенка (поверхности рабочего колеса) совершает положительную работу, т. е. увеличивает момент количества движения потока. Работа сил трения на неподвижной стенке зазора приводит к уменьшению момента количества движения потока. Суммарное влияние этих факторов зависит от геометрии осевого зазора  $s / r_2$ , относительной величины  $c_{u2} / u_2$ , расхода потока протечки и числа Рейнольдса, а также величины и характера шероховатости и может приводить как к уменьшению, так и к увеличению относительной величины окружной составляющей скорости  $c_u / \omega r$ .

При радиальном течении от центра к периферии, характерном для основного диска промежуточной ступени, граничные условия определяются на радиусе лабиринтного уплотнения после расчета вязкого течения в самом лабиринтном уплотнении. Расчеты и исследования показывают, что окружная

составляющая потока на входе в осевой зазор у основного диска, т.е на выходе из лабиринтного уплотнения обычно  $c_u / \omega r < 0,1$ . Силы трения на подвижной поверхности совершают работу, направленную на увеличение момента количества движения потока, а на неподвижной стенке уменьшают окружную составляющую скорости. В результате окружная составляющая скорости в зазоре у основного диска возрастает по направлению течения и на выходе (на радиусе  $r_2$ ) составляет  $c_u / \omega r \approx 0,3 \dots 0,5$  в зависимости от геометрических соотношений зазора, расхода потока перетечки, числа Рейнольдса и шероховатости.

Распределение давлений по радиусу в осевых зазорах определяется в первом приближении из упрощенных уравнений равновесия  $(1/\rho) dp / dr \approx c_u^2 / r$  и зависит от средней по ширине зазора окружной составляющей скорости потока, которая на основании предыдущего рассмотрения различна в осевых зазорах со стороны покрывного диска ( $c_{иср}$  больше или меньше  $c_{u2}$ ) и основного диска ( $c_{иср} < c_{u2}$ ).

Данная методика расчета вязкого течения использует подход [2], в котором полагается, что течение в зазоре осесимметричное, зазор между диском и корпусом гидравлически «узкий», т.е. его ширина  $s$  значительно меньше протяженности зазора  $(r_2 - r_y)$ , пограничные слои занимают всю ширину зазора и смыкаются в его середине на всей радиальной протяженности (рис.1.1). Изменением плотности газа по длине зазора пренебрегаем.

## **1.2. Учет шероховатости стенок зазора между вращающимися дисками и корпусом**

Предполагается, что поверхности дисков рабочего колеса (РК) и стенок корпусных деталей обработаны точением и имеют определенную топологию шероховатости, представляющую собой чередование спиральных (близких к концентричным) выступов и впадин (рис.1.2). Эта шероховатость

имеет различные характеристики по разным координатным направлениям. В радиальном направлении она характеризуется средним арифметическим

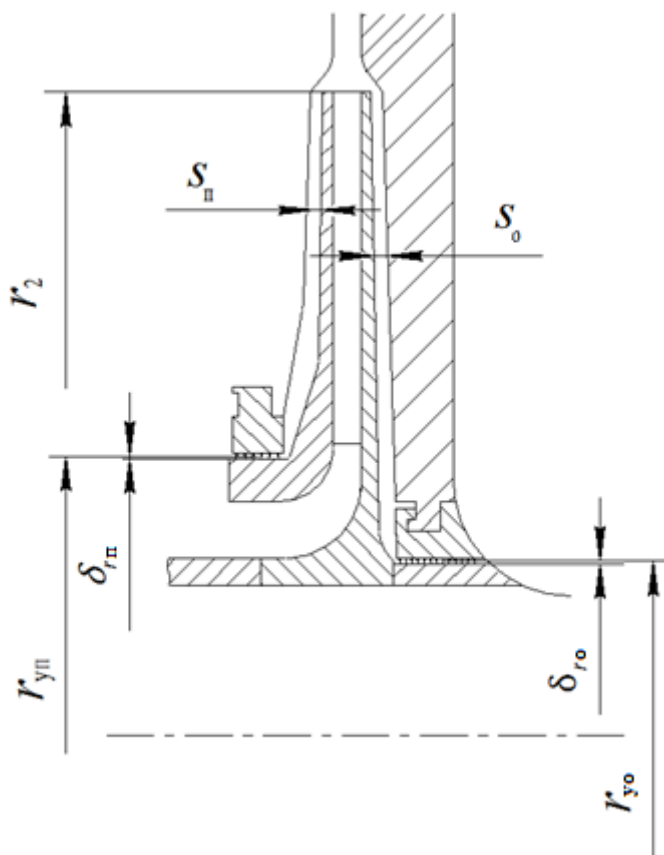


Рис.1.1. Радиальные и осевые зазоры в центробежной ступени:

$r_2$  – наружный радиус рабочего колеса;  $r_{уп}$  – радиус уплотнения покрывного диска;  $\delta_{rp}$  – радиальный зазор в уплотнении покрывного диска;  $S_p$  – осевой зазор между покрывным диском и корпусом;  $r_{yo}$  – радиус уплотнения основного диска;  $\delta_{ro}$  – радиальный зазор в уплотнении основного диска;  $S_o$  – осевой зазор между основным диском и корпусом

отклонением профиля  $R_a$  (ГОСТ 2309-73) [1]. В окружном направлении шероховатость определяется состоянием боковой поверхности гребешка, которая не зависит от его размеров и может быть связана с вибрацией технологической системы при обработке и состоянием режущей кромки инструмента. Следовательно, шероховатость точеной поверхности имеет разные взаимно независимые характеристики в окружном и радиальном

направлениях и коэффициенты сопротивления такой поверхности различны в этих направлениях. Вектор окружной составляющей скорости  $c_u$  направлен по касательной к боковой поверхности профиля гребешка и коэффициент сопротивления определяется шероховатостью этой части гребешка. В радиальном направлении, где вектор радиальной составляющей скорости  $c_r$  направлен по нормали к средней линии гребешка, коэффициент сопротивления определяется высотой и формой гребешка.

Для учета влияния шероховатости используется метод дискретных элементов [9]. В соответствии с этим методом любую реальную шероховатую поверхность, состоящую из выступов и впадин, можно моделировать поверхностью, состоящей из гладких участков и элементов шероховатости определенной формы, из условия равенства коэффициентов сопротивления обеих поверхностей.

Натурная шероховатость (см. рис.1.2) от токарной обработки поверхности аппроксимируется концентричными выступами в радиальном направлении в виде равностороннего треугольника высотой  $k_{hr} = 2R_{ar}$  с размером основания  $a_{hr} = 2k_{hr} / \text{tg}60^\circ$  и шагом между вершинами  $t_r = a_{hr}$ , в окружном – размерами  $k_{hu}$ ,  $a_{hu}$ ,  $t_u$ , определяемыми величиной  $2R_{au}$  на боковой поверхности гребешка,  $R_{ar} \gg R_{au}$ .

В работе [6] рекомендуется натурную шероховатость поверхности в виде плотно расположенных выступов и впадин (в том числе поверхности с песочной шероховатостью) моделировать поверхностью, состоящей из гладких участков и выступов с высотой бугорков 0,2 от натурной высоты и равным шагом между вершинами для натурной и модельной поверхностей. Это приводит к смещению границы, соответствующей впадинам на натурной поверхности на 0,8 от высоты бугорков в направлении их вершин. Участок граничной поверхности между двумя рядом расположенными выступами является участком гидравлически гладкой поверхности.



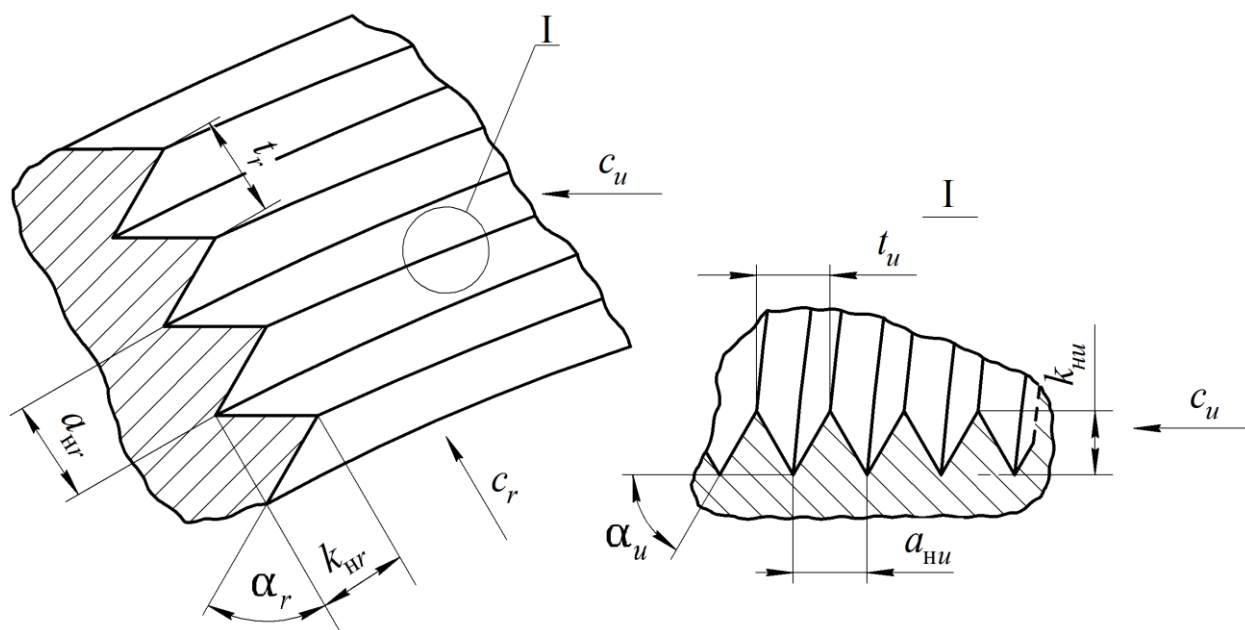


Рис.1.2. Натурная шероховатость поверхностей дисков и корпуса;  
 $a_{nr}, k_{nr}, t_r, \alpha_r$  – основание, высота, шаг между вершинами и угол при основании равносторонних треугольников натурной шероховатости в радиальном направлении;  $a_{nu}, k_{nu}, t_u, \alpha_u$  – основание, высота, шаг между вершинами и угол при основании равносторонних треугольников натурной шероховатости в окружном направлении

Такое моделирование действительной шероховатости при плотном расположении бугорков позволяет получить равные коэффициенты сопротивления для натурной и модельной поверхностей. Если реальная шероховатость соответствует схеме на рис.1.3, то модельная поверхность совпадает с натурной. При этом в качестве модельной шероховатости (см. рис.1.3) выбирается: в радиальном направлении – поверхность, состоящая из чередующихся кольцевых гладких участков и треугольных выступов; в окружном – из чередующихся радиально направленных треугольных выступов и гладких участков.

Полную силу сопротивления на шероховатой стенке представляем как сумму сил трения на гладких участках и сил, связанных с обтеканием элементов шероховатости. Представим реальную шероховатость с помощью модель-

ной. Равносторонний треугольник имеет основание  $a_M = 2k_M / \text{tg}60^\circ$ , длина гладкого участка  $t - a$  (рис.1.4). Эти зависимости общие для обоих координатных направлений.

Введем некоторые величины, характеризующие осевой зазор с шероховатыми стенками.

Размеры модельной шероховатости:

в радиальном направлении  $-k_r, a_{Mr}, t_r, \alpha_r$ ;

в окружном направлении  $-k_u, a_{Mu}, t_u, \alpha_u$ ;

$a_{Mr}, k_r, t_r, \alpha_r$  – основание, высота, шаг между вершинами и угол при основании равносторонних треугольников модельной шероховатости в радиальном направлении;

$a_{Mu}, k_u, t_u, \alpha_u$  – основание, высота, шаг между вершинами и угол при основании равносторонних треугольников модельной шероховатости в окружном направлении.

Коэффициент уменьшения объема гладкой щели или коэффициент загромождения

$$\beta_m = \frac{V - V_k}{V}, \quad (1.1)$$

где  $V = rd\varphi drs$  – объем щели осевого зазора шириной  $s$  без учета шероховатости;

$V_k$  – объем, занимаемый выступами шероховатости;

– для радиального направления

$$V_{kr} = \left[ \frac{a_{Mrs} \cdot k_{Mrs}}{2t_{rs}} + \frac{a_{Mro} \cdot k_{Mro}}{2t_{ro}} \right] rd\varphi dr ;$$

– для окружного направления

$$V_{ku} = \left[ \frac{a_{Mus} \cdot k_{Mus}}{2t_{us}} + \frac{a_{Mu0} \cdot k_{Mu0}}{2t_{u0}} \right] rd\varphi dr .$$

Первое слагаемое в скобках двух последних выражений относится к поверхности дисков соответственно в радиальном и окружном направлениях, второе слагаемое - к поверхности корпуса в обоих направлениях.

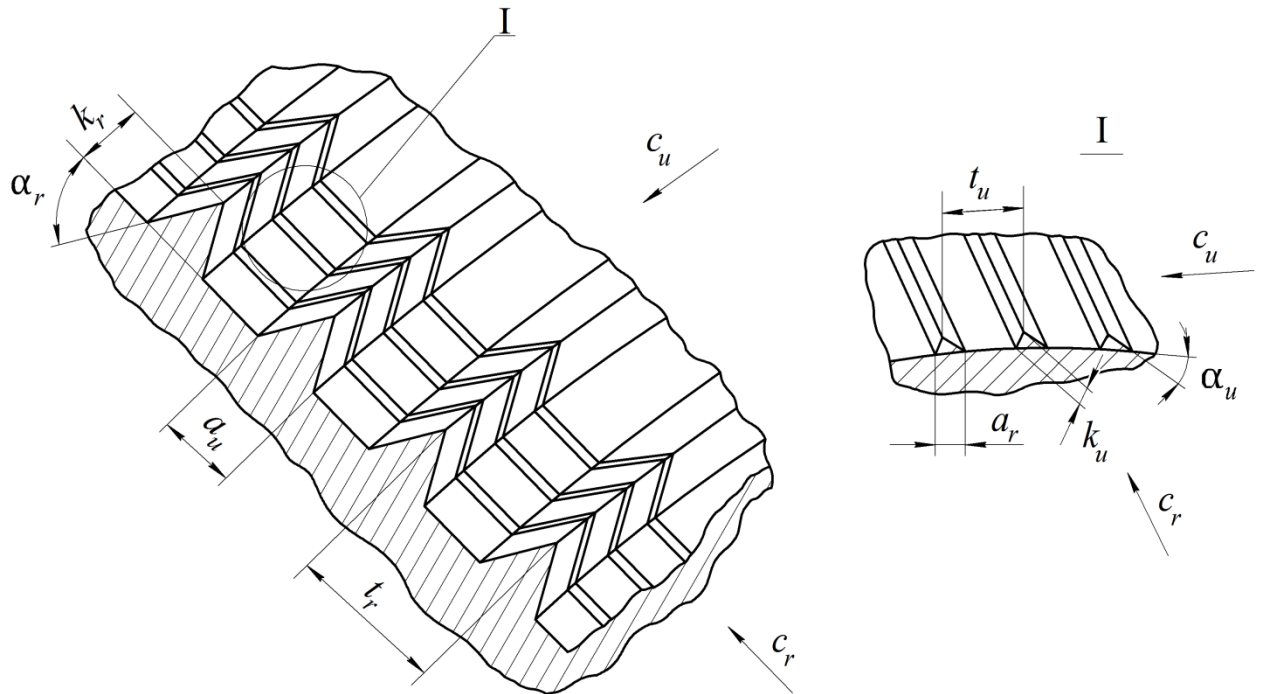


Рис.1.3. Модельная шероховатость поверхностей дисков и корпуса

Окончательно коэффициент загромождения в радиальном направлении получим в виде

$$\beta_{mr} = 1 - \left( \frac{a_{Mrs} \cdot k_{Mrs}}{2st_{rs}} + \frac{a_{Mro} \cdot k_{Mro}}{2st_{ro}} \right), \quad (1.2)$$

где индексы *s* и *o* относятся соответственно к диску и корпусу.

Коэффициент загромождения в окружном направлении выражается аналогично

$$\beta_{mu} = 1 - \left( \frac{a_{Mus} \cdot k_{Mus}}{2st_{us}} + \frac{a_{Muo} \cdot k_{Muo}}{2st_{uo}} \right). \quad (1.3)$$

Полный коэффициент загромождения

$$\beta_m = \beta_{mu} \cdot \beta_{mr}. \quad (1.4)$$

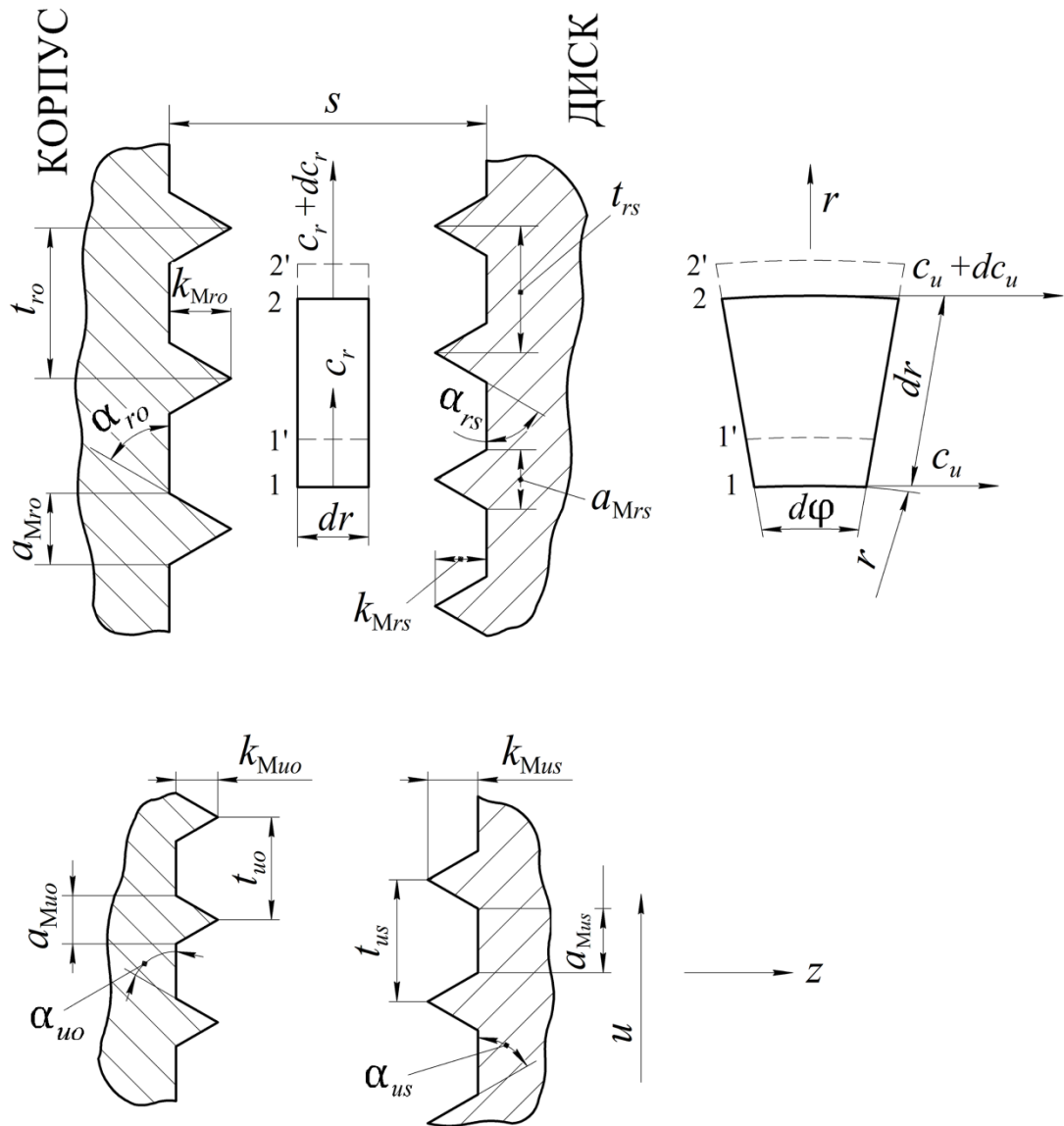


Рис.1.4. Схема течения в осевом зазоре

Коэффициент уменьшения площади гладкой поверхности представим как

$$\beta_t = \frac{(F - F_k)}{F}, \quad (1.5)$$

где  $F = r d\varphi dr$  — полная площадь без учета бугорков шероховатости;

$F_k$  — площадь, занимаемая основанием бугорка шероховатости:

– для радиального направления

$$F_k = (a_{Mr} r \beta_r d\varphi) (dr/t_r),$$

– для окружного направления

$$F_k = (a_{Mu} r \beta_r d\varphi) (dr/t_u).$$

Тогда коэффициент уменьшения площади гладкой поверхности в радиальном направлении

$$\beta_{tr} = 1 - \frac{a_{Mr}}{t_r} \quad (1.6)$$

Аналогично коэффициент уменьшения площади гладкой поверхности в окружном направлении

$$\beta_{tu} = 1 - \frac{a_{Mu}}{t_u} \quad (1.7)$$

### 1.3. Расчет течения вязкого газа в зазоре

#### между вращающимися дисками и корпусом

Расчет вязкого течения газа выполняется интегральным методом с использованием уравнений неразрывности, количества и момента количества движения.

При допущении о смыкании пограничных слоев в середине зазора на всей его протяженности (приближение узкого зазора) получим уравнение расхода протечки через осевой зазор между поверхностями диска РК и корпусом

$$2\pi\beta_m \left( \int_0^{s/2} c_r dz + \int_{s/2}^s c_r dz \right) = \bar{V}_{пр}, \quad (1.8)$$

где  $\bar{V}_{пр}$  – объемный расход протечки.

Для установившегося течения изменение момента количества движения выделенного элементарного объема газа во времени равно разности моментов количества движения в объемах 1-1' и 2-2' (см. рис.1.4)

$$d(mc_u r)/dt = d(r^2 c_u c_r) \rho d\varphi dz$$

Элементарный момент внешних сил для шероховатой поверхности равен сумме моментов сил трения на гладком участке и профильного сопротивления элемента шероховатости

$$dM = dM_{\text{гл}} + dM_{\text{пр}}$$

Уравнение момента количества движения получим в виде

$$\beta_m \left[ \frac{d}{dr} \left( r^2 \int_0^{s/2} c_r c_u dz + r^2 \int_{s/2}^s c_r c_u dz \right) \right] = \frac{r^2}{\rho} (\tau_{zus} \beta_{tus} - \tau_{zuo} \beta_{tuo}) + 0,5r^2 \left( c_{Dus} \frac{1-\beta_{tus}}{a_{Mus}} \int_{s-k_{Mus}}^s (\omega r - c_u)^2 dz - c_{Duo} \frac{1-\beta_{tuo}}{a_{Muo}} \int_0^{k_{Muo}} c_u^2 dz \right), \quad (1.9)$$

где  $\tau_{zus}$  и  $\tau_{zuo}$  – соответственно касательные напряжения в окружном направлении на диске и корпусе;  $\beta_{tus}$ ,  $\beta_{tuo}$  – соответственно коэффициенты уменьшения площади гладкой поверхности на диске и корпусе в окружном направлении;  $c_{Dus}$ ,  $c_{Duo}$  – соответственно коэффициенты профильного сопротивления на диске и корпусе в окружном направлении.

Соотношение между  $c_u$  и  $\omega r$  учитывается в дальнейшем при преобразовании приведенного уравнения к его численному аналогу. При этом если  $c_u > \omega r$ , то знаки перед напряжением трения на гладкой поверхности  $\tau_{zus}$  и коэффициентом силы трения элемента шероховатости  $c_{Dus}$  меняются на обратные.

Для установившегося течения уравнение изменения количества движения в радиальном направлении

$$d(c_r m)/dt = d(c_r^2 r) \rho d\varphi dz = dF_r,$$

где  $dF_r$  – проекция равнодействующей всех элементарных внешних сил на радиальное направление.

Равнодействующую всех внешних элементарных сил можно представить в виде суммы

$$dF_r = dF_{ц} + dF_p + dF_c,$$

где  $dF_{ц}$  – центробежная сила;

$dF_p$  – сила от перепада давлений;

$dF_c$  – сила сопротивления течению, равная сумме силы трения на гладком участке и силы профильного сопротивления элемента шероховатости.

После интегрирования по ширине канала получим уравнение количества движения в радиальном направлении

$$\beta_m \frac{1}{r} \left[ \frac{d}{dr} \left( \int_0^{s/2} c_r^2 dz + \int_{s/2}^s c_r^2 dz \right) - \left( \int_0^{s/2} c_u^2 dz + \int_{s/2}^s c_u^2 dz \right) \right] = -\frac{\beta_m s}{\rho} \frac{dp}{dr} + \frac{\tau_{zrs} \beta_{trs} - \tau_{zro} \beta_{tro}}{\rho} + 0,5 \left( c_{Drs} \frac{1 - \beta_{trs}}{a_{Mrs}} \int_{s-k_{Mrs}}^s c_r^2 dz - c_{Dro} \frac{1 - \beta_{tro}}{a_{Mro}} \int_0^{k_{Mro}} c_r^2 dz \right), \quad (1.10)$$

где  $\tau_{zrs}$  и  $\tau_{zro}$  соответственно касательные напряжения в радиальном направлении на диске и корпусе;  $c_{Drs}$  и  $c_{Dro}$  – соответственно коэффициенты сопротивления в радиальном направлении на диске и корпусе;  $\beta_{trs}$ ,  $\beta_{tro}$  – соответственно коэффициенты уменьшения площади гладкой поверхности в радиальном направлении на диске и корпусе.

В уравнениях (1.9) и (1.10)  $c_D = F_{ц} / (1/2 \rho S_{ц} c^2)$  – коэффициент силы сопротивления элемента шероховатости, где  $F_{ц}$  – сила сопротивления при обтекании бугорка шероховатости,  $c$  – скорость обтекания;  $S_{ц}$  – площадь проекции элемента, перпендикулярная вектору скорости  $c$ .

Таким образом, система уравнений (1.8), (1.9) и (1.10) описывает, с учетом указанных допущений, течение в зазоре при шероховатых стенках. Для решения полученной системы уравнений необходимо знать распределение скоростей по ширине зазора, напряжения трения на стенках  $\tau_{zr}$ ,

$\tau_{zu}$  и коэффициент профильного сопротивления элемента шероховатости  $c_D$ , а также граничные условия на одном из концов зазора.

В работе [7] коэффициент сопротивления  $c_D$  для двухмерных плохо обтекаемых тел определен на основании данных [4] с помощью зависимости

$$c_D = 0,22 \lg \left( \frac{2k_M}{s} \right) + 0,8, \quad (1.11)$$

где  $k_M$  – модельная высота выступов шероховатости;  $s$  – ширина осевого зазора между диском и корпусом.

Уравнения для распределения скоростей и напряжений трения приняты из [2]:

– у вращающегося диска

$$\frac{\omega r - c_u}{V_*'} = A \left[ \frac{V_*'(s - z)}{\nu} \right]^m;$$

$$\rho V_*'^2 = \tau_{zu|z=s}; \quad (1.12)$$

– у стенки корпуса

$$\frac{c_u}{V_*} = A \left( \frac{V_* z}{\nu} \right)^m;$$

$$\rho V_*^2 = \tau_{zu|z=0}, \quad (1.13)$$

где  $A = 8,74; m = 1/7$  выбраны на основании анализа чисел Рейнольдса в осевых зазорах рабочего колеса,

$$\text{Re} = \frac{c_u 2s}{\nu} = 1 \cdot 10^5 \dots 1 \cdot 10^6,$$

для которых справедливы выбранные величины констант;

$V_*$ ,  $V_*'$ , – динамическая скорость соответственно на корпусе и на диске;

$\nu$  – кинематическая вязкость;

$s$  – ширина зазора;



$z$  – расстояние от стенки;

$$\left(\tau_{zu}/\tau_{zr}\right)|_{z=0} = (c_u/c_r)|_{z \rightarrow 0}; \left(\tau_{zu}/\tau_{zr}\right)|_{z=s} = \left[(\omega r - c_u)/c_r\right]|_{z \rightarrow s}. \quad (1.14)$$

Профили скоростей были аппроксимированы степенными зависимостями:

–у вращающегося диска

$$c_r = \left[ c_{r0} + \alpha' \omega r (1-Y) \left(1 - \frac{s-z}{\delta}\right)^2 \right] \cdot \left(\frac{s-z}{\delta}\right)^m;$$

$$c_u = \omega r \left[ 1 - (1-Y) \cdot \left(\frac{s-z}{\delta}\right)^m \right]; \quad (1.15)$$

–у стенки корпуса

$$c_r = \left[ c_{r0} - \alpha' \omega r Y \left(\frac{1-z}{\delta'}\right)^2 \right] \cdot \left(\frac{z}{\delta'}\right)^m;$$

$$c_u = \omega r Y (z/\delta')^m, \quad (1.16)$$

где  $Y = c_{u0}/\omega r$  – относительная окружная составляющая скорости потока в середине бокового зазора;

$c_{r0}$  и  $c_{u0}$  – составляющие скорости при  $z = \delta'$  и  $s - z = \delta$ ;

$\delta = \delta'$  –толщина пограничного слоя на диске и корпусе, равная половине ширины зазора;

$\alpha'$  – экспериментальный коэффициент, в общем виде равный:

–у стенки

$$\alpha' = c_{r0}/\omega r Y - (\tau_{zr}/\tau_{zu})|_{z=0};$$

–у вращающегося диска

$$\alpha' = (\tau_{zr}/\tau_{zu})|_{z=s} - c_{r0}/\omega r (1-Y).$$

Аппроксимирующие зависимости для коэффициента  $\alpha'$  были получены в [4] по результатам экспериментальных исследований течения газа в осевых зазорах рабочих колес промежуточных центробежных ступеней в диапазоне чисел  $Re_u = 10^6 \dots 10^8$ ,  $M_u \approx 0,6$ . По результатам обработки экспериментальных данных были получены аппроксимирующие зависимости для коэффициента  $\alpha'$  для двух видов течения:

–к центру

$$\alpha' = 0,166 \left( \frac{|\bar{q}|}{\Delta \bar{p}^{-0,25} \psi_T} \right)^{0,0625} + \frac{1,1}{Re_u^{0,03125}} \cdot \frac{1 - \bar{r}_i^{-0,5}}{1 - \bar{r}_y}; \quad (1.17)$$

– от центра

$$\alpha'_{i+1} = \alpha_1 + 3,45 \frac{q^{-0,0875}}{Re_u^{0,188}} \cdot r_{i+1}^{-0,5}, \quad (1.18)$$

где

$$\alpha_1 = 0,0613 \bar{r}_y; \quad \Delta \bar{p} = \frac{p_H - p_K}{\rho u_2^2}; \quad \bar{q} = \frac{\bar{m}_{пр}}{2\pi \omega r_2^2 s_2};$$

$$\psi_T = \frac{c_{u2}}{u_2}; \quad Re_u = \frac{r_2 u_2}{\nu}; \quad \bar{r}_i = \frac{r_i}{r_2}; \quad \bar{r}_y = \frac{r_y}{r_2};$$

$s_2$  – ширина осевого зазора на наружном радиусе колеса у покрывного или основного дисков;

$p_H, p_K$  – соответственно давления на входе и выходе из бокового зазора;

$\bar{m}_{пр}$  – массовый расход протечки.

Для течения к центру граничные условия выбираются на радиусе  $r_2$ , где  $p_H = p_2$ , для течения от центра граничные условия определяются на радиусе уплотнения  $r_{yp}$  после решения системы уравнений движения для щели лабиринтного уплотнения.

#### 1.4. Уравнения течения газа в щели лабиринтного уплотнения

Рассмотрим лабиринтное уплотнение как коаксиальную щель с шероховатыми стенками из чередующихся гладких участков и концентрических выступов. Модельное представление натурального лабиринтного уплотнения (рис.1.5) дает возможность рассматривать силу сопротивления течению в осевом направлении также из двух составляющих: силы трения гладкого участка и силы профильного сопротивления при обтекании выступа. В окружном направлении влиянием шероховатости пренебрегаем и рассматриваем только сопротивление трения гидравлически гладкой поверхности.

Система уравнений для течения в лабиринтном уплотнении получена по аналогии с течением в осевых зазорах. Предполагается, что течение турбулентное, осесимметричное и пограничные слои смыкаются в середине радиального зазора

$$\beta_{ml} \frac{d}{dz} \left( \int_0^{0,5\Delta_{Mr}} c_z c_u dr + \int_{0,5\Delta_{Mr}}^{\Delta_{Mr}} c_z c_u dr \right) = \frac{\tau_{ru\Delta} - \tau_{ruo}}{\rho}; \quad (1.19)$$

$$\begin{aligned} \beta_{ml} \frac{d}{dz} \left( \int_0^{0,5\Delta_{Mr}} c_z^2 dr + \int_{0,5\Delta_{Mr}}^{\Delta_{Mr}} c_z^2 dr \right) &= -\beta_{ml} \frac{\Delta_{Mr}}{\rho} \frac{dp}{dz} + \frac{\tau_{rz\Delta} \beta_{\tau z\Delta} - \tau_{rzo} \beta_{\tau zo}}{\rho} + \\ &+ \frac{1}{2} \left( c_{Dz\Delta} \frac{1 - \beta_{\tau z\Delta}}{a_{Mz\Delta}} \int_{\Delta_{Mr} - h_{MrS}}^{\Delta_{Mr}} c_z^2 dr - c_{Dzo} \frac{1 - \beta_{\tau zo}}{a_{Mzo}} \int_0^{h_{MrO}} c_z^2 dr \right); \end{aligned} \quad (1.20)$$

$$\beta_{ml} \frac{d}{dz} \left( \int_0^{0,5\Delta_{Mr}} c_z dr + \int_{0,5\Delta_{Mr}}^{\Delta_{Mr}} c_z dr \right) = 0, \quad (1.21)$$

где  $\Delta_{Mr} = h_{MrS} + \delta_r$ ;  $h_{MrS}$  – модельная высота гребешка в лабиринтном уплотнении;  $\delta_r$  – радиальный зазор в лабиринтном уплотнении;  $\beta_{ml}$  – коэффициент уменьшения площади гладкой поверхности в лабиринтном уплотнении;  $\tau_{ru\Delta}$  и  $\tau_{ruo}$  – соответственно касательные напряжения на подвижной и неподвижной

частях лабиринтного уплотнения в окружном направлении;  $\tau_{rz\Delta}$  и  $\tau_{rzo}$  - соответственно касательные напряжения на подвижной и неподвижной частях лабиринтного уплотнения в осевом направлении.

Анализ результатов расчетов течения вязкого газа в лабиринтных уплотнениях дифференциальным методом, представленный в [10], показывает, что активная струя имеет сечение, соответствующее примерно величине двойного радиального зазора в уплотнении. В остальном пространстве межребешковых камер существует слабо выраженное вихревое течение с малым уровнем скорости; на этом основании модельная высота гребешка в лабиринтном уплотнении принимается равной величине радиального зазора  $h_{Mrs} = \delta_r$ .

$h_{Mr0}$  – модельная высота гребешка шероховатости гладкой стенки лабиринтного уплотнения, которая принимается аналогично стенкам осевого зазора. Коэффициенты загромождения гладкой поверхности выступами лабиринтов  $\beta_{ml}$  и  $\beta_\tau$  определяются аналогично коэффициентам  $\beta_{mr}$  и  $\beta_{mi}$  для осевого зазора.

При решении уравнений (1.19)–(1.21) используются выражения для профиля окружной составляющей скорости:

– у вращающегося цилиндра

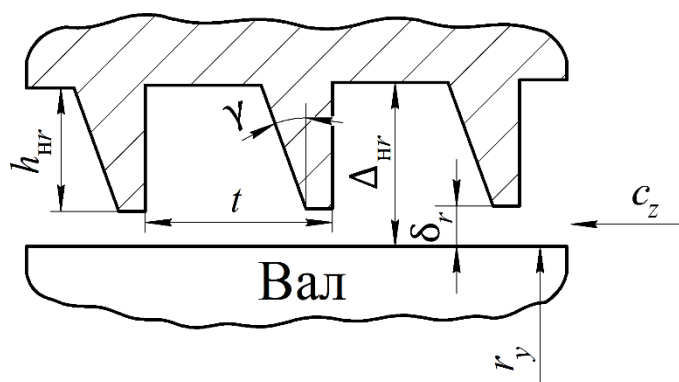
$$c_u = \omega r \left[ 1 - (1 - Y) \left( \frac{\Delta_{Mr} - \sigma}{\delta} \right)^m \right];$$

– у стенки корпуса

$$c_u = \omega r Y (\sigma / \delta')^m,$$

где  $Y = c_{u0} \frac{\omega}{r}$ ;  $\delta = \delta' = \Delta_{Mr} / 2$  – толщины пограничного слоя на вращающейся стенке и на корпусе;  $c_{u0}$  – окружная составляющая скорости при  $\sigma = \Delta_{Mr} / 2$ ;  $\sigma$  – текущее значение координаты по оси  $r$ ;  $m$  – показатель степени.

а)



б)

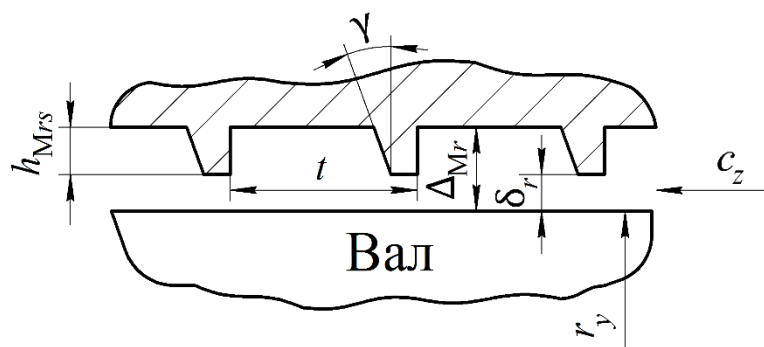


Рис.1.5. К расчету течения в лабиринтном уплотнении: а – натурное уплотнение; б – модельное представление для расчета

Для осевой составляющей скорости принимаем степенной профиль, подобный профилю при течении в трубе:

– у неподвижной стенки

$$c_z = c_{z0} \cdot (\sigma / \delta')^m;$$

– у вращающегося цилиндра

$$c_z = c_{z0} \cdot \left( \frac{\Delta_{Mr} - \sigma}{\delta} \right)^m,$$

где  $c_{z0}$  – осевая составляющая скорости при  $\sigma = \frac{\Delta_{Mr}}{2}$ .

Связь скоростей и напряжений на стенке аналогична течению в осевом зазоре у рабочего колеса.

Для решения уравнений (1.19)–(1.21) необходимо знать граничные условия на входе в щель лабиринтного уплотнения.

Для течения от центра к периферии выбор граничных условий при расчете потока в лабиринтном уплотнении сводится к определению давления на входе в уплотнение  $p_{\text{н}}$ , так как чаще всего начальная закрутка  $Y_{\text{н}} = 0$ . Значение  $p_{\text{н}}$  определяется термогазодинамическим расчетом ступени.

Граничные условия для лабиринтного уплотнения в случае течения от периферии к центру определяются на радиусе  $r_{\text{упп}}$  после решения уравнений (1.9) и (1.10) для течения в осевом зазоре.

Система уравнений (1.8), (1.9), (1.10) приводится к двум уравнениям относительно окружной составляющей скорости и давления по радиусу

$$\frac{dY}{dr} = f(\bar{r}, \bar{s}, \bar{q}, \psi_{\tau}, \text{Re}, c_{Du}, \beta_{tu}, \beta_m); \quad (1.22)$$

$$\frac{d\bar{p}}{dr} = f(\bar{r}, \bar{s}, \bar{q}, \psi_{\tau}, \text{Re}, c_{Dr}, \beta_{tr}, \beta_m). \quad (1.23)$$

Аналогично преобразуются уравнения (1.19)–(1.21) относительно окружной составляющей скорости и давления потока по осевой координате уплотнения  $z$ . Коэффициент профильного сопротивления элемента уплотнения  $c_{Dz} = 13,3$  определен по результатам статистической обработки экспериментальных данных по перепаду давлений на лабиринтных уплотнениях.

Полученные уравнения решаются методом Рунге-Кутты с учетом граничных условий. Блок-схема расчета по предлагаемой методике представлена на рис.1.6. Результатом расчета по вышеприведенной методике является распределение статических давлений в осевых зазорах рабочего колеса и окружной составляющей скорости потока по радиусу. При решении уравнений, описывающих течение в лабиринтных уплотнениях, получаем распределение давлений и окружной составляющей скорости по длине уплотнения.

После решения уравнений и нахождения окружной составляющей скорости в середине зазора определяются моменты трения в боковых зазорах рабочих колес и лабиринтных уплотнениях обоих дисков по выражениям

$$M_{\text{тр д}} = 2\pi \int_{r_y}^{r_2} \tau_{zu|z-s} r^2 dr, \quad (1.24)$$

$$M_{\text{тр у}} = 2\pi r_y \int_0^l \tau_{zu} dl. \quad (1.25)$$

где  $M_{\text{тр д}}$  – момент трения радиального участка диска;

$M_{\text{тр у}}$  – момент трения в лабиринтном уплотнении;

$l$  – длина лабиринтного уплотнения.

Суммарные относительные потери на трение дисков без учета обода рабочего колеса определяются следующим выражением:

$$\beta'_{\text{тр}} = \frac{(M_{\text{тр пд}} + M_{\text{тр од}} + M_{\text{тр уп}} + M_{\text{тр уо}})\omega}{\pi\Phi\rho_0^* r_2^2 u_2^3 \Psi_T},$$

где  $M_{\text{тр пд}}$  – момент трения радиального участка покрывного диска;

$M_{\text{тр од}}$  – момент трения радиального участка основного диска;

$M_{\text{тр уп}}$  – момент трения осевого участка покрывного диска;

$M_{\text{тр уо}}$  – момент трения участка вала под уплотнением;

$\Phi$  – условный коэффициент расхода;

$\rho_0^*$  – плотность на входе в рабочее колесо по полным параметрам.

Для расчета относительных потерь трения обода рабочего колеса  $\beta_{\text{тр.об}}$  используется эмпирическая зависимость

$$\beta_{\text{тр.об}} = \frac{5}{2} \frac{b_{\text{об}}}{r_2} \beta'_{\text{тр}}, \quad (1.26)$$



Рис.1.6. Блок-схема расчета течения вязкого газа в осевых зазорах

где  $b_{об}$  – суммарная толщина основного и покрывного дисков на радиусе  $r_2$ ;

$\beta'_{тр}$  – суммарные относительные потери на трение дисков рабочего колеса и на трение в лабиринтных уплотнениях без учета обода.

Таким образом,

$$\beta_{тр.об} = (\beta_{тр.плд} + \beta_{тр.од} + \beta_{тр.уп} + \beta_{тр.уо}) \cdot \frac{5 b_{об}}{2 r_2}; \quad (1.27)$$

$$\beta_{тр} = \beta'_{тр} + \beta_{тр.об},$$

где  $\beta_{тр.плд}$  - относительные потери трения радиального участка покрывного диска;



$\beta_{\text{тр од}}$  - относительные потери трения радиального участка основного диска;  
 $\beta_{\text{тр уп}}$  – относительные потери трения в уплотнении покрывного диска;  
 $\beta_{\text{тр уо}}$  – относительные потери трения в уплотнении основного диска;  
 $\beta_{\text{тр}}$  – суммарные относительные потери на трение в ступени.

### **1.5. Расчет осевого усилия для роторов с различным расположением рабочих колес**

В общем случае суммарное осевое усилие ротора определяется алгебраической суммой усилий, действующих на рабочие колеса, на разгрузочное устройство ротора (думмис), на поверхности ротора, расположенные между рабочими колесами, на поверхности концевых участков ротора, определяемых его конструкцией[5].

Разработанная методика расчета позволяет найти суммарное осевое усилие, действующее на основном участке ротора с рабочими колесами, за исключением его концевых участков от лабиринтного уплотнения на валу за думмисом до выходного торца вала, и от входного торца вала до лабиринтного уплотнения перед первым рабочим колесом.

Расчет осевых усилий реализован для трех схем роторов:

– ротор с односторонним расположением колес, думмисом и байпасной магистралью, соединяющей камеру всасывания первой ступени с полостью после думмиса (рис.1.7);

– ротор с противоположным расположением рабочих колес схема “спина к спине”, с байпасной магистралью для разгрузки осевого усилия, соединяющей промежуточную камеру в уплотнениях между секциями со всасывающей камерой первой ступени(рис.1.8);

– ротор с противоположным расположением рабочих колес, межсекционным уплотнением и думмисом на концевом участке ротора (рис.1.9).

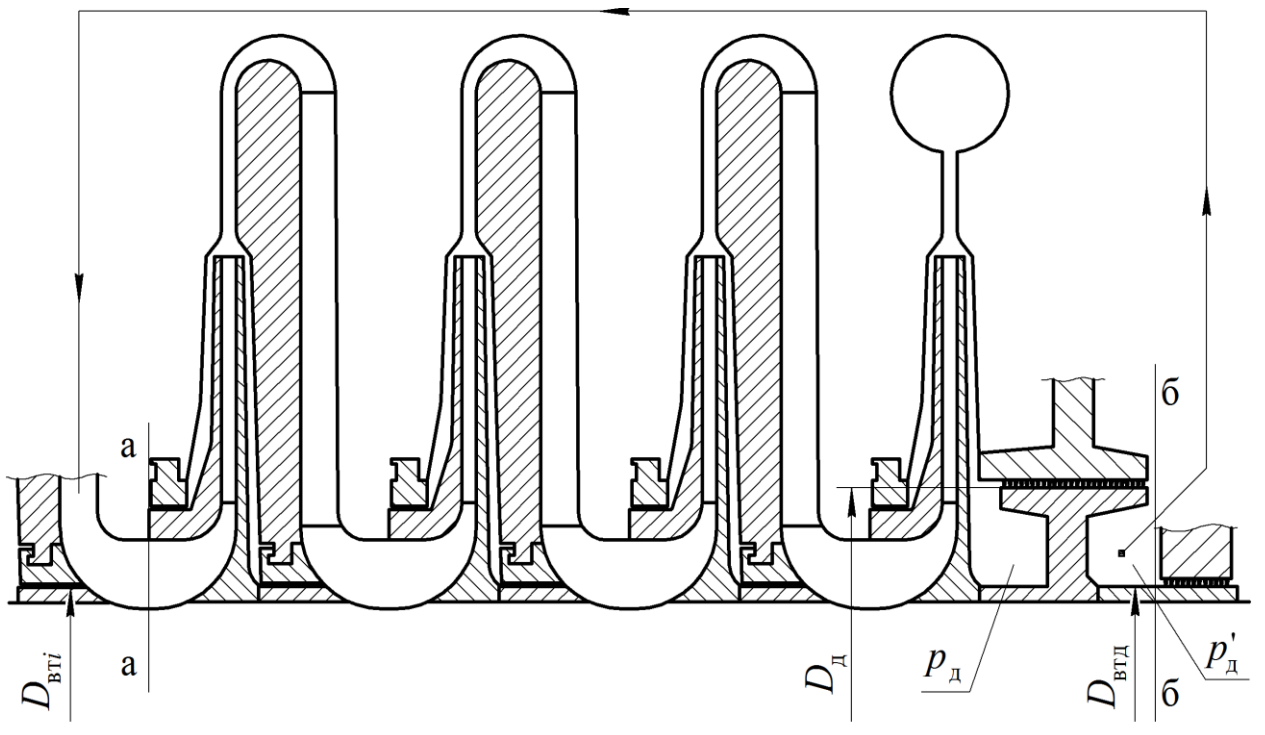


Рис.1.7. Схема ротора с односторонним расположением рабочих колес  
сдвумисом

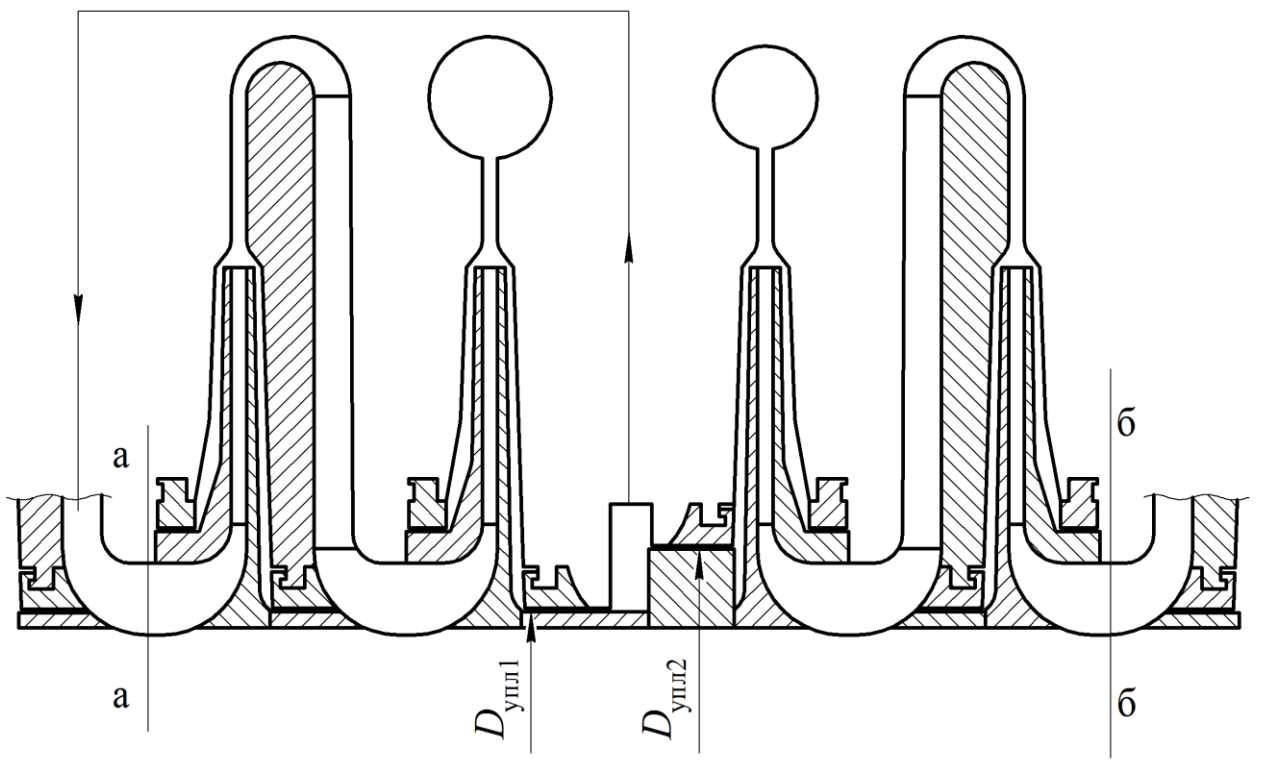


Рис.1.8. Схема ротора с противоположным расположением рабочих колес байпасной магистралью между всасывающей камерой первой ступени уплотнением между секциями

Схема на рис.1.9 отличается от схемы на рис.1.8 отсутствием промежуточной камеры в уплотнении. Полость за думмисом соединяется со всасывающей камерой первой ступени байпасной магистралью, как и в схеме на рис.1.7.

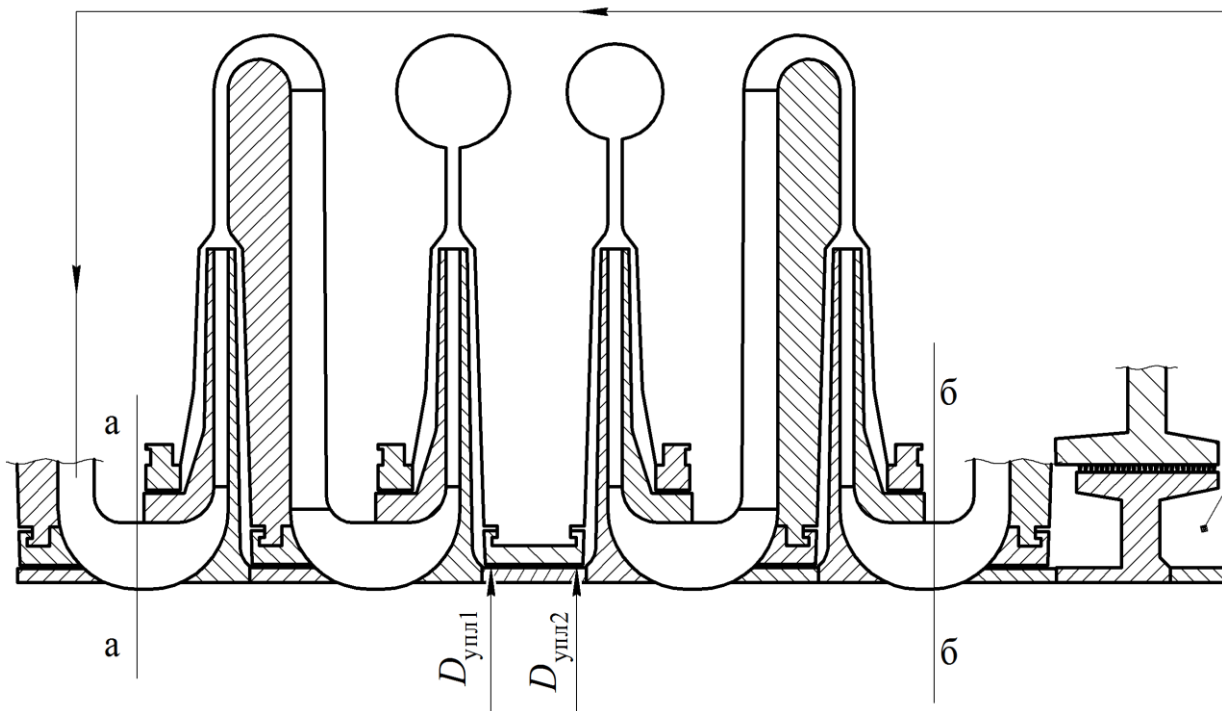


Рис.1.9. Схема ротора с противоположным расположением рабочих колес с байпасной магистралью между всасывающей камерой первой ступени думмисом

При расчете предусмотрена возможность подбора в диалоговом режиме соответствующих диаметров цилиндрических поверхностей для обеспечения необходимой величины суммарного осевого усилия, задаваемого конструктором.

Для схемы на рис.1.7 необходимое осевое усилие обеспечивается подбором соответствующего диаметра думмиса. Для схемы на рис.1.8 осевое усилие корректируется подбором диаметров ступенчатого межсекционного уплотнения с различным  $D_{упл1}$  и  $D_{упл2}$  (упрощенный вариант при  $D_{упл1} = D_{упл2}$ ). Для схемы на рис.1.9 для достижения заданного осевого усилия можно

изменять диаметры уплотнений  $D_{\text{упл1}}$  и  $D_{\text{упл2}}$ , а также диаметр думмиса, расположенного на концевом участке ротора.

В расчете учитываются усилия от рабочих колес и усилия, действующие на соответствующие поверхности ротора, ограниченные сечениями а–а и б–б.

В общем случае осевое усилие, направленное в сторону всасывания (положительное направление) и действующее на участок ротора с закрытым рабочим колесом, представляет собой алгебраическую сумму пяти составляющих

$$F_{\text{рк } i} = F_0' + F_{\text{од}} - R_{\text{в}} - F_{\text{пд}} - F_{\text{вх}}, \text{ Н.}$$

1. Усилие, действующее на поверхность участка ротора, ограниченную диаметрами  $D_{\text{вт } i}$  и  $D_{\text{вт } (i+1)}$  (рис.1.10),

$$F_0' = p_0' \frac{\pi}{4} (D_{\text{уод } i}^2 - D_{\text{вт } (i+1)}^2), \text{ Н,}$$

где  $p_0'$  – давление на выходе из ступени, Н/м<sup>2</sup>;

$D_{\text{уод } i}$  – диаметр поверхности под лабиринтным уплотнением на стороне основного диска, м;

$D_{\text{вт } (i+1)}$  – наименьший диаметр поверхности ротора, образующий проточную часть ступени на выходе, м.

2. Усилие, действующее в осевом зазоре основного диска:

$$F_{\text{од}} = 2\pi \int_{D_{\text{уод } i}}^{D_2} p_{\text{од}} r dr, \text{ Н,}$$

где  $p_{\text{од}}$  – переменное по радиусу давление в осевом зазоре у основного диска, рассчитываемое по программе, Н/м<sup>2</sup>.

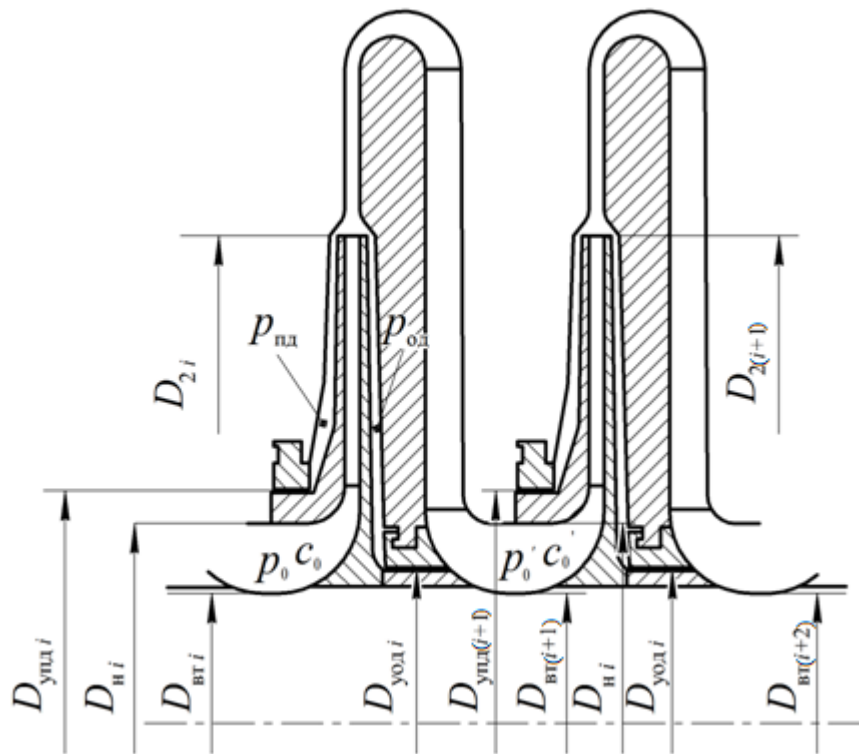


Рис.1.10. Участок ротора с обозначением характерных размеров для расчета осевых усилий

$D_{вт(i+1)}$  – наименьший диаметр поверхности ротора, образующий проточную часть ступени на выходе, м.

### 3. Реакция втекания

$$R_B = \bar{m} c_0, \text{ Н,}$$

где  $\bar{m} = \frac{\pi}{4} \Phi D_2^2 u_2 \rho_0^*$  – массовый расход через рабочее колесо, кг/с,

$c_0 = \frac{u_2 \Phi \rho_0^*}{\rho_0 (\bar{D}_{нi}^2 - \bar{D}_{втi}^2)}$  – осевая скорость на входе в колесо, м/с;  $\rho_0^*$  и  $\rho_0$  – задаются из

термогазодинамического расчета.

$\bar{D}_{втi}$  – наименьший диаметр поверхности ротора, образующий проточную часть ступени на входе в рабочее колесо, м (для первой ступени принимается равным диаметру лабиринтного уплотнения перед всасывающей камерой или равным нулю при осевом всасывании), (рис.1.10);

$$\bar{D}_н = \frac{D_н}{D_2}, \bar{D}_{вт} = \frac{D_{вт}}{D_2}.$$

4. Усилие, действующее в осевом зазоре покрывного диска:

$$F_{\text{пд}} = 2\pi \int_{D_{\text{упд}i}}^{D_2} p_{\text{пд}} r dr, \text{ Н},$$

где  $p_{\text{пд}}$  – переменное по радиусу давление в осевом зазоре у покрывного диска, рассчитываемое по программе, Н/м<sup>2</sup>;

$D_{\text{упд}i}$  – диаметр уплотнения покрывного диска, м.

5. Усилие, действующее на поверхность на входе в РК, ограниченную диаметрами  $D_{\text{упд}i}$  и  $D_{\text{вт}i}$ :

$$F_{\text{вх}} = p_0 \frac{\pi}{4} (D_{\text{упд}i}^2 - D_{\text{вт}i}^2), \text{ Н},$$

где  $p_0$  – давление на входе в колесо, Н/м<sup>2</sup>.

В случае использования полуоткрытых рабочих колес (рис.1.11), характер распределения давления в зазоре между лопатками и корпусом на участке от наружного диаметра  $D_2$  до диаметра  $D_{\text{н}}$  определяется посредством эмпирических зависимостей, полученных на основе обработки соответствующих экспериментальных данных или зависимостей [6]

$$F_{\text{пд}} = \frac{\pi}{8} p_2 \left[ D_2^2 - D_{\text{н}}^2 \left( \frac{D_{\text{н}}}{D_2} \right)^2 \right], \text{ Н}.$$

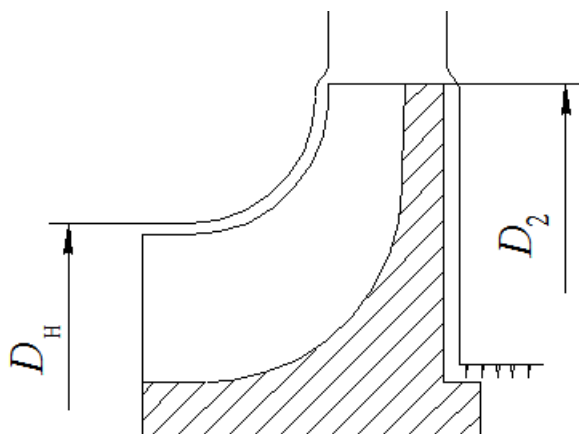


Рис.1.11. Полуоткрытое рабочее колесо

В случае совпадения диаметра уплотнения на стороне основного диска с диаметром вала составляющая  $F_0'$  в уравнении на стр.28отсутствует.

Примечание. При разбиении ротора на участки необходимо строго соблюдать следующее условие:  $D_{вт i}$  предыдущего участка ротора должно быть равно  $D_{вт (i+1)}$  последующего участка. При наличии думмиса для разгрузки осевого усилия суммарное усилие  $F_{а-б}$  (смотри рисунок 1.7) рассчитывается по формуле

$$F_{а-б} = \sum F_{рк i} - F_{д},$$

где  $F_{а-б}$  - осевое усилие на участке ротора а-б, Н (см. рис. 1.7)

$F_{д} = \frac{\pi}{4} (D_{д}^2 - D_{вт д}^2)(p_{д} - p_{д}')$  - осевое усилие, действующее на думмис

$p_{д}$  – давление в камере перед думмисом, принимается равным давлению на радиусе  $R_{д} = \frac{D_{д}}{2}$  в осевом зазоре со стороны основного диска рабочего колеса последней ступени, Н/м<sup>2</sup>;

$p_{д}'$  – давление в пространстве за думмисом, принимается обычно близким к атмосферному давлению для воздушных компрессоров и к давлению всасывания в первую ступень для компрессоров, сжимающих другие газы, Н/м<sup>2</sup>;

$D_{д}$  – наружный диаметр поверхности думмиса, м;

$D_{вт д}$  – диаметр втулки думмиса или лабиринтного уплотнения вала за думмисом, м (см. рис.1.7).

Для получения полного осевого усилия, действующего на ротор компрессора, необходимо учесть усилия на его концевых участках от торцов вала до первого и последнего лабиринтных уплотнений. Расчет этих усилий не представляет затруднений, но связан с конкретной конструкцией ротора. Так, для воздушных компрессоров, у которых отсутствуют специальные гер-

метичные концевые уплотнения, полное осевое усилиеротора можно получить по следующей формуле:

$$F_p = F_{a-b} + \frac{\pi}{4} D_{\text{вт д}}^2 \cdot p_a - \frac{\pi}{4} D_{\text{вт}(i-1)}^2 \cdot p_a, \text{ Н},$$

где  $F_p$  – суммарное осевое усилие ротора с учетом его концевых участков;

$F_{a-b}$  – осевое усилие на участке ротора а–б, Н, (см. рис.1.7);

$D_{\text{вт д}}$  – диаметр лабиринтного уплотнения на валу за думмисом, м;

$D_{\text{вт}(i-1)}$  – диаметр лабиринтного уплотнения на валу перед всасывающей камерой, м.

Для конструкций компрессоров с герметичными концевыми уплотнениями необходимо дополнительно учитывать усилия, создаваемые давлением затворной среды на соответствующие поверхности ротора. При расчете  $F'_0$  для последней ступени перед думмисом вместо  $D_{\text{вт}(i+1)}$  принимается  $D_{\text{вт д}}$ , если схема ротора соответствует рис.1.7.

Для определения результирующего осевого усилия, действующего на упорный подшипник (УП) многовальных компрессоров (рис.1.12), необходимо:

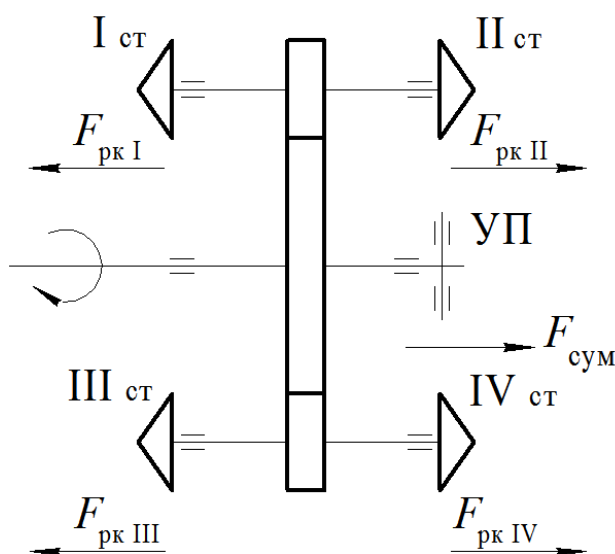


Рис.1.12. Схема двухвального центробежного компрессора



- а) выбрать положительное направление вектора осевого усилия (как правило, в сторону всасывания первой ступени);
- б) определить осевое усилие в каждой ступени компрессора;
- в) определить суммарное осевое усилие, действующее на каждый ротор компрессора, с учетом выбранного в пункте «а» направления;
- г) провести алгебраическое сложение величин осевых усилий каждого ротора с учетом выбранного направления.

### 1.6. Упрощенная методика определения осевого усилия

Для оценочных инженерных расчетов, не требующих высокой точности определения осевых усилий, применительно к центробежным компрессорам с давлением до 15 МПа осевое усилие, действующее на рабочее колесо, может быть определено по упрощенной методике. Суть упрощенной методики состоит в приближенном определении среднего давления в осевом зазоре со стороны покрывного диска между диаметрами  $D_2$ ,  $D_{упд}$  и со стороны основного диска между диаметрами  $D_2$  и  $D_{вод}$ . Для полуоткрытых колес, соответственно, необходимо определить среднее давление со стороны лопаточной решетки колеса между диаметрами  $D_2$  и  $D_n$ . Давление на диаметре уплотнения может быть определено из условия, что угловая скорость вращения потока  $\omega_n$  между вращающимся диском рабочего колеса и корпусом принимается равной половине угловой скорости вращения колеса [6], то есть

$$\omega_n = \frac{\omega_k}{2},$$

и, следовательно, давление на диаметре уплотнения вычисляется как

$$p_{упл} = p_2 - \frac{\rho_2}{8} (u_2^2 - u_{упл}^2),$$

где  $u_{упл} = u_2 \frac{D_{упл}}{D_2}$ , а среднее давление равно

$$P_{\text{д ср}} = \frac{P_2 + P_{\text{упл}}}{2}.$$

Для передней части полуоткрытого колеса между диаметрами  $D_2$  и  $D_n$  можно также использовать линейное распределение давления с определением средней величины как

$$P_{\text{п ср}} = \frac{P_2 + P_0}{2}$$

или воспользоваться зависимостью на стр. 30.

### 1.7. Примеры заполнения файлов исходных данных (INPUT.DAT)

для двух схем расположения рабочих колес на валу ротора и результаты (DISK1.DAT) соответствующих расчетов

Примечание: УПД – уплотнения покрывного диска, УОД – уплотнения основного диска.

**Пример 1** (приведен с расширенными пояснениями к исходным данным). Одностороннее расположение рабочих колес на роторе при проектировании ступеней по заданному  $\psi_{\tau}$ .

с Исходные данные для программы расчета осевых усилий

с Число ступеней

9

с Показатель степени профиля скорости для диапазона с  $Re_u = 10^6 \dots 10^8$

с рекомендуется 0.143

0.143

с Коэффициент в законе трения (для вышеуказанного диапазона  $Re_u$ )

с рекомендуется 8.74

8.74

с Коэффициент расхода лабиринтного уплотнения покрывного диска (сочетание лабиринта и гладкой стенки)

0.8 0.8 0.8 0.8 0.8 0.8 0.8 0.8 0.8

с Коэффициент расхода лабиринтного уплотнения основного диска  
с (сочетание лабиринта и гладкой стенки)

0.8 0.8 0.8 0.8 0.8 0.8 0.8 0.8 0.8

с Признак расположения колес – 1 (см. рис.1.7),

с 2 (см. рис.1.8,1.9);если одностороннее – 1, если спина к спине - 2  
1

с Признак наличия байпасирования для случая расположе-  
с ния колес «спина к спине». При байпасировании с цент-  
с рального уплотнения (см. рис.1.8) – 1,

с при байпасировании после думмиса (см. рис.1.8) –2

с Количество ступеней первой секции для случая располо-  
с жения колес спина к спине2 (для схемы рис.1.7 – 0)

1

с Количество ступеней первой секции для схем 2 и 3, (см.рис.1.8,1.9); (для  
ссхемы рис.1.7 1 –0)

0

с Диаметр рабочих колес  $D_2$ , м

0.485 0.485 0.485 0.485 0.485~0.485 0.485 0.485 0.485

с Число итераций численного метода, рекомендуется – 21

21

с Динамическая вязкостьгаза по ступеням, Н·с/м<sup>2</sup>

0.167E-4 0.167E-40.1675E-40.1675E-40.1675E-40.1675E-40.1675E-40.1675E-  
40.1675E-4

с Точность расчета, рекомендуется – 1 .0E-3

1.0E-3

сСуммарная толщина дисков колеса на диаметре  $D_2$ ,м

0.007 0.007 0.007 0.007 0.007 0.007 0.007 0.007 0.007

с Число оборотов ротора, об/мин

10440

с Диаметр вала,м, перед рабочим колесом

0.178 0.178 0.178 0.178 0.178 0.178 0.178 0.178 0.178

с Диаметр вала, м, за рабочим колесом

0.178 0.178 0.178 0.178 0.178 0.178 0.178 0.178 0.178

с для одностороннего расположения колес диаметр вала за рабочим колесом последней ступени является диаметром вала за думмисом

с Коэффициент теоретического напора

0.668 0.677 0.675 0.69 0.675 0.695 0.745 0.77 0.79

с Коэффициент внутреннего напора

0 0 0 0 0 0 0 0

если расчет ведется по  $\psi_T$  то ему присваиваются численные

с значения, а  $\psi_i$  при этом равен нулю, если расчет ведется по  $\psi_i$  то

с ему присваиваются с численные значения, а  $\psi_T$  при этом равен нулю

с Зазоры в уплотнениях покрывного диска (УПД), м

.25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3

с Зазоры в уплотнениях основного диска (УОД), м

.25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3

с Число гребней в (УПД)

8 8 8 8 8 8 8 8

с Число гребней в (УОД)

6 6 6 6 6 6 6 20

с уплотнением основного диска последней ступени является уплотнение

с думмиса, поэтому число гребней для последней ступени равно числу

с гребней думмиса

с Радиус (УПД), м

0.13 0.13 0.1225 0.1225 0.1225 0.1225 0.1225 0.1225 0.1225

с Радиус (УОД), м

0.13 0.13 0.1225 0.1225 0.1225 0.1225 0.1225 0.1225 0.125

с Начальный диаметр колеса  $D_H$ , м. (см. рис.1.10)

0.2377 0.2377 0.216 0.216 0.216 0.216 0.21 1 0.211 0.211

с Диаметр втулки, м, (см. рис.1.10)

0.164 0.164 0.164 0.164 0.164 0.164 0.164 0.164 0.164

с Шаг между гребнями лабиринта (УПД), на колесе, м, (если гребни  
с отсутствуют– 0)

0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0

с Шаг между гребнями лабиринта (УПД) на корпусе, м,  
с (если гребни отсутствуют – 0)

0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004

с Шаг между гребнями лабиринта (УОД) на валу, м  
с (аналогично покрывному диску)

0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0

с Шаг между гребнями (УОД) на корпусе, м  
с (аналогично покрывному диску)

0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004

с поскольку гребни могут располагаться и на вращающейся и на  
с неподвижной частях уплотнения то численные значения указываются  
с для той части уплотнения, где гребни расположены, для гладкой части - 0

с Шероховатость покрывного диска (ПД),  $R_a$ , м

.25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5

с Шероховатость корпуса в зазоре ПД,  $R_a$ , м

.25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5

с Шероховатость основного диска (ОД),  $R_a$ , м

.25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5

с Шероховатость корпуса в зазоре ОД,  $R_a$ , м

.25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5

с Ширина осевого зазора ПД на диаметре  $D_2$ , м

0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005

с То же на диаметре уплотнения, м

0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005

с Ширина осевого зазора для ОД на диаметре  $D_2$ , м

0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005

с То же на диаметре уплотнения, м

0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005

с Давление на входе в колесо, Па

0.2394E7 0.2738E7 0.3101E7 0.3482E7 0.3902E7 0.4797E7 0.5284E7  
0.5813E7

с Давление на выходе из колеса, Па

0.2647E7 0.2998E7 0.339E7 0.3796E7 0.4222E7 0.5124E7 0.5636E7 0.6188E7

с Давление на выходе из ступени. Па

0.2738E7 0.3101E7 0.3482E7 0.3902E7 0.4331E7 0.5284E7 0.5813E7  
0.2394E7

спри одностороннем расположении колес давление на выходе из последн-  
с ней ступени принимается равным давлению в задуммисной полости

с Условный коэффициент расхода –  $\Phi$

0.02951 0.02726 0.02522 0.02349 0.02189 0.02055 0.01932 0.01829 0.01732

с Относительная окружная составляющая скорости на выходе из колеса  $\bar{c}_{u2}$ ;

если задается коэффициент теоретического напора  $\psi_T$  в первом приближе-  
нии  $\bar{c}_{u2} = \psi_T$  (уточняется при итеративных расчетах); если задается

коэффициент внутреннего напора  $\psi_i$ , то  $\bar{c}_{u2} = \psi_T = \psi_i / (1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$ , при

этом величина  $(1 + \beta_{тр} + \beta_{пр})$  может быть определена по приближенным  
зависимостям

0.6205 0.6274 0.6235 0.635 0.6185 0.6349 0.6778 0.6974 0.712

с Плотность газа на входе в колесо, кг/м<sup>3</sup>

8.44 9.18 9.92 10.66 11.44 12.18 12.96 13.69 14.45

с Плотность газа на выходе из колеса, кг/м<sup>3</sup>

8.99 9.72 10.48 11.24 12. 12.76 13.45 14.2 14.93

с Плотность газа на выходе из ступени, кг/м<sup>3</sup>

9.18 9.92 10.66 11.44 12.18 12.96 13.69 14.45 9.18

спри одностороннем расположении колес плотность на выходе из последнс  
ней ступени принимается равной плотности в задуммисной полости  
с Управление выводом (1 – краткий вывод, 0 – полный с вывод)

0

с Примечание!!! Значения давлений, плотностей, динами-  
с ческой вязкости и условного коэффициента расхода выби-  
с раются из результатов термогазодинамического расчета  
с компрессора, который предшествует данному расчету

Максимальное количество ступеней на валу — 20

Результаты расчета примера 1 (распечатка результатов)

Ступень 1 Число Re- .345063E+08к-т расхода - .295100E-01

Ступень 2 Число Re- .3730S3E+08к-т расхода - .272600E-01

Ступень 3 Число Re- .402254E+08к-т расхода - .252200E-01

Ступень 4 Число Re-.431425E+08к-т расхода -.234900E-01

Ступень 5 Число Re- .460596E+08к-т расхода - .218900E-01

Ступень 6 Число Re- .489767E+08к-т расхода - .205500E-01

Ступень 7 Число Re-.516251E+08к-т расхода-. 193200E-01

Ступень 8 Число Re-.545038E+08к-т расхода -.182900E-01

Ступень 9 Число Re- .573058E+08к-т расхода - .173200E-01

Результаты расчета

Таблица 1

**Составляющие осевого усилия колеса**

I	RBT	FBX	FPD
1	.758321E+03	.675310E+05	.343304E+06
2	.703828E+03	.772347E+05	.389086E+06
3	.975341E+03	.690252E+05	.460042E+06

4	.909239E+03	.775059E+05	.515313E+06
5	.847368E+03	.868547E+05	.573586E+06
6	.795107E+03	.964038E+05	.635153E+06
7	.838363E+03	.106777E+06	.696533E+06
8	.793676E+03	.117617E+06	.766357E+06
9	.751236E+03	.129392E+06	.841648E+06
I	FRD	F01	FSK
1	.346462E+06	.772347E+05	.121028E+05
2	.392592E+06	.874743E+05	.130422E+05
3	.463383E+06	.775059E+05	.108463E+05
4	.519165E+06	.868547E+05	.122914E+05
5	.577470E+06	.964038E+05	.125859E+05
6	.639579E+06	.106777E+06	.140042E+05
7	.701984E+06	.117617E+06	.154523E+05
8	.772435E+06	.129392E+06	.170592E+05
9	.838619E+06	.523687E+05	-.808036E+05

Осевое усилие ротора- .265807E+05 Н

Диаметр думмиса - .244000E+00 м

Перетечки в байпасной магистрали в кг/с - .357939E+00

Относительные перетечки в байпасной магистрали, отнесенные к массовому расходу 1-й ступени - .293414E-01

**Пример 2.** Противоположное расположение рабочих колес на роторе при байпасировании со среднего уплотнения между секциями,

с Исходные данные для программы расчета осевых усилий

с Число ступеней

9

с Показатель степени профиля скорости

0.143

с Коэффициент в законе трения



8.74

с Коэффициент расхода уплотнения

0.8 0.8 0.8 0.8 0.8 0.8 0.8 0.8 0.8

0.8 0.8 0.8 0.8 0.8 0.8 0.8 0.8 0.8

с Признак расположения колес (возможные значения 1,2)

2

с Признак наличия байпасирования (схема 2 и 3, см. рис.1.8,1.9)

1

с Количество ступеней первой секции для схем 2 и 3 (см. рис.1.8,1.9);

с для схемы 1–0 (см. рис.1.7)

5

с Диаметр рабочих колес  $D_2$ , м

0.485 0.485 0.485 0.485 0.485" 0.485 0.485 0.485 0.485

с Число итераций численного метода, рекомендуется – 21

21

с Динамическая вязкость, Н·с/м<sup>2</sup>

0.167E-4 0.167E-4 0.1675E-4 0.1675E-4 0.1675E-4 0.1675E-4 0.1675E-4 0.1675E-4  
40.1675E-4 0.1675E-4

с Точность расчета, рекомендуется – 1.0E-3

1.0E-3

с Суммарная толщина дисков колеса на диаметре  $D_2$ , м

0.007 0.007 0.007 0.007 0.007 0.007 0.007 0.007 0.007

с Число оборотов ротора, об мин

10440

с Диаметр вала, м, перед рабочим колесом

0.178 0.178 0.178 0.178 0.178 0.178 0.178 0.178 0.178

с Диаметр вала, м, за рабочим колесом

0.178 0.178 0.178 0.178 0.178 0.178 0.178 0.178 0.178

с Коэффициент теоретического напора

0.668 0.677 0.675 0.69 0.675 0.695 0.745 0.77 0.79

с Коэффициент внутреннего напора

0 0 0 0 0 0 0 0 0

с Зазоры в уплотнениях покрывного диска (УПД), м

.25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3 .25F.-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3

с Зазоры в уплотнениях основного диска (УОД), м

.25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3 .25E-3

с Число гребней в (УПД)

8 8 8 8 8 8 8 8 8

с Число гребней в (УОД)

6 6 6 6 10 6 6 6 10

с число гребней задается для последней ступени первой секции и

с для последней ступени второй секции, т.е. на участке от торца

с уплотнения добайпасногоотвода,соответственнодля

собеих ступеней

с Радиус (УПД), м

0.13 0.13 0.1225 0.1225 0.1225 0.1225 0.1225 0.1225 0.1225

с Радиус (УОД), м

0.13 0.13 0.1225 0.1225 0.1225 0.1225 0.1225 0.1225 0.125

с Начальный диаметр колеса  $D_n$ , м (см. рис.1.10)

0.2377 0.2377 0.216 0.216 0.216 0.216 0.211 0.211 0.211

с Диаметр втулки, м (см. рис.1.10)

0.164 0.164 0.164 0.164 0.164 0.164 0.164 0.164 0.164

с Шаг между гребнями лабиринта (УПД)рабочего колеса, м (если гребни

отсутствуют – 0)

0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0

с Шаг между гребнями лабиринта (УПД) на корпусе, м

0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004

с Шаг между гребнями лабиринта (УОД)на валу, м

с (аналогично покрывному диску)

0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0 0.0

с Шаг между гребнями (УОД) на корпусе, м

0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004 0.004

с Шероховатость покрывного диска (ПД) м

.25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5

с Шероховатость корпуса в зазоре ПД, м

.25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5

с Шероховатость основного диска (ОД), м

.25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5

с Шероховатость корпуса в зазоре ОД, м

.25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5 .25E-5

с Ширина осевого зазора ПД на диаметре  $D_2$ , м

0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005

с То же на диаметре уплотнения, м

0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005

с Ширина осевого зазора для ОД на диаметре  $D_2$ , м

0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005

с То же на диаметре уплотнения, м

0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005 0.005

с Давление на входе в колесо, Па

0.2394E7 0.2738E7 0.3101E7 0.3482E7 0.3902E7 0 4331E7 0.4797E7  
0.5284E7 0.5813E7

с Давление на выходе из колеса. Па

0.2647E7 0.2998E7 0.339E7 0.3796E7 0.4222E7 0.4674E7  
0.5124E7 0.5636E7 0.6188E7

с Давление на выходе из ступени, Па

0.2738E7 0.3101 E7 0.3482E7 0.3902E7 0.2738E7 0.4797E7  
0.5284E7 0.5813E7 0.2738E7

с давление на выходе из последней ступени первой секции и последней

с ступени второй секции принимается равным давлению в байпасной магистрали

с Условный коэффициент расхода –  $\Phi$

0.02951 0.02726 0.02522 0.02349 0.02189 0.02055 0.01932 0.018290.01732

с Относительная окружная составляющая скорости на выходе из колеса

0.6205 0.6274 0.6235 0.635 0.6185 0.6349 0.6778 0.6974 0.712

с Плотность газа на входе в колесо,  $\text{кг/м}^3$

8.44 9.18 9.92 10.66 11.44 12.18 12.96 13.69 14.45

с Плотность газа на выходе из колеса,  $\text{кг/м}^3$

8.99 9.72 10.48 11.24 12. 12.76 13.45 14.2 14.93

с Плотность газа на выходе из ступени,  $\text{кг/м}^3$

9.18 9.92 10.66 11.44 9\*.18 12.96 13.69 14.45 9.18

с плотность на выходе из последней ступени первой секции и последней

с ступени второй секции принимается равным плотности в байпасной магистрали

с Управление выводом (1 – краткий вывод. 0 – полный вывод)

0

Для примера 2 приведены только конечные результаты расчета.

Осевое усилие ротора - .256039E+05 Н

Радиус уплотнения ступени 5 - .1350E+00 м

Радиус уплотнения ступени 9 - .1200E+00 м

Перетечки в байпасной магистрали в  $\text{кг/с}$  - .102279E+01

Относительные перетечки в байпасной магистрали, отнесенные к массовому расходу 1-й ступени = .174442E-2

### **Расшифровка применяемых сокращений в таблицах результатов расчета (см. также файл insl.txt)**

К таблице 1. Составляющие осевого усилия колеса

РВТ– реакция втекания, Н.

FBX– усилие, действующее на переднюю поверхность участка ротора, ограниченную диаметрами  $D_{\text{упд } i}$  и  $D_{\text{вт } i}$ , Н.

FPD– усилие, действующее в осевом зазоре покрывного диска, Н.

FRD– усилие, действующее в осевом зазоре основного диска, Н.

F01 –усилие, действующее на поверхность, ограниченную диаметрами  $D_{\text{уод } i}$  и  $D_{\text{вт } (i+1)}$ , Н (для схемы на рис.1.7).

F01 – осевое усилие, воспринимаемое поверхностью думмиса между диаметрами  $D_{\text{дум}} = D_{\text{уод } i(i=n)}$  и  $D_{\text{вт } (i+1)} = D_{\text{вт д}}$ , Н.

FSK– суммарное осевое усилие, действующее на участок ротора, включающий рабочее колесо, Н.

## **2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РОТОРЫ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ**

### **2.1. Расчет осевых усилий, действующих на роторы со стороны лопаточного аппарата и торцевых поверхностей**

Осевое усилие, приложенное к ротору осевого компрессора, определяется как равнодействующая сил, действующих на ротор в лопаточном аппарате (ЛА) и на торцевых поверхностях ротора в области всасывания и нагнетания.

Осевое усилие в лопаточном аппарате компрессора является равнодействующей сил, действующих в каждой ступени,

$$P_{\text{ос ЛА}} = \sum_1^n P_{\text{ос ст}_i} \cdot \quad (2.1)$$

Здесь  $n$ – число ступеней в лопаточном аппарате.

Осевое усилие в ступени находится согласно схеме на рис.2.1:

$$P_{oc.ст_i} = p_{2i} \frac{\pi}{4} (D_{H2i}^2 - D_{BT2i}^2) - p_{1i} (D_{H1i}^2 - D_{BT1i}^2) + \frac{p_{1i} + p_{2i}}{2} \frac{\pi}{4} (D_{H1i}^2 - D_{H2i}^2) - \frac{p_{1(i+1)} + p_{2i}}{2} \frac{\pi}{4} (D_{BT1(i+1)}^2 - D_{BT2i}^2) + \bar{m} (c_{z2} - c_{z1}). \quad (2.2)$$

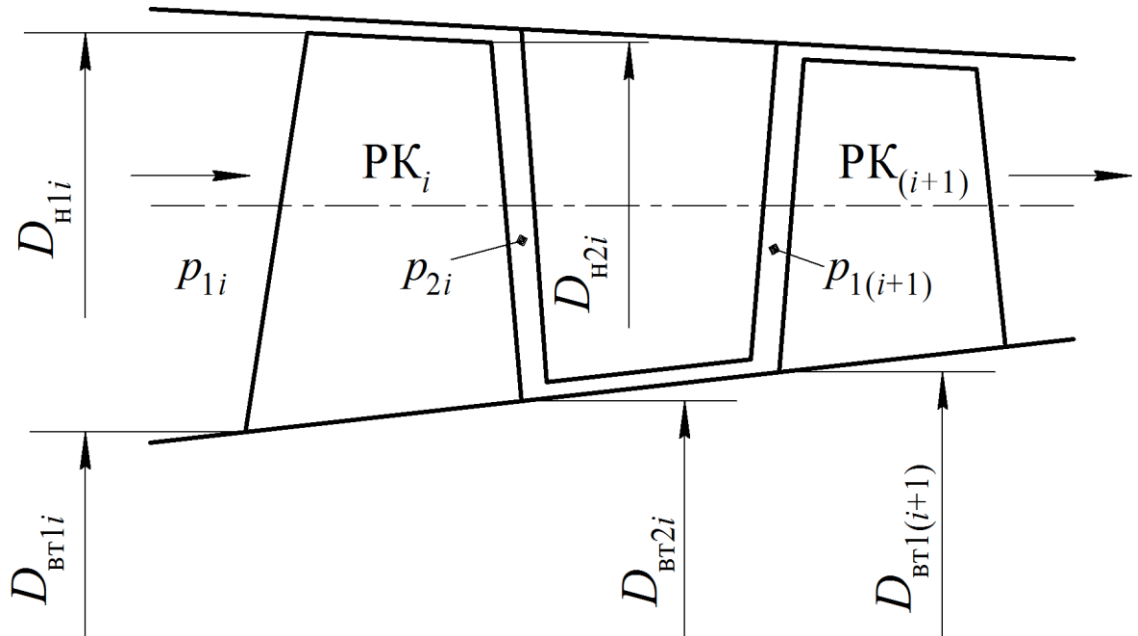


Рис.2.1. Схема для определения осевого усилия в ступени

За положительное направление осевого усилия принимается направление со стороны нагнетания в сторону всасывания.

Здесь:  $P_1$ ,  $P_2$  – статические давления на среднем диаметре перед и за рабочим колесом,  $C_{z1}$ ,  $C_{z2}$  – осевые составляющие скорости на среднем диаметре перед и за рабочим колесом.

Если известно распределение статического давления по высоте лопатки, то осевые силы на входе и выходе рабочего колеса определяются по формуле

$$P_{oc} = 2\pi \int_{R_{BT}}^{R_H} pRdR. \quad (2.3)$$

В этом случае в третьем и четвертом слагаемом формулы (2.2) статические давления принимаются на указанных диаметрах.

Форма проточной части осевого компрессора выбирается в зависимости от требований, предъявляемых к газодинамическим показателям компрессора, его габаритам, технологии изготовления и от характеристик используемых ступеней. Если проточная часть имеет постоянный наружный диаметр  $D_{\text{н}} = \text{const}$  (тип I), то в уравнении (2.2) исчезает третье слагаемое. Если проточная часть имеет постоянный втулочный диаметр  $D_{\text{вт}} = \text{const}$  (тип II), то в уравнении (2.2) исчезает четвертое слагаемое.

Осевые усилия на торцевых поверхностях ротора осевого компрессора авиационных двигателей, исходя из представленной на рис.2.2 схемы, вычисляются следующим образом:

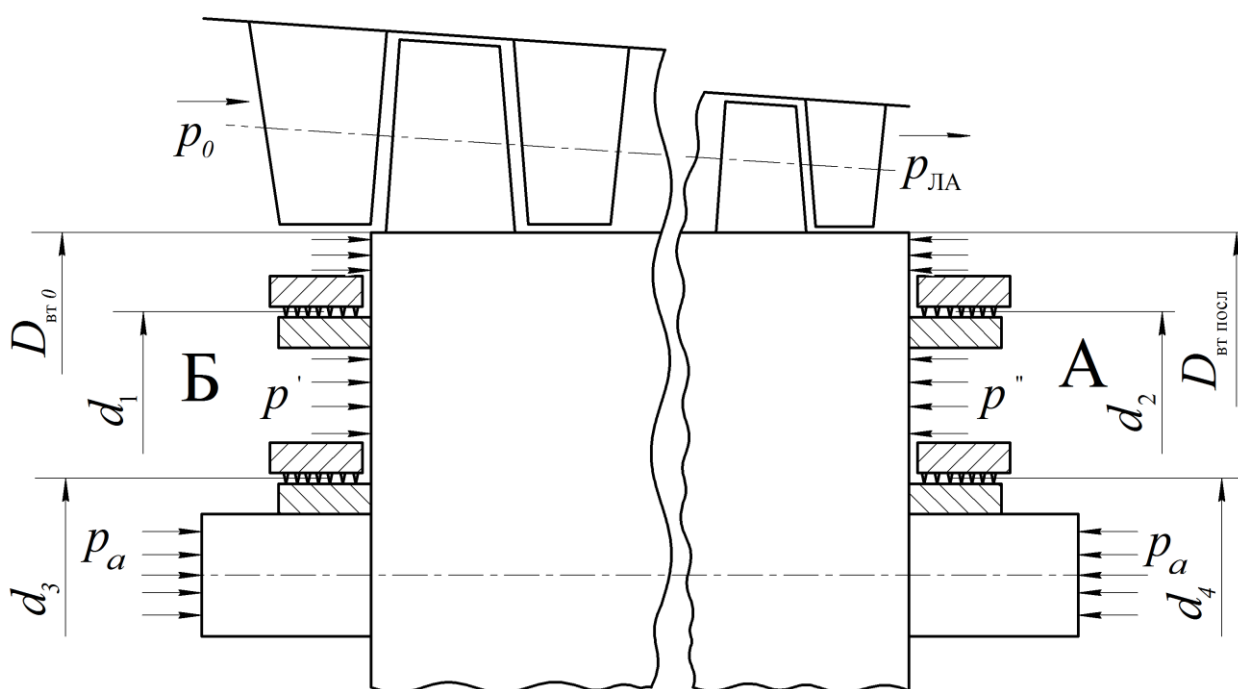


Рис.2.2. Схема для определения осевых усилий на торцевых поверхностях ротора осевого компрессора авиационного двигателя

$$\begin{aligned}
 P_{\text{ос торц}} = & p_{\text{ЛА}} \frac{\pi}{4} (D_{\text{вт посл}}^2 - d_2^2) + p'' \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_4^2) + p_a \frac{\pi}{4} d_4^2 - \\
 & - p_0 \frac{\pi}{4} (D_{\text{вт 0}}^2 - d_1^2) - p' \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_3^2) - p_a \frac{\pi}{4} d_3^2.
 \end{aligned} \quad (2.4)$$

Здесь:  $d_1$ ,  $d_2$  – средние диаметры сечений щели в лабиринтных уплотнениях на выходе и входе лопаточного аппарата;  $d_3$ ,  $d_4$  – средние диаметры сечений щели в лабиринтных уплотнениях на передней и задней цапфах компрессора;  $p_a$  – атмосферное давление.

При относительно небольшом суммарном осевом усилии, действующим на ротор компрессора, в полости А поддерживается близкое к атмосферному давлению  $p'' \approx p_a$ .

Осевое усилие, действующее на ротор компрессора авиационных двигателей, может быть довольно велико[8]. В этом случае оно будет чрезмерно нагружать упорный подшипник и уменьшать его долговечность. Создание надежно работающего упорного подшипника для большой осевой силы и больших чисел оборотов ротора компрессора авиационных двигателей представляет большие трудности. Такие подшипники имеют увеличенные габаритные размеры и массу, что весьма нежелательно для таких агрегатов. В этих случаях стремятся связать в осевом направлении роторы компрессора и газовой турбины. Суммарное осевое усилие будет равно разности осевых усилий, действующих на эти роторы, и может составить 15...20% от осевого усилия, действующего на ротор осевого компрессора. В результате размеры и масса упорного подшипника будут соответственно меньшими.

Если разность осевых усилий все-таки окажется значительной и долговечность упорного подшипника будет недостаточной, то для дополнительного уменьшения осевого усилия к передней торцевой поверхности ротора компрессора в полость Б подводят сжатый воздух от промежуточных или последних ступеней. Для уменьшения утечек сжатого воздуха из этой полости устанавливают два развитых лабиринтных уплотнения – на периферии и у цапфы компрессора.

Во многих осевых компрессорах авиационных двигателей в концевое лабиринтное уплотнение на нагнетании подается сжатый воздух после



последнего рабочего колеса. Для уменьшения осевого усилия, действующего на заднюю торцевую поверхность ротора, радиус окружности, на которой располагается воздушное уплотнение, стремятся сделать возможно большим. С этой же целью в полости А за задней торцевой поверхностью ротора создается более низкое давление  $p''$ .

При больших отношениях давлений в лопаточном аппарате, например, около 6, для обеспечения приемлемых утечек сжатого воздуха число гребешков может составить 10...12 и более, что приведет к увеличению осевой длины уплотнения. Чтобы не увеличивать длину уплотнения, лабиринты можно устанавливать в два и три яруса. Промежуточное давление воздуха в полостях между ярусами лабиринтов находится из условия равенства утечек газа в каждом ярусе. В этом случае появляется осевое усилие промежуточных давлений воздуха на площадь торцевой поверхности между ярусами лабиринтов.

Нередко концевое лабиринтное уплотнение выполняется с гребешками, расположенными на конической поверхности под некоторым углом к радиальному направлению. Тогда и в этом случае появляется осевое усилие в уплотнении, которое может быть определено как произведение среднего давления в уплотнении на площадь радиальной проекции поверхности уплотнения.

Расчет осевых усилий, действующих на торцевые поверхности роторов стационарных осевых компрессоров общепромышленного назначения, проводится в соответствии с представленными ниже схемами.

Осевые усилия, действующие на роторы в лопаточных аппаратах стационарных осевых компрессоров, определяются также, как в лопаточных аппаратах транспортных осевых компрессоров согласно выражениям (2.1), (2.2).

Для схемы на рис.2.3

$$P_{\text{ос торц}} = p_{\text{ЛА}} \frac{\pi}{4} (D_{\text{вт посл}}^2 - d_2^2) + p_a \frac{\pi}{4} d_2^2 - p_0 \frac{\pi}{4} (D_{\text{вт 0}}^2 - d_1^2) - p_a \frac{\pi}{4} d_1^2. \quad (2.5)$$

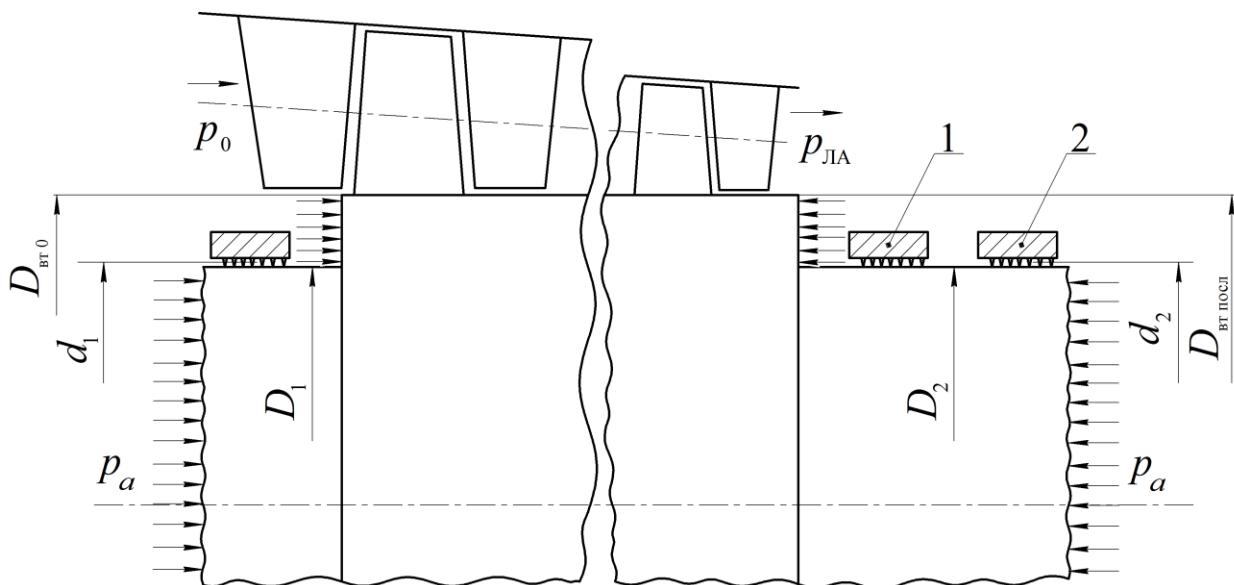


Рис.2.3. Схема для определения осевых усилий на торцевых поверхностях ротора стационарного осевого компрессора

Обычно средние диаметры сечений щели в лабиринтных уплотнениях принимают равными диаметрам цапф, т. е.  $d_1 = D_1$ ,  $d_2 = D_2$ .

Концевые лабиринтные уплотнения на нагнетании состоят из двух частей: основное лабиринтное уплотнение 1 предназначено для ограничения утечек сжатого воздуха из проточной части компрессора, дополнительное лабиринтное уплотнение 2 предназначено для ограничения поступления протекающего горячего воздуха в область подшипника. Основная масса утечек из полости между уплотнениями 1 и 2 отводится в атмосферу.

Для уменьшения осевого усилия, действующего на ротор компрессора, и тем самым для уменьшения габаритов упорного подшипника при необходимости уменьшения диаметра цапфы  $D_2$  в области нагнетания устанавливается разгрузочный диск 3 (думмис) – рис.2.4. Здесь назначение лабиринтных уплотнений 1,2 такое же, как в схеме на рис.2.3.

Как видно из схемы, установка думмиса позволяет уменьшить диаметр цапфы  $D_2$  и тем самым уменьшить массу ротора при сохранении диаметра

уплотнения  $d_2$  и силы, равной произведению давления  $p_a$  на площадь с диаметром  $d_2$ . В случае увеличения диаметра  $d_2$  для уменьшения осевого

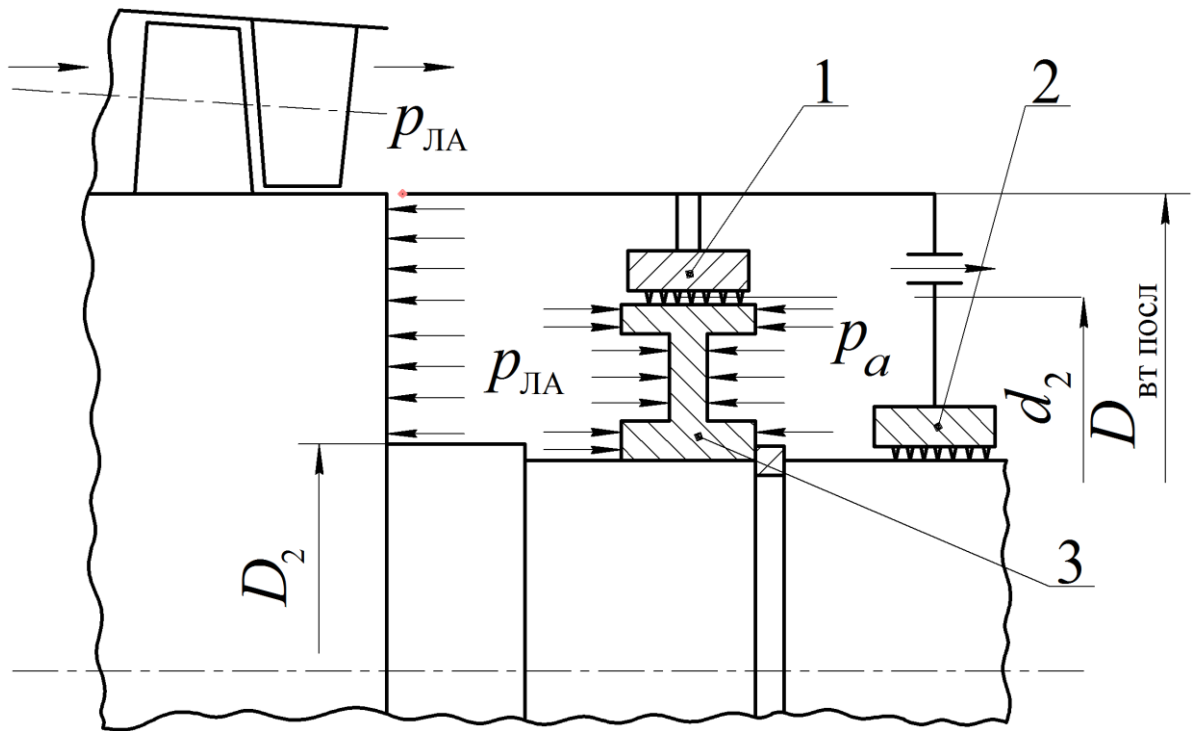


Рис.2.4. Схема установки думмиса в стационарном осевом компрессоре

усилия и тем самым увеличения площади проходного сечения в уплотнении, уменьшение протечек газа достигается за счет увеличения числа выступов(гребней) в лабиринте.

## 2.2. Определение давлений по высоте лопаток рабочих колес осевых компрессоров

Здесь излагается методика определения давлений по высоте лопаток рабочих колес (РК) при известных геометрических параметрах лопаток и известных газодинамических параметрах на среднем радиусе [3]. В частности, должны быть известны распределение углов потока на входе в РК  $\alpha_1(r)$ , значения осевых составляющих абсолютной скорости потока на входе и выходе РК на среднем радиусе  $c_{z1}$  и  $c_{z2}$ , плотность газа  $\rho_1$ , полное давление  $p_1^*$  и полная температура  $T_1^*$  на входе в РК на среднем радиусе, адиабатный

напор по полным параметрам  $H_{ад}^*$  и расчетный адиабатный КПД по полным параметрам  $\eta_{ад}^* = \eta_p$  ступени.

### 2.2.1. Сечение перед РК

Наружный и внутренний диаметры  $D_n$  и  $D_{вт}$  в сечении перед РК принимаются по входной кромке РК от периферии до втулки. Кольцевая площадь в сечении перед РК разбивается на несколько участков равной площади (например, 6...8 участков). Диаметры участков будут равны

$$D_i = \sqrt{D_{вт}^2 + \frac{i}{6...8}(D_n^2 - D_{вт}^2)}. \quad (2.6)$$

Относительные радиусы  $r_i = \frac{D_i}{D_n}$ . В стационарных осевых компрессорах распространена методика газодинамического расчета лопаточного аппарата на основе экспериментальных характеристик модельных ступеней, в которой вводятся понятия расчетного диаметра  $D_p$ , равного наружному диаметру первого РК, и расчетной окружной скорости  $U_p = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n}{60}$ , где  $n$  – число оборотов ротора в минуту. В этом случае относительные величины определяются по отношению к  $D_p$  и  $U_p$ .

Предполагаем, что в сечении перед РК (сечение 1-1)  $p_1^* = const(r)$ , т.е.

$$\frac{\partial p_1^*}{\partial r_i} = 0, \text{ и } T_1^* = const(r).$$

Считая, что течение газа в лопаточном аппарате осевого компрессора является установившимся с осредненными по времени параметрами, газ представляет идеальную невязкую среду (динамический коэффициент вязкости  $\mu = 0$ ), для осесимметричного течения с параметрами, осредненными по шагу лопаточной решетки и по окружной координате, пренебрегая объемными силами и принимая  $c_r = 0$  (гипотеза цилиндрических

сечений), из уравнения Навье-Стокса для радиального равновесия с использованием уравнения Бернулли получаем формулу для расчета распределения кинематических параметров по радиусу

$$c_z \frac{\partial c_z}{\partial r} + \frac{c_u}{r} \cdot \frac{\partial c_u \cdot r}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p^*}{\partial r}. \quad (2.7)$$

Обозначая  $\varphi_1 = \frac{c_{z1}}{U_p}$ ,  $\frac{c_{u1}}{U_p} = \varphi_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 = 0$ , из (2.7) получим

$$\frac{\partial \varphi_1}{\partial r} + \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{r} \cdot \frac{\partial \varphi_1 \cdot r \cdot \operatorname{tg} \alpha_1}{\partial r} = 0. \quad (2.8)$$

Решение уравнения (2.8) имеет вид

$$\varphi_{1i} = c_1 \cdot \cos \alpha_{1i} \cdot \exp \left( - \int_{r_{\text{вт}}}^{r_i} \frac{\sin^2 \alpha_{1i}}{r} dr \right), \quad (2.9)$$

где постоянная интегрирования  $C_1$  находится из условия

$$\varphi_{1\text{cp}} \left( r_{1\text{н}}^2 - r_{1\text{вт}}^2 \right) = 2 \int_{r_{\text{вт}}}^{r_{1\text{н}}} \varphi_1 \cdot r dr. \quad (2.10)$$

Здесь:  $\varphi_{1\text{cp}} = \frac{c_{z1}}{U_p}$  на среднем радиусе, углы  $\alpha_1$  берутся из заданного их распределения по радиусу.

Уравнения (2.9) и (2.10) решаются с помощью численного интегрирования методом трапеций в пакете Excel. Изменением плотности по радиусу пренебрегаем, принимая ее значение на среднем радиусе.

После решения уравнений (2.9) и (2.10) определяются

$$c_{z1}(r) = \varphi_1(r) \cdot U_p, c_{u1}(r) = c_{z1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_1, c_1(r) = \sqrt{c_{z1}^2 + c_{u1}^2},$$

$$U = r \cdot U_p, W_1(r) = \sqrt{c_{z1}^2 + (U_1 - c_{u1})^2}.$$

Затем находятся статические параметры

$$T_1(r) = T_1^* - \frac{c_1^2(r)}{2c_p}, p_1(r) = p_1^* \left[ \frac{T_1(r)}{T_1^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}. \quad (2.11)$$

### 2.2.2. Сечение за РК

Наружный и внутренний радиусы в сечении за рабочим колесом 2–2 определяются по выходной кромке РК от втулки до периферии.

При определении параметров потока за РК полагаем:

- поверхности тока за РК идут по коническим сечениям, отсекающим равные площади;
- отношения кольцевых площадей к общей проходной площади в сечениях 1–1 и 2–2 одинаковы;
- расчетный теоретический напор

$$H_T(r) = c_{u2}U_2 - c_{u1}U_1 = const.$$

Величина теоретического напора находится по выражению  $H_T = \frac{H_{ад}^*}{\eta_p}$ .

Выражение для  $c_{u2i}$

$$c_{u2i} = \frac{H_T + c_{u1i}U_{1i}}{U_{2i}},$$

где  $U_{2i} = U_p \cdot r_{2i}$ ,  $U_{1i} = U_p \cdot r_{1i}$ .

Расчет кинематики потока ведется в относительных величинах с обозначениями  $\varphi = \frac{c_z}{U_p}$ ,  $\varphi_u = \frac{c_u}{U_p}$ .

Так как  $p_1^* = const(r)$  и  $H_T(r) = const(r)$ , то  $p_2^* = const(r)$  и из уравнения (2.7) следует

$$\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial r} + \frac{\varphi_u}{r} \cdot \frac{\partial \varphi_u \cdot r}{\partial r} = 0. \quad (2.12)$$

После интегрирования получаем

$$\varphi_{2i}^2 - \varphi_{2BT}^2 = -2 \int_{r_{2BT}}^{r_{2i}} \frac{\varphi_{u2}}{r} \cdot \frac{\partial(\varphi_{u2}r)}{\partial r} dr.$$

Отсюда

$$\varphi_{2i} = \sqrt{\varphi_{2BT}^2 - 2 \int_{r_{2BT}}^{r_{2i}} \frac{\varphi_{u2}}{r} \cdot \frac{\partial(\varphi_{u2}r)}{\partial r} dr}. \quad (2.13)$$

Величина  $\varphi_{2BT}$  находится с использованием условия

$$\varphi_{2cp} (r_{2H}^2 - r_{2BT}^2) = 2 \int_{r_{2BT}}^{r_{2H}} \varphi_2 \cdot r dr. \quad (2.14)$$

Здесь  $\varphi_{2cp} = \frac{c_{z2cp}}{U_p}$ .

Уравнения (2.13), (2.14) решаются численно с использованием пакета Excel. В первом приближении принимается  $\varphi_{2BT} = \varphi_{1BT}$ .

После решения уравнений определяются  $c_{z2}(r) = \varphi_2(r) \cdot U_p$  и  $W_2(r) = \sqrt{c_{z2}^2 + (U_2 - c_{u2})^2}$ .

Полагая, что величины потерь в РК и в промежуточном направляющем аппарате (ПНА) ступени одинаковы, т. е.  $\eta_{РК} = \eta_{ПНА}$ , получим

$$1 - \eta_p = (1 - \eta_{РК}) + (1 - \eta_{ПНА}) = 2(1 - \eta_{РК}), \eta_{РК} = \frac{1 + \eta_p}{2}.$$

Отсюда  $H_{РК ад}^* = H_T \cdot \eta_{РК}$ .

Повышение статического давления в РК будет равно

$$\Delta p(r) = \rho_1 \cdot \frac{W_1^2(r) - W_2^2(r)}{2} \eta_{РК}. \quad (2.15)$$

Статическое давление за РК

$$p_2(r) = p_1(r) + \Delta p(r). \quad (2.16)$$

Полное давление за РК находится по формуле

$$p_2^* = p_1^* \left( 1 + \frac{H_{\text{РК ад}}^*}{\frac{k}{k-1} \cdot T_1^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (2.17)$$

Повышение полной температуры в РК

$$\Delta T_{\text{РК ад}}^* = \frac{H_{\text{РК ад}}^*}{\frac{k}{k-1} \cdot R}. \quad (2.18)$$

Полная температура за РК

$$T_2^* = T_1^* + \Delta T_{\text{РК ад}}^*. \quad (2.19)$$

Статическая температура за РК равна

$$T_2(r) = T_2^* - \frac{c_2^2(r)}{2c_p}, \quad (2.20)$$

где абсолютная скорость потока за РК

$$c_2(r) = \sqrt{c_{z2}^2(r) + c_{u2}^2(r)}. \quad (2.21)$$

Расчетные значения полных и статических давлений и температур должны отвечать выражению

$$\frac{p_2(r)}{p_2^*} = \left[ \frac{T_2(r)}{T_2^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}. \quad (2.22)$$

При расчете трехзвенной ступени, включающей РК, ПНА и спрямляющий аппарат (СА), адиабатный КПД по полным параметрам РК находится из предположения равенства КПД РК, ПНА и СА. Тогда  $1 - \eta_p = (1 - \eta_{\text{РК}}) + (1 - \eta_{\text{ПНА}}) + (1 - \eta_{\text{СА}})$ .

$$\text{Отсюда } \eta_{\text{РК}} = \frac{2 + \eta_p}{3}. \quad (2.23)$$

После определения КПД РК вычисляется адиабатный напор по полным параметрам в РК и далее находятся остальные параметры, как указано выше.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т.1. М: Машиностроение, 1979. 728 с.
2. ДенЕ.Н. Механика потока в центробежных компрессорах. Л.: Машиностроение, 1973. 270 с.
3. Зуев А.В. Проектирование и расчет элементов проточной части стационарных осевых компрессоров // А.В. Зуев, Ю.В. Кожухов, В.И. Титенский. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. – 55 с.
4. Садовский Н.И., Селезнев К.П., СтрижакЛ.Я. О расчете потерь дискового трения и протечек в малорасходных и сверхмалорасходных ступенях центробежных компрессоров // АСКОМП. Компрессорная техника и пневматика. 1994. № 4-5. С. 27-35.
5. Садовский Н. И., Стрижак Л. Я. Расчет осевого усилия действующего на ротор многоступенчатого центробежного компрессора: Учеб. пособие. СПб.: СПбГТУ, 1998. 38.
6. Селезнев К. П., Подобуев Ю. С., Анисимов С. А. Теория и расчет турбокомпрессоров. Л.: Машиностроение, 1968. 317 с.
- 7.СакомотоМория, ТанигучиАрие. Профильное сопротивление трехмерных неудобообтекаемых тел, находящихся в турбулентных пограничных слоях // Тр. Амер. о-ва инж.-мех. 1982. №3. Теоретические основы инженерных расчетов. С. 148-156.
8. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. М.: Машиностроение, 1974. – 520 с.
9. Тейлор,Коулман, Ходж. Расчет турбулентного поверхностного трения на шероховатой стенке методом дискретных элементов // Тр. Амер. о-ва инж.-мех. 1985. №2. Теоретические основы инженерных расчетов. С. 163-170.
10. Фэм,Висман, Дженни. Расчет коэффициентов жесткости и демпфирования для лабиринтных уплотнений // Тр. Амер. о-ва инж.-мех. 1984. №4. Энергетические машины и установки. С. 150-157.



## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1. Определение осевых усилий, действующих на роторы центробежных компрессоров.....	4
1.1. Основные положения при рассмотрении течения газа в осевых зазорах между вращающимися дисками и неподвижным корпусом.....	4
1.2. Учет шероховатости стенок зазора между вращающимися дисками и корпусом.....	6
1.3. Расчет течения вязкого газа в зазоре между вращающимися дисками и корпусом.....	13
1.4. Уравнения течения газа в щели лабиринтного уплотнения.....	19
1.5. Расчет осевого усилия для роторов с различным расположением рабочих колес.....	25
1.6. Упрощенная методика определения осевого усилия.....	33
1.7. Примеры заполнения файлов исходных данных (input.dat) для двух схем расположения колес на валу ротора и результаты (disk1.dat) соответствующих расчетов.....	34
2. Определение осевых усилий, действующих на роторы осевых компрессоров .....	45
2.1. Расчет осевых усилий, действующих на роторы со стороны лопаточного аппарата и торцевых поверхностей.....	45
2.2. Определение давлений по высоте лопаток рабочих колес осевых компрессоров.....	51
2.2.1. Сечение перед РК.....	52
2.2.2. Сечение за РК.....	54
Список литературы.....	57