

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО  
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

КУЙБЫШЕВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО  
КРАСНОГО ЗНАМЕНИ АВИАЦИОННЫЙ  
ИНСТИТУТ имени С. П. КОРОЛЕВА

*А. И. Белоусов, А. И. Иванов*

РАСЧЕТ ОСЕВЫХ СИЛ,  
ДЕЙСТВУЮЩИХ  
В ТУРБОМАШИНАХ

*Учебное пособие*

УДК 621.45-219.1 (621.515+621.671.5)

Белоусов А. И., Иванов А. И. *Расчет осевых сил, действующих в турбомашинах.*—Куйбышев: КуАИ, 1981.—84 с.

В учебном пособии излагаются теоретические основы расчета осевых сил, действующих на опоры роторов осевых и радиальных турбомашин двигателей летательных аппаратов. Приводятся методики расчета осевых усилий, действующих на опоры рассматриваемых типов турбомашин. Предлагается машинный способ оптимального проектирования систем разгрузки опор роторов турбомашин, базирующийся на методах нелинейной оптимизации.

Учебное пособие предназначено для студентов специальностей 0537, 0538, 1610 по дисциплинам «Конструкция и проектирование авиадвигателей», «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов», «Динамика и прочность двигателей летательных аппаратов», а также может представлять интерес для инженеров, специализирующихся в области проектирования турбомашин двигателей летательных аппаратов.

Темплан 1981, поз. 92.

Рецензенты: А. А. Волков, В. Н. Орлов

Утверждено редакционно-издательским советом института 28.11.79 г.

В современных двигателях летательных аппаратов (ДЛА) разгрузка опор турбомашин (ТМ)\* от осевого усилия требует повышенного внимания на стадиях проектирования, доводки и эксплуатации. Это вызвано, в первую очередь, тенденцией к росту параметров ТМ ДЛА, их эффективности и надежности.

Переход на замкнутые схемы топливоподачи в ДЛА потребовал резко-го увеличения напорности турбонасосов (ТНА) при условии обеспечения минимальной массы двигателя в целом. Снижение массы ТНА достигается, в частности, за счет повышения частоты вращения ротора.

Если обеспечена бескавитационная работа основных насосов, а прочность турбины достаточна, то частота вращения ротора будет ограничиваться подшипниками. В большинстве ТНА применяются шариковые или роликовые подшипники с монолитными телами качения, прочность которых характеризуется параметром  $dn$ , определяющим окружную скорость шариков ( $d$  — диаметр цапфы вала в месте посадки подшипника, мм;  $n$  — частота вращения вала, об/мин). Предельная частота вращения ротора определяется величинами параметра  $dn$ , напряжения кручения  $\tau_{\max}$  в опасном сечении вала и мощности  $N$ , передаваемой цапфой вала:

$$n_{\max} = 0,0165 \sqrt{\frac{(adn)^3 \tau_{\max}^{**}}{N}}$$

где  $a$  — отношение диаметра минимального сечения вала к внутреннему диаметру подшипника  $d$  ( $a \ll 1$ ).

При вычислении величины  $n_{\max}$  по приведенному соотношению размерности параметров должны быть следующими:  $dn$  в м об/мин,  $\tau_{\max}$  в кгс/м<sup>2</sup> и  $N$  в л. с.

Предельно допустимая величина параметра  $dn$  зависит от величины радиального  $R_{\text{рад}}$  и осевого  $R_z$  усилий, действующих на подшипник, характера нагружения, смазывающих и охлаждающих свойств жидкости — смазки,

\* К турбомашинам принято относить турбины, лопастные насосы и компрессоры осевого и радиального типов.

\*\* Предложено к. т. и. К. К. Климовским и к. т. и. К. Н. Шестаковым.

потребного ресурса, теплового состояния статора, типа сепараторов, конструктивного исполнения подшипника, качества его изготовления и других факторов.

Величина осевого усилия, действующего на упорный подшипник насосного агрегата, пропорциональна величине статического давления, приходящегося на наружные поверхности рабочего колеса (РК), и площади его дисков, т. е. параметру  $\rho H D_2^2$ , где  $\rho$  — плотность компонента,  $H$  — напор насоса,  $D_2$  — наружный диаметр РК.

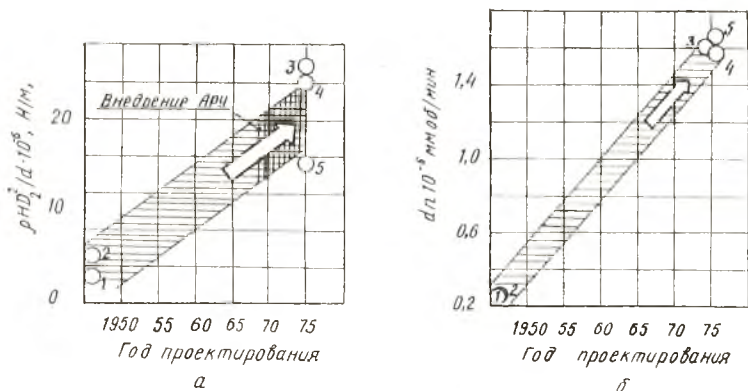


Рис. 1. Тенденция роста параметров ТИА ДЛА: а — нагруженности опор, б — скоростного параметра шарикоподшипников; 1 — насос окислителя (О) ТИА ЖРД V-2 [25]; 2 — насос горючего (Г) ТИА ЖРД V-2 [25]; 3 — насос Г ТИА ЖРД SSME [41]; 4 — насос Г ТИА ЖРД орбитального маневрирования [33]; 5 — насос О ТИА ЖРД SSME [41]

Учитывая, что несущая способность шарикоподшипников под действием осевого усилия при  $dn = \text{const}$  пропорциональна диаметру вала  $d$ , степень нагруженности опор ТИА может быть охарактеризована параметром  $\rho H D_2^2/d$ . На рис. 1, а прослеживается тенденция изменения параметра  $\rho H D_2^2/d$  в зависимости от времени проектирования. Из рисунка видно, что совершенствованию насосов и турбин сопутствует рост нагруженности опор. При этом, безусловно, увеличивается и величина параметра  $dn$  шарикоподшипников (рис. 1, б). Достижение параметрами  $\rho H D_2^2/d$  и  $dn$  некоторого предела в определенный временной период сопровождается внедрением в конструкцию насосов устройств автоматической разгрузки (АРУ) опор.

Таким образом, современные конструкции ТИА характеризуются повышенной осевой нагруженностью опор, при этом существует предел несущей способности подшипников. Задача расчета состоит в том, чтобы надежно

определять действующую на опору осевую силу, знать и учитывать факторы, оказывающие влияние на осевое усилие, и эффективно управлять ими. На актуальность проблемы осевой разгрузки опор современного ТНА указывает такой пример: для центробежного насоса (ЦБН) с диаметром РК  $D_2 = 200\text{--}250$  мм и давлением  $p_{\text{вых}} = 280\text{--}350$  бар разброс в расчетном определении осевого усилия с учетом допусков на изготовление составляет  $(2\text{--}5) \cdot 10^4$  Н. Такие величины осевого усилия могут превысить допустимую величину несущей способности подшипников (при частоте вращения ротора  $(17\text{--}25) \cdot 10^3$  об/мин) даже в области оптимальных режимов. Поэтому проблема разгрузки опор ТНА от осевой силы на мощных современных ДЛА приобрела серьезный характер.

В авиационных газотурбинных двигателях (ГТД) проблема осевой нагрузки опор не стоит так остро, как в мощных ТНА. Однако развитие авиационных ГТД также сопровождается ростом параметров компрессоров и турбин. Уже достигнуты величины  $T_r^* = 1650$  К и  $\pi_k^* = 30$  [30]. Увеличение степени сжатия  $\pi_k^*$  компрессора неизбежно связано с ростом частоты вращения ротора и, следовательно, с ростом параметра  $dn$  подшипников. В ГТД осевую силу  $R_z$  воспринимает радиально-упорный шарикоподшипник, условия работы которого легче, чем в ТНА. Это связано, во-первых, с работой подшипника в среде масла, и, во-вторых, с организацией специальных систем, контролирующих параметры масла на работающем ГТД. Однако в ГТД велики размеры деталей компрессоров и турбин, на которые действует статическое давление воздуха и газового потока. Поэтому осевые усилия компрессора и турбины, взятые в отдельности, являются большими величинами, во много раз большими, чем результирующая сила турбокомпрессора (ТК) в целом. Следовательно, даже небольшая погрешность в расчете параметров газоздушного потока может привести к значительному росту суммарного осевого усилия. С другой стороны, в ГТД, как и в ТНА, определенную роль играют отклонения размеров деталей от их номинальных значений в пределах допусков на изготовление, т. е. технологические факторы.

Осевое усилие ТК ГТД рассчитывают для всех эксплуатационных режимов работы двигателя, после чего вычисляют величину эквивалентной осевой нагрузки, действующей на подшипник, которая и определяет его ресурс.

В ГТД система разгрузки опор ротора ТК от осевых усилий взаимодействует с системой охлаждения сопловых и рабочих лопаток турбины, поэтому при проектировании необходимо достичь эффективного конструкторского решения, которое было бы оптимальным для обеих систем.

Отмеченное выше подчеркивает актуальность вопросов, связанных с расчетом и проектированием систем разгрузки опор ТМ от осевых усилий, и необходимость изучения этих вопросов в соответствующих дисциплинах, при выполнении курсовых и дипломных проектов.

В настоящем пособии приведены методики определения осевых усилий, действующих в центробежных насосах и компрессорах, осевых и шнековых насосах, осевых и центробежных компрессорах, осевых и радиальных турбинах ДЛА. Изложены необходимые сведения по гидродинамике потока жидкости (газа) в осевом зазоре между вращающимся диском и корпусом ТМ. Предложена методика расчета осевого усилия в ТМ на основе теории математической оптимизации. Для ее реализации разработан алгоритм и программа минимизации функций многих переменных для ЭВМ «Мир-1».

Величины и их числовые значения даны в соответствии с Международной системой единиц (СИ), кроме специально оговоренных случаев. Конструктивные схемы ТМ имеют чисто методическое значение и не относятся к какому-либо конкретному ДЛА. Конструктивные способы разгрузки опор ТМ от осевых усилий, методы измерения нагрузок и доводки ТМ по осевой силе в процессе опытного и серийного производства авторы предполагают изложить в следующем пособии.

## Глава 1

# ГИДРОДИНАМИКА ПОТОКА СПЛОШНОЙ СРЕДЫ В ОСЕВОМ ЗАЗОРЕ МЕЖДУ ВРАЩАЮЩИМСЯ ДИСКОМ И КОРПУСОМ ТУРБОМАШИНЫ

---

### 1.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ОСЕВЫХ СИЛ В ТУРБОМАШИНЕ

Рассмотрим РК ЦБН или центробежного компрессора (ЦБК), рис. 2, а. На ротор ЦБН действуют массовые и поверхностные силы. К массовым силам относятся силы тяжести и силы инерции (центробежные силы и силы, обусловленные наличием корнолисового ускорения). Как правило, роторы ТМ статически и динамически балансируются с целью совмещения оси инерции с осью вращения и уменьшения действующих массовых сил.

Поверхностные силы возникают при взаимодействии поверхности колеса с потоком жидкости. Поверхностные силы—это силы гидродинамического давления на РК, они направлены по нормали к поверхности, если пренебречь трением. Их разделяют на силы, действующие на наружную и внутреннюю поверхности РК, имеющие площади, соответственно,  $\int_n$  и  $\int_{\text{в}}$  (см. рис. 2, а).

Площадь проекции элемента поверхности  $d\hat{j}$  на плоскость, нормальную оси вращения  $z$ , составляет  $d\hat{j} \cos(n, z)$ .

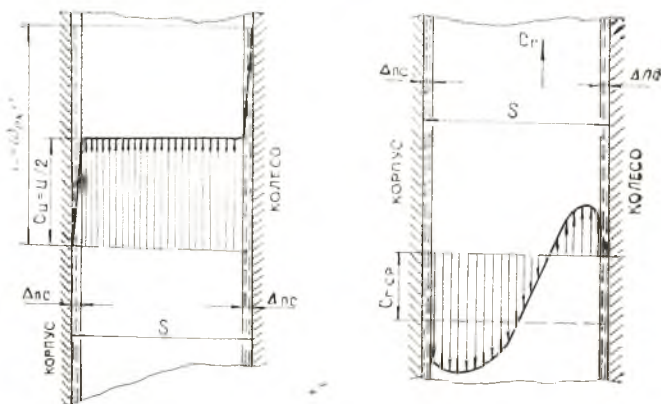
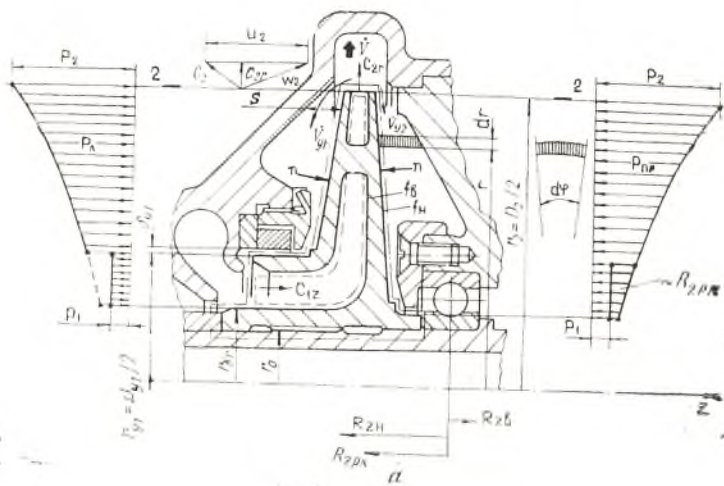
Тогда величина осевой силы  $R_{zn}$ , действующей на наружную поверхность РК,

$$R_{zn} = \int_n p d\hat{j} \cos(n, z),$$

где  $p$  — величина гидродинамического давления;

$n$  — внешняя нормаль к элементу поверхности.

Поле давления в осевом зазоре между РК и корпусом насоса осесимметрично, давление  $p$  является функцией только радиуса  $r$ , поэтому поверхность  $d\hat{j} \cos(n, z)$  имеет форму кольца с площадью  $2\pi r dr$ .



σ

Рис. 2. К выводу соотношений для расчета осевой силы в ЦБН:  
 а — рабочее колесо ЦБН; б — течение среды в осевом зазоре  
 между корпусом и РК



При выбранном на рис. 2, а направлении оси  $z$  нормаль к левой части внешней поверхности составляет с осью  $z$  угол меньше  $90^\circ$ , проекция элементарной площадки имеет положительный знак. Для правой части внешней поверхности проекция площадки отрицательна. На участке, где внешняя поверхность параллельна оси РК, нормаль к поверхности перпендикулярна оси РК, поэтому осевая сила, действующая на данную поверхность, равна нулю ( $r = r_2, r = r_{y1}, r = r_{вт}$ ).

Следовательно,

$$R_{zn} = \int_{r_n} p d\vec{j} \cos(n, z) = \int_{r_{вт}}^{r_2} p_l 2\pi r dr - \int_{r_{вт}}^{r_2} p_{np} 2\pi r dr = \\ = \int_{r_{вт}}^{r_2} (p_l - p_{np}) 2\pi r dr, \quad (1)$$

где  $p_l$  и  $p_{np}$  — давление на левую и правую стороны внешней поверхности колеса, соответственно.

Величина давлений  $p_l$  и  $p_{np}$  зависит от характера движения среды в зазоре между внешней поверхностью РК и корпусом ЦБН.

Осевая составляющая сил давления, действующих на внутреннюю поверхность РК, не может быть определена интегрированием, так как неизвестен закон распределения давлений по внутренней поверхности РК, в которую входят поверхности рабочих лопаток.

Результирующую осевую силу давлений, действующих на внутреннюю поверхность РК, можно найти из уравнения количества движения, справедливого, если допустить, что в РК имеется установившееся относительное движение.

Можно записать

$$R_{zv} = \dot{m} (C_{1z} - C_{2z}), \quad (2)$$

где  $R_{zv}$  — осевое усилие, действующее на внутреннюю поверхность РК;

$\dot{m} = \rho \dot{V}$  — массовый расход через РК;

$\rho$  — плотность жидкости;

$\dot{V}$  — объемный расход;

$C_{1z}, C_{2z}$  — соответственно, средние значения осевой составляющей абсолютной скорости потока на входе и выходе по контрольным поверхностям (рис. 2, а).

Для РК центробежного типа с радиальным выходом  $C_{2z} = 0$  и уравнение (2) примет вид

$$R_{zв} = \dot{m} C_{1z}.$$

Сила  $R_{zн}$  направлена в сторону, совпадающую с направлением оси  $z$  (см. рис. 2, а). Силу  $R_{zв}$  называют динамической составляющей осевой силы, а силу  $R_{zп}$  — потенциальной составляющей.

Осевая сила, действующая на РК, равна векторной сумме сил, действующих на внешнюю и внутреннюю поверхности:

$$\bar{R}_{z\text{ РК}} = \bar{R}_{zп} + \bar{R}_{zв}.$$

Если РК насоса расположено так, как на рис. 2, а, то осевая сила  $R_{z\text{ РК}}$  направлена справа налево.

Чтобы вычислить величину  $R_{zп}$  по выражению (1), необходимо знать распределение давлений по внешним поверхностям РК.

## 1.2. МОДЕЛИ ТЕЧЕНИЯ СРЕДЫ В ОСЕВОМ ЗАЗОРЕ

При вращении покрывных дисков РК ТМ в результате действия сил трения жидкость в зазоре  $S$  (см. рис. 2, а) также вращается. Непосредственно у стенки РК жидкость вращается вместе с ним. У стенки корпуса слои жидкости неподвижны. Силами вязкости промежуточные слои жидкости приводятся в такое движение, что окружная скорость их меньше окружной скорости РК на данном радиусе.

Таким образом, в жидкостном слое можно выделить ядро потока, окружная скорость в котором по ширине зазора может быть принята постоянной, и пограничные слои толщиной  $\Delta_{нс}$  вблизи корпуса и РК. На стенках корпуса и РК скорость, соответственно,  $C_u = 0$  и  $C_u = U = \omega_{\text{РК}} r$  (рис. 2, б). Такая модель течения справедлива при турбулентном режиме.

Ф. Шульц—Грунов [40] предположил, что на любом радиусе ядро потока вращается с частотой, равной половине частоты вращения РК, т. е.

$$\omega_{\text{ж}} = \omega_{\text{РК}} / 2. \quad (3)$$

Выделим элементарный объем жидкости двумя цилиндрическими поверхностями с радиусами  $r$  и  $r + dr$  (рис. 2, а) и двумя меридиональными плоскостями, расположенными под

углом  $d\varphi$  друг к другу [18]. На такой элемент действует центробежная сила

$$dF = \omega_{\text{ж}}^2 r dm = \omega_{\text{ж}}^2 r^2 \rho s dr d\varphi,$$

которая создает на участке  $dr$  приращение давления

$$dp = dF/srd\varphi = \rho \omega_{\text{ж}}^2 r dr.$$

Принимая давление  $p_2$  при выходе потока из РК на радиусе  $r_2$  известным, интегрированием получим давление  $p$  на любом радиусе:

$$\int_r^{r_2} dp = p_2 - p = \rho \frac{\omega_{\text{ж}}^2}{2} (r_2^2 - r^2).$$

Так как  $\omega_{\text{ж}} = \omega_{\text{РК}}/2$ , то

$$(p_2 - p)/\rho = \frac{\omega_{\text{РК}}^2}{4} \frac{(r_2^2 - r^2)}{2} = \frac{U_2^2 - U^2}{8}, \quad (4)$$

где  $U = \pi Dn/60 = \omega_{\text{РК}} r$  — окружная скорость.

Окончательно имеем

$$p = p_2 - \rho \frac{(U_2^2 - U^2)}{8} = p_2 - \rho \frac{U_2^2}{8} \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_2} \right)^2 \right]. \quad (5)$$

Таким образом, давление в зазоре  $S$  возрастает от центра к периферии по параболе, оно постоянно по ширине зазора и не зависит от его формы. Чем больше частоты  $\omega_{\text{РК}}$  и  $\omega_{\text{ж}}$ , тем круче парабола и больше разность давлений на ободу и у центра РК.

А. А. Ломакин учел влияние утечек  $\dot{V}$  через уплотнения ЦБН на распределение давления  $p(r)$  [14]. Картина течения с учетом утечек  $\dot{V}_y$  изображена на рис. 2, б, где показано распределение окружных  $C_u$  и радиальных  $C_r$  составляющих скоростей потока по произвольному цилиндрическому сечению зазора между корпусом и РК насоса.

А. А. Ломакин составил уравнение моментов количества движения для системы частиц, расположенных в рассматриваемом слое толщиной  $dr$ , и вывел уравнение, определяющее движение жидкости в зазоре  $S$  [15]:

$$\pi r^2 c_f [(U - C_u)^2 - C_u^2] dr = \dot{V}_y d(C_u r). \quad (6)$$

Уравнение (6) не интегрируется в общем виде, а решается численным методом.

Особый интерес представляют два предельных случая.

Первый случай — нормальная эксплуатация насоса, когда утечка  $\dot{V}_y$  пренебрежимо мала ( $\dot{V}_y \rightarrow 0$ ).

Тогда из уравнения (6) следует, что  $(U - C_u)^2 - C_u^2 = 0$ .

Следовательно,  $C_u = U/2$  и  $\omega_{ж} = \omega_{рк}/2$ .

Таким образом, при малой величине утечки  $\dot{V}_y$  в уплотнениях ЦБН в зазоре между РК и корпусом жидкость вращается как твердое тело с частотой, равной половине частоты вращения колеса. Эта же модель течения определила уравнения (4) и (5) для вычисления распределения статического давления, действующего на внешнюю поверхность РК насоса.

Второй случай — значительный износ уплотнений, когда утечка  $\dot{V}_y$  относительно велика. Принимая в первом приближении  $\dot{V}_y \rightarrow \infty$ , из уравнения (6) получаем  $d(C_u r) = 0$  или  $C_u r = \text{const}$ , что соответствует движению жидкости по закону свободного вихря.

При большой массе вращающейся жидкости моменты трения о стенки не сказываются на законе распределения скоростей в зазоре.

Распределение статического давления на наружную поверхность РК в этом случае [15]

$$p = p_2 - \rho \frac{C_{2u}^2}{2} \left[ \left( \frac{r_2}{r} \right)^3 - 1 \right].$$

Принимая  $C_{2u} \approx U/2$  для РК центробежного типа с коэффициентом быстроходности  $n_s = 60-100$ , получаем:

$$p = p_2 - \rho \frac{U_2^2}{8} \left( \frac{r_2}{r} \right)^2 \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_2} \right)^2 \right]. \quad (7)$$

Сравнивая формулы (5) и (7), замечаем, что при свободновихревом движении жидкости в зазоре между корпусом и РК, обусловленном относительно большими утечками  $\dot{V}_y$ , падение давления вдоль радиуса происходит в  $(r_2/r)^2$  быстрее, чем при движении жидкости под влиянием трения о стенки корпуса и вращающегося колеса.

Из уравнений (1) — (4) следует, что осевая сила  $R_{z \text{ РК}}$  пропорциональна произведению  $\rho F$  или  $\rho U_2^2 F = \rho \omega_{\text{рк}}^2 D_2^4$ , т. е.

$$R_{z \text{ РК}} \sim \rho \omega_{\text{рк}}^2 D_2^4. \quad (8)$$

Многочисленные теоретические исследования и эксперименты выявили кроме утечек через уплотнения насоса и дру-

гие факторы, которые необходимо учитывать при определении полей давления и скоростей в зазоре  $S$  при расчете осевых усилий в ТМ.

### 1.3. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ, ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И РЕЖИМНЫХ ФАКТОРОВ НА ОСЕВЫЕ СИЛЫ В ТМ

*Форма и ширина осевого зазора.* В конструкциях ЦБН и ЦБК встречаются разнообразные формы и величины зазоров между РК и корпусом. Известно, что форма зазора влияет на величину осевого усилия, но степень этого влияния изучена недостаточно [7], [38].

Разность давлений со стороны рабочего и покрывающего дисков наибольшая, когда РК сильно сдвинута к входному сечению (рис. 3). Такая связь приводит к характерному изменению осевого усилия (рис. 4).

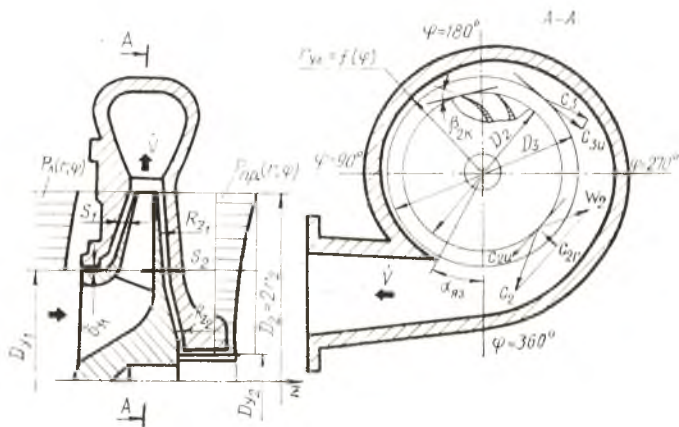


Рис. 3. Проточная часть ЦБК с профилированным однозавитковым улиточным отводом

Здесь и далее  $q_{2r} = C_{2r}/U_2$ ;  $\bar{R}_z = R_z/\rho\omega_{\text{РК}}^2 D_2^4$ ;

$$R_{z1} = 2\pi \int_{0,5 D_{y1}}^{0,5 D_2} (p_a - p_{\text{нр}}) r dr; \quad R_{z2} = 2\pi \int_{0,5 D_{y2}}^{0,5 D_{y1}} (p_{\text{нр}} - p_0) r dr;$$

$p_0$  — давление на входе в РК.

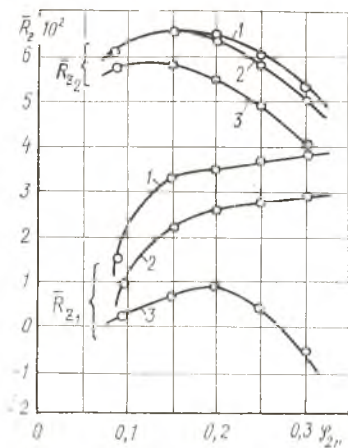


Рис. 4. Влияние величин осевых зазоров между дисками РК и корпусом на осевые усилия, действующие на ротор ЦБК:  
 1)  $S_1 = 2,5$  мм,  $S_2 = 8,5$  мм;  
 2)  $S_1 = 6$  мм,  $S_2 = 5$  мм;  
 3)  $S_1 = 10$  мм,  $S_2 = 1$  мм

Наименьшее суммарное осевое усилие ( $R_{z1} + R_{z2}$ ) действует на ротор при минимальном значении  $S_2$  и максимальном  $S_1$  ( $S_2 = 1$  мм,  $S_1 = 10$  мм). Для двух крайних положений РК на валу осевое усилие  $R_{z1}$  может изменяться в 4—7 раз [38].

Опытами установлено [7], что ширина зазора влияет на среднюю величину статического давления в нем при  $\bar{S} = S/r_2 < 0,03$ , причем это влияние резче при меньших  $\bar{S}$ .

**Конструктивный угол лопатки РК.** При росте угла  $\beta_{2к}$  (см. рис. 3), при прочих равных условиях, изменяется треугольник скоростей на выходе из РК. Как следует из теории центробежного колеса, это увеличивает величину закрутки потока и, следовательно, теоретический напор  $H_T$ . Наибольшее осевое усилие действует

на РК ЦБК повышенной напорности, когда  $\beta_{2к} > 45^\circ$  [37].

**Конструкция отводящего устройства.** Отводящее устройство в ЦБН и ЦБК может оформляться в виде безлопаточного диффузора и следующих за ним улитки и конического диффузора (см. рис. 3) или в виде лопаточного диффузора, улитки и конического диффузора. В одноступенчатых ЦБН более широко применяется первая комбинация отводящих устройств. Обычно  $r_{ул} = f(\varphi)$  (см. рис. 3).

В перечисленных конструкциях отводов по-разному формируются кинематика потока и распределение статических давлений за РК по углу разворота  $\varphi$  улитки. Лопаточный диффузор обеспечивает минимальную неравномерность полей статических давлений и осевых усилий, а также сводит к минимальной величине и радиальную силу  $R_{рад}$  [23], [37].

Установлено [23], что давления  $p_{пр}$  и  $p_{л}$  (рис. 3) для двух точек, имеющих одинаковые полярные координаты  $r, \varphi$ , неодинаковы, т. е.  $p_{пр}(r, \varphi) \neq p_{л}(r, \varphi)$ , включая и окружность  $r_2$ , а закономерность изменения давления в зазоре вдоль радиуса колеса, выраженная соотношением (4), не подтверждается в

эксперименте даже при минимальных утечках через уплотнения.

Таким образом, осевые силы, действующие на РК справа и слева (рис. 3), не будут равными.

Кроме того, если имеется различная окружная неравномерность статических давлений потока справа и слева от РК на любом радиусе  $r$ , то осевые силы, действующие на ротор, приводятся к результирующей  $R_z$ , приложенной внецентренно, параллельно оси вала (рис. 5). Она вызывает изгибающие моменты  $M_x$ ,  $M_y$  и  $M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ .

*Шероховатость поверхностей РК и корпуса.* Поверхности дисков РК и корпусов, как правило, выполняются с разной шероховатостью. Если для дисков РК характерны 5—7 классы шероховатости поверхности, то для поверхностей корпусов—5-й класс и ниже.

Повышение шероховатости диска РК способствует возрастанию частоты вращения жидкости в зазоре, при этом увеличивается перепад статического давления вдоль радиуса

РК, изменяется осевое усилие, действующее на ротор ТМ [18].

Идея повышенной искусственной шероховатости для управления величиной осевого усилия нашла воплощение в конструкциях с радиальными ребрами на рабочем диске колеса и неподвижными ребрами на корпусе у покрывающего диска [9], [29], но при этом отмечено увеличение затраченной мощности насоса.

*Режим течения в осевом зазоре.* Течение жидкости в зазоре между диском РК и корпусом ТМ, характеризуемое числом Рейнольдса  $Re = r_2^2 \omega / \nu$ , определяет силовое воздействие потока на ротор.

Как указывалось выше, осевое усилие  $R_z$ , действующее на

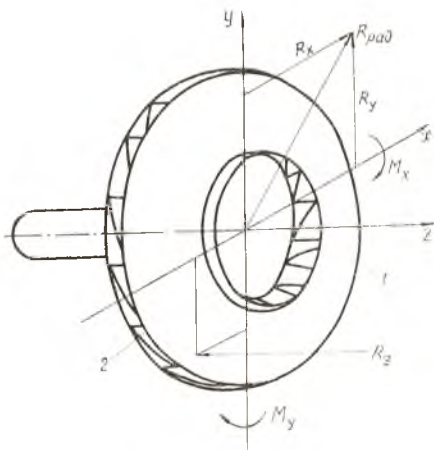


Рис. 5. Усилия, действующие на ротор ЦБК при несимметрии потока вокруг РК: 1—покрывной диск; 2—лопатки

РК, пропорционально произведению  $\rho \omega_{\text{РК}}^2 D_2^4$ . Соотношением (8) можно пользоваться при моделировании и пересчете результатов экспериментов по измерению осевой силы  $R_z$  в ТМ. При этом необходимо оценивать и числа  $Re$  на модели и натуре (желательно, чтобы  $Re_M \approx Re_n$ ).

Опытами доказано, например, что при ламинарном режиме течения в зазоре  $S$  нарушается пропорциональность величины осевого усилия  $R_z$ , действующего на РК ТМ, квадрату частоты вращения (при  $D_2 = \text{const}$ ) [12].

*Число  $M$  потока в осевом зазоре.* При перекачивании различных газообразных сред высокооборотными ЦБК важное значение приобретает учет числа  $M$  потока в зазоре между РК и корпусом. Связано это с пересчетом величин осевых усилий, полученных экспериментально на моделях, на вновь проектируемую ТМ.

Число  $M$  определяется как отношение

$$M = U_2/a,$$

где  $U_2$  — окружная скорость на наружном диаметре РК;

$a$  — скорость звука при соответствующих условиях на периферии.

Исследование [37] влияния числа  $M$  на осевую силу, действующую на ротор ЦБК, показало, что осевое усилие  $R_{z2}$  увеличивается с ростом  $M$ , при этом на повышенных окружных скоростях происходит более резкое изменение осевого усилия по расходу газа через РК.

Так, для исследованного РК с конструктивным углом  $\beta_{2к} = 32^\circ$  на выходе

$$\bar{R}_{z2} \approx 1,01 M^2 \bar{R}_{z2_0} \quad (\bar{R}_{z2} = \bar{R}_{z2_0} \text{ при } M \approx 0);$$

для колеса с  $\beta_{2к} = 90^\circ$  влияние  $M$  на осевое усилие растет:

$$\bar{R}_{z2} \approx 1,03 M^2 \bar{R}_{z2_0}$$

Таким образом, осевое усилие зависит от числа  $M$  потока в зазоре, на что необходимо обращать внимание при проектировании и испытании ТМ.

*Направление течения в осевом зазоре.* В одноступенчатом ЦБН (см. рис. 2, а) жидкость в зазоре между корпусом и РК течет от периферии к центру. В многоступенчатом насосе реализуется течение и от центра к периферии.

Направление течения в зазоре оказывает существенное влияние на распределение окружных скоростей и статических давлений.



На рис. 6 показаны распределения окружных скоростей потока в зазоре между гладким тонким диском, вращающимся с частотой  $\omega$ , и корпусом [26]. Жидкость подводится к центру ( $\dot{V}_1 \neq 0$ ) или к периферии ( $\dot{V}_2 \neq 0$ ) без предварительной закрутки.

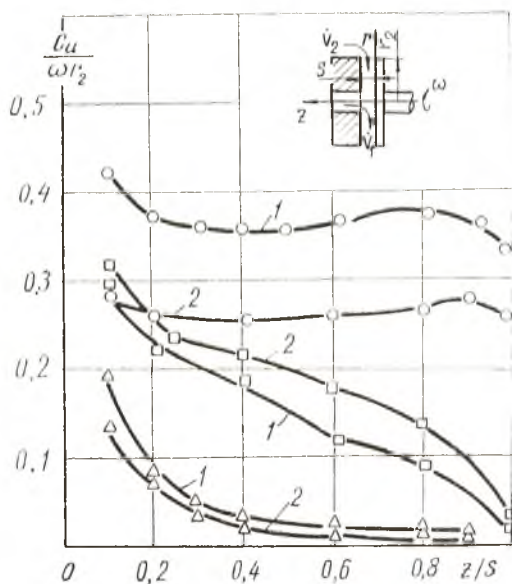


Рис. 6. Профили окружных скоростей в зазоре между вращающимся диском и корпусом:

- 1)  $\frac{r}{r_2} = 0,8$ ; 2)  $\frac{r}{r_2} = 0,6$ ;  $\circ$  —  $\dot{V}_1 = \dot{V}_2 = 0$ ,  
 $\triangle$  — течение от центра к периферии;  $\square$  — течение от периферии к центру

При  $\dot{V}_1 = \dot{V}_2 = 0$  экспериментально найденное распределение окружных скоростей по ширине зазора  $S$  и радиуса диска свидетельствует о том, что имеется резко выделенное ядро потока с почти постоянной по ширине зазора окружной скоростью на любом радиусе. При  $\dot{V}_1 \neq 0$ ,  $\dot{V}_2 = 0$  закрутка потока, согласно опыту, становится меньше.

Если течение в зазоре направлено от периферии к центру ( $\dot{V}_2 \neq 0$ ,  $\dot{V}_1 = 0$ ), то закрутка потока увеличивается по сравнению со случаем течения от центра к периферии [27].

Изменение закрутки жидкости в зазоре между РК и корпусом в ЦБН приводит к изменению распределения статических давлений, действующих на внешние поверхности РК. Бóльшей закрутке потока в зазоре соответствует меньшее статическое давление и, следовательно, меньшая осевая сила, действующая на РК.

*Расход через осевой зазор.* Из теоретического исследования А. А. Ломакина [14] следует, что при прочих равных условиях увеличение расхода через осевой зазор между корпусом и РК приводит к уменьшению закрутки потока в зазоре и к соответствующему возрастанию статического давления и осевого усилия.

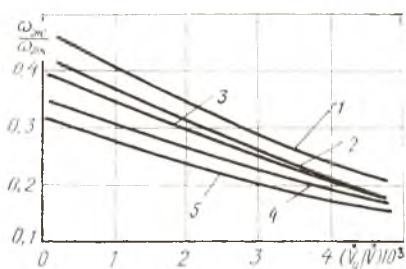


Рис. 7. Влияние расходного течения  $V_y$  от центра к периферии диска на величину угловой скорости жидкости при различных осевых зазорах  $S$  и  $\frac{r}{r_2} = 0,87$ : 1—5 соответствуют  $S = 0,0202; 0,0404; 0,0505; 0,101; 0,253$

Экспериментальные исследования подтверждают этот вывод [20], [35]. Например, рис. 7 иллюстрирует уменьшение величины  $\omega_{ж}$  в зазоре  $S$  при увеличении расхода  $V_y$  [35].

*Закрутка потока на выходе из РК.* Величина закрутки потока на периферии осевого зазора влияет на распределение давления в зазоре между РК и корпусом ЦБН [2], [6], [7], [18]. На выходе из РК поток имеет окружную скорость  $C_{2u}$ , а на начальной окружности  $D_3$  (см. рис. 3) отводящего

устройства —  $C_{3u}$ , отличную от  $C_{2u}$  ( $C_{3u} < C_{2u}$ ).

На рис. 8 показано влияние закрутки потока  $C_{2u}$  на распределение перепада давления по радиусу диска РК (поток течет от периферии к центру) [6]. Видно, что увеличение закрутки потока вызывает более быстрое падение давления вдоль радиуса.

В работе [7] дано общее выражение для угловой скорости жидкости  $\omega_{ж}$  в зазоре  $S \omega_{ж} = \omega_{рк} / \xi$  при нулевых утечках, в котором константа  $\xi$  определяется по рис. 9 в зависимости от величины параметров  $C_{3u}$  и  $S \sqrt{Re}$ .

*Режим работы турбомашин.* Зависимость осевой силы от

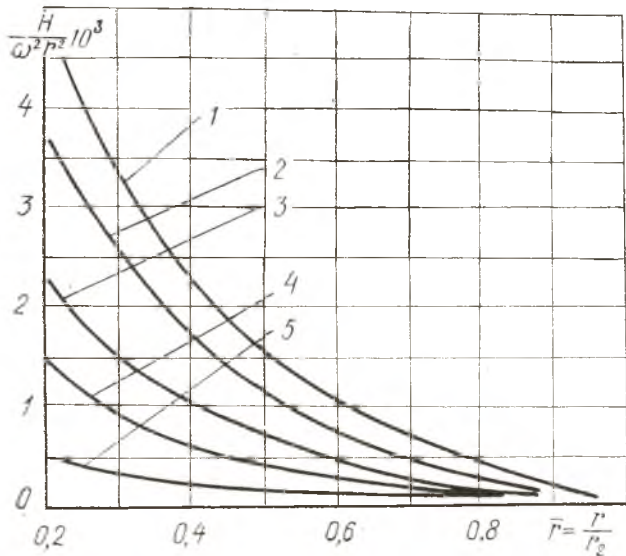


Рис. 8. Изменение давления вдоль радиуса диска РК в зависимости от величины закрутки  $C_{2u}$  на периферии осевого зазора при  $\dot{V}_y = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ : 1—5 соответствуют  $\frac{C_{2u}}{\omega_{PK} r_2} = 0,45; 0,4; 0,3; 0,2; 0$

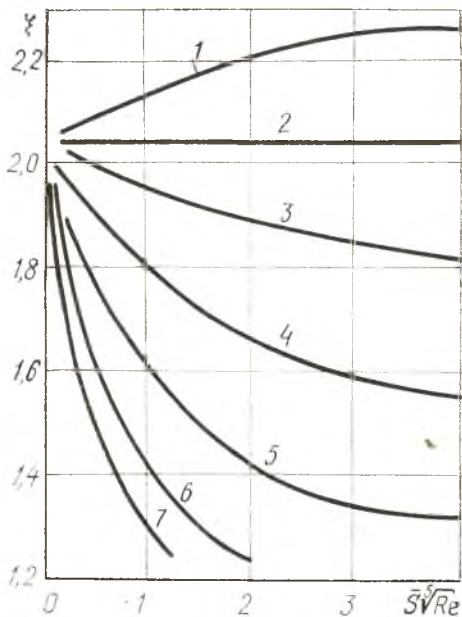


Рис. 9. Зависимость коэффициента  $\xi$  от окружной скорости на периферии осевого зазора  $C_{3u} = \frac{C_{3u}}{U_2}$ , ширины зазора  $\bar{S} = \frac{S}{r_2}$  и числа Рейнольдса  $Re = \omega r_2^2 / \nu$ : 1—7 соответствуют  $C_{3u} = 0,3; 0,5; 0,7; 0,9; 1,1; 1,3; 1,5$

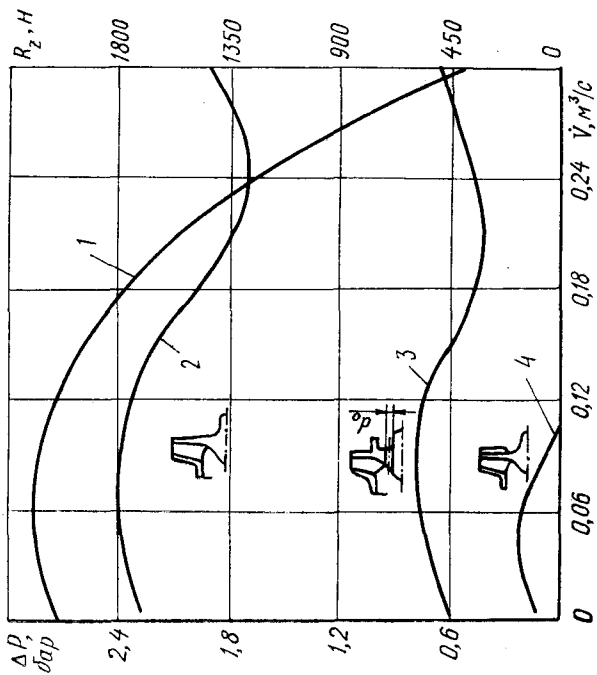


Рис. 10. Зависимости повышения давления  $\Delta p$  и осевой силы от расхода для ЦБН с  $D_2 = 215$  мм,  $\omega_{рк} = 209,3$  с $^{-1}$ : 1 — повышение давления  $\Delta p$ ; 2 —  $R_z$  для неравновошенного РК; 3 —  $R_z$  для РК с разгрузочной полостью; 4 —  $R_z$  для РК с радиальными ребрами на заднем диске

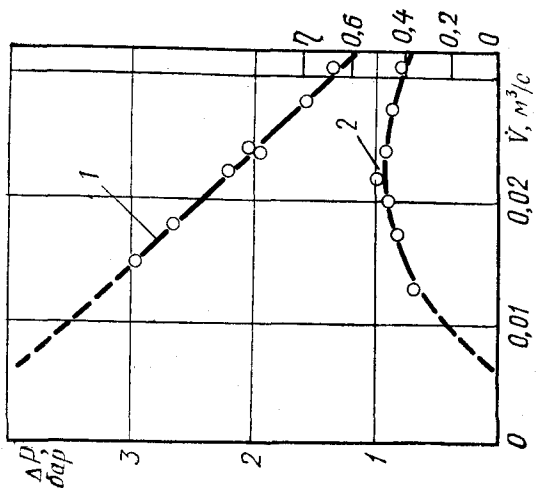


Рис. 11. Зависимость повышения давления и к.п.д. в шнековом насосе от расхода [10] ( $D_2 = 120$  мм,  $\omega_{рк} = 523,3$  с $^{-1}$ ): 1 —  $\Delta p = p_{вх}^* - P_{вх}$ ; 2 —  $\eta$

расхода компонента в любой ТМ позволяет оценить влияние эксплуатационных режимов на нагруженность опор. При пониженных расходах РК ЦБН или ЦБК начинает работать парциально, т. е. только на части окружности колеса расход направлен в отводящее устройство, а на остальной дуге расход направлен из отвода в РК. Это приводит к возникновению неравномерности полей давлений в окружном направлении, что уже отмечалось выше, и к соответствующему изменению осевых и радиальных усилий. Нарушение окружной симметрии давлений происходит и при расходах, больших оптимальных. В этом случае в ЦБН при недостаточном давлении на входе в РК может начаться кавитация, что также изменяет картину силового взаимодействия потока и РК.

Существуют расчетные способы определения осевой силы в центробежных насосах при изменении расхода [5], в основном же такую характеристику получают экспериментально.

Опытные зависимости  $R_z = f(\dot{V})$  для ЦБН с различными конструкциями РК (рис. 10) приводятся в монографии [29].

В шнековых преднасосах ДЛА суммарное осевое усилие, как правило, ниже, чем в высоконапорных ЦБН. Однако форма характеристик  $\Delta p = f(\dot{V})$  в области  $\dot{V} < \dot{V}_{\text{опт}}$  для них разная (сравните рис. 10 и 11). Напор шнека возрастает при малом расходе  $\dot{V}$  почти в два раза по сравнению с режимом  $\dot{V} = \dot{V}_{\text{опт}}$ . Поэтому и осевое усилие, пропорциональное  $\rho H D_2^2$ , увеличивается также в два раза. Отсюда следует, что при пуске такого насоса следует ожидать роста осевого усилия, действующего на подшипник, а при «пушечном» запуске двигателя с осевыми преднасосами возможны ударные осевые нагрузки на упорный подшипник ротора. Следовательно, при проектировании осевого насоса необходимо рассчитывать осевое усилие и для момента пуска.

В заключение отметим, что характеристика  $R_z = f(\dot{V}, \omega_{\text{РК}})$  для большинства ТМ определяется экспериментально.

## 2.1. ОСЕВЫЕ НАСОСЫ

В ДЛА осевые насосы (ОН) применяются в качестве подкачивающих (преднасосы) и основных [4].

Преднасосы обычно выполняются в виде шнека — осевого колеса с лопаточным венцом, образованным винтовой поверхностью (рис. 12), а основные ОН — по типу многоступенчатых осевых компрессоров ГТД.

Расчет осевого усилия в ОН для назначенного режима проводится при следующих исходных данных:

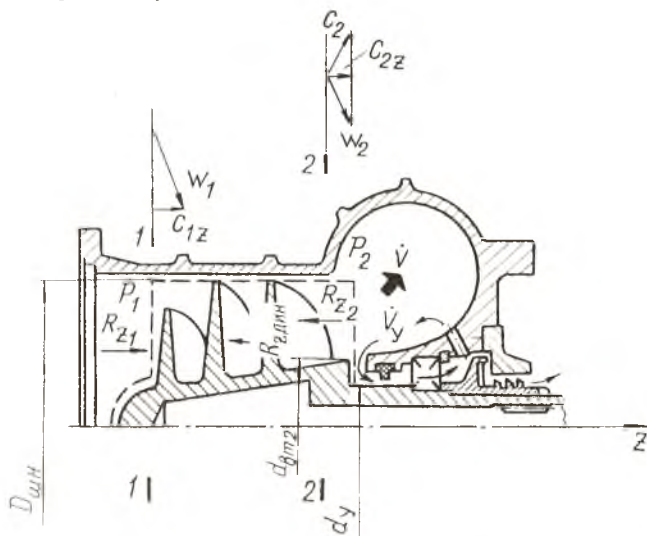


Рис. 12. К расчету осевого усилия, действующего на опору ротора шнекового насоса

1. Заданы геометрические размеры поверхностей ротора, на которые действует статическое давление компонента в осевом направлении.

2. Известны величины статических давлений на входе  $p_1$  и выходе  $p_2$  из РК и треугольники скоростей на входе и выходе на расчетном диаметре; в многоступенчатом ОН известны аналогичные параметры для сечений за каждым лопаточным венцом.

3. При детальном расчете осевого усилия назначены распределения указанных выше параметров по высоте лопаточных венцов.

Рассмотрим осевой преднасос с одной ступенью в виде шнека (рис. 12). Осевое усилие, действующее на ротор насоса, определяется в следующей последовательности.

1. Выделяем контрольную поверхность ротора, на которую действуют осевые усилия (пунктир на рис. 12).

2. Определяем осевое усилие  $R_{z1} = p_1 F_1$  со стороны входа в шнек, где  $F_1 = \frac{\pi}{4} D_{\text{шн}}^2$  — при консольном расположении шнека;  $F_1 = \frac{\pi}{4} (D_{\text{шн}}^2 - d_{\text{вн1}}^2)$  — при радиальном входе компонента в шнек.

3. Вычисляем усилие  $R_{z2} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{шн}}^2 - d_y^2) p_2$  со стороны выхода из шнека ( $d_y \approx d_{\text{вн2}}$ ); здесь  $p_2 = p_1 + \rho H_{\text{ст шн}}$ , а величина

$$H_{\text{ст шн}} = \eta_{\text{г шн}} H_{\text{т шн}} - C_2^2/2, \quad (9)$$

где  $H_{\text{т шн}}$  — теоретический напор шнека;  $\eta_{\text{г шн}}$  — гидравлический к.п.д. шнека;  $C_2$  — абсолютная скорость компонента на выходе из шнека.

Если известно расчетное или экспериментальное распределение статического давления  $p_2$  вдоль радиуса на выходе из шнека, то осевое усилие определяем численным или графическим интегрированием:

$$R_{z2} = 2\pi \int_{0,5d_{\text{вн2}}}^{0,5D_{\text{шн}}} p_2(r) r dr.$$

4. Находим осевое усилие, вызванное изменением количества движения компонента в осевом направлении:

$$R_{z2\text{д.п.}} = \dot{m} (C_{2z} - C_{1z}).$$



5. Вычисляем суммарное осевое усилие, действующее на ротор насоса (с учетом знаков составляющих):

$$R_{z\text{инн}} = R_{z1} - R_{z2} - R_{z\text{днн}}. \quad (10)$$

6. По величине суммарного осевого усилия с учетом усилия от привода ОН определяем необходимость создания разгрузочного устройства, так как  $|R_{z\text{инн}}|$  не должна превышать несущую способность выбранного по каталогу радиально-упорного подшипника.

Рассмотрим многоступенчатый ОН (рис. 13) со ступенями, спрофилированными по закону  $C_u r = \text{const}$  и  $D_2, d_{\text{вт}} = \text{const}$ .

Осевую силу  $R_{z\text{инн}}$ , действующую на упорный подшипник от предвключенного шнека, вычисляем по вышесказанной методике.

Осевую силу, действующую на элементы ротора многоступенчатого ОН, определяем следующим образом.

1. Выделяем контрольную поверхность ротора, на которую действуют осевые усилия: лопаточные венцы, поверхности дисков РК первой и последней ступени (пунктир на рис. 13).

2. Если распределение статических давлений по тракту ОН задано для среднего диаметра  $D_{\text{ср}} = (D_2 + d_{\text{вт}})/2$ , то осевое усилие от перепада давления, действующее на лопаточный венец любой ступени, приближенно определяем по соотношению

$$R_{zLi} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_{\text{вт}}^2) \Delta p_i,$$

где  $\Delta p_i = p_{2i} - p_{1i}$  — повышение статического давления на вращающемся венце ступени насоса;  
 $i$  — номер ступени.

Допускается и другое соотношение:

$$R_{zLi} = \pi D_{\text{ср}} l \rho_{Li} \Delta p_i^*,$$

где  $l = (D_2 - d_{\text{вт}})/2$  — высота лопатки ступени;

$\rho_{Li} = 1 - \frac{C_{2u_i}}{2U_2}$  — кинематическая степень реактивности лопаточного венца ступени на диаметре  $D_{\text{ср}}$ ;

$\Delta p_i^* = \eta_{Ti} \rho (C_{2u_i} U_2 - C_{1u_i} U_1)$  — перепад давления на лопаточном венце ступени, определенный по теоретическому напору  $H_{Ti}$  для ступени.

Для использования последнего соотношения должны быть определены кинематические параметры потока  $(C_u, U)$  вдоль

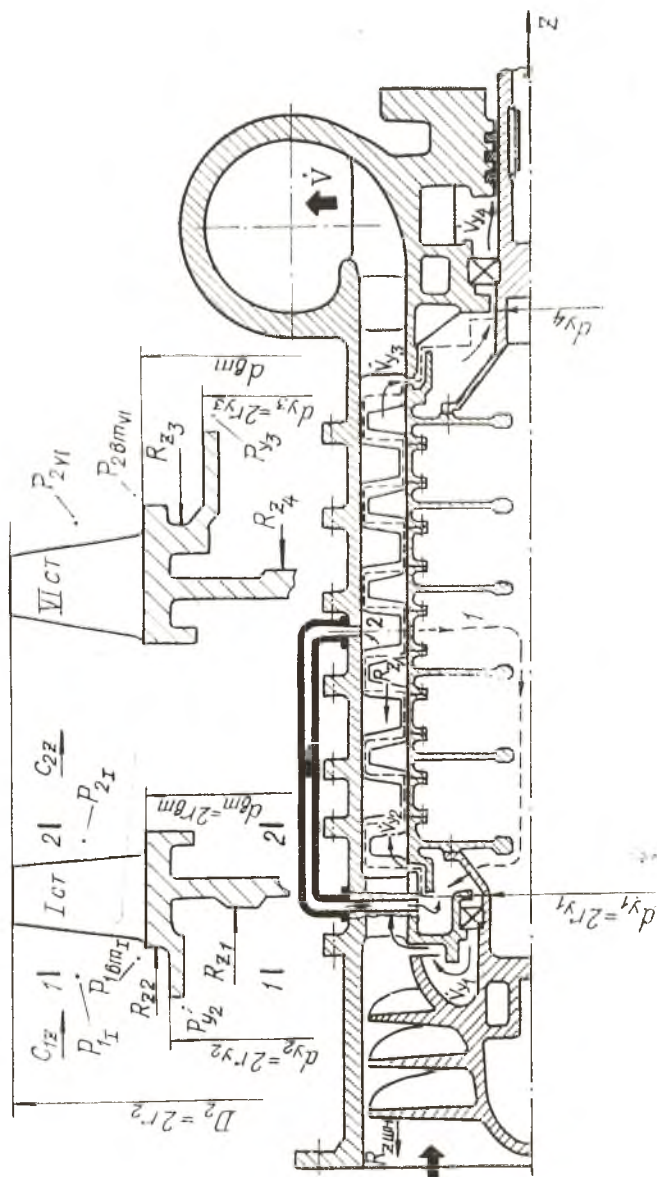


Рис. 13. К расчету осевого усилия в осевом многоступенчатом насосе. Подвод компонента в разгрузочную полость: 1 — через внутреннюю полость ротора; 2 — посредством внешнего трубопровода

гидравлического тракта на диаметре  $D_{cp}$ . Если компонент — сжимаемая среда, то необходимо иметь и аналогичное распределение плотности  $\rho$ . Для жидкого водорода ( $LH_2$ ), например, в подобных случаях следует использовать известные методы расчета процесса сжатия с помощью  $i-s$  диаграммы [22].

Если известны распределения статических давлений вдоль радиуса на всех лопаточных венцах, то осевое усилие, действующее на лопатку, определяем интегрированием\*:

$$R_{z\lambda_i} = 2\pi \int_{r_{нт}}^{r_2} [p_{2i}(r) - p_{1i}(r)] r dr.$$

3. Находим суммарное осевое усилие, действующее на лопаточные венцы всех  $n$  ступеней ОН:

$$R_{z\lambda} = \sum_{i=1}^{i=n} R_{z\lambda_i}.$$

4. Осевое усилие, действующее на поверхность диска РК первой ступени ОН со стороны входа, определяем с учетом вращения компонента в зазоре между корпусом и диском РК. Как указывалось выше, при малой величине радиального расхода  $\dot{V}_{v2} \omega_{ж} = \omega_{рк} / 2$ . Тогда искомое осевое усилие определяем с учетом соотношения (4):

$$R_{z1} = \pi (r_{y2}^2 - r_{y1}^2) (p_{y2} - p \frac{U_{y2}^2 - U_{y1}^2}{16}) ,$$

где  $r_{y1}, r_{y2}$  — радиусы уплотнений первой ступени (см. рис. 13);  
 $p_{y2}$  — статическое давление в разгрузочной камере на радиусе  $r_{y2}$ ;

$U_{y1}, U_{y2}$  — окружные скорости на соответствующих радиусах.

В данном случае действительная эпюра  $p_{y2} - p(r)$  заменена постоянным распределением  $p_{y2} - p(r = r_{cp})$ , где  $r_{cp} = (r_{y1} + r_{y2})/2$ .

Полость, образованная поверхностью диска РК первой ступени и корпусом, является разгрузочной. Давление  $p_{y2}$  в ней выше, чем на входе в первую ступень. Чтобы поддерживать повышенное давление  $p_{y2}$ , необходимо выполнить два уплотнения — у втулки на диаметре  $d_{y1}$  и на периферии диска на диаметре  $d_{y2}$  (см. рис. 13). Подвод компонента высокого

\* Возможно использование соотношений (12) и (13).

давления в разгрузочную полость может быть осуществлен путем отбора из промежуточной ступени ОН, при этом внешний переборс по сравнению с подводом через внутреннюю полость ротора выгоднее из-за отсутствия потерь на дисковое трение (см. рис. 13). Таким образом,

$$p_{y2} = p_{отб} - \Delta p_{сопр},$$

где  $p_{отб}$  — давление в месте отбора компонента в разгрузочную полость;

$\Delta p_{сопр}$  — гидравлическое сопротивление на участке от места отбора до разгрузочной полости.

Давление  $p_{отб}$  подбираем, исходя из допускаемой величины суммарного осевого усилия, действующего на упорный подшипник.

5. Вычисляем осевое усилие, действующее на кольцевую поверхность, находящуюся выше уплотнения с  $d_{y2}$ :

$$R_{z2} = \pi (r_{вт}^2 - r_{y2}^2) p_{II}.$$

6. Определяем осевое усилие, действующее на кольцевую поверхность, находящуюся выше уплотнения с  $d_{y3}$ :

$$R_{z3} = \pi (r_{вт}^2 - r_{y3}^2) p_{2\text{ в I}}.$$

При известных распределениях статических давлений вдоль радиуса лопаточных венцов величины  $p_{1\text{ I}}$  и  $p_{2\text{ в I}}$  в формулах для определения  $R_{z2}$  и  $R_{z3}$  следует брать для втулочных сечений, т. е.  $p_{1\text{ I}} = p_{1\text{ в I}}$ ,  $p_{2\text{ в I}} = p_{2\text{ в I в I}}$  (см. рис. 13).

7. Определяем осевое усилие, действующее на поверхность диска РК последней VI ступени со стороны выхода. Принимаем, что в зазоре между диском РК и корпусом  $\omega_{ж} = \omega_{рк}/2$ .

Тогда

$$R_{z4} = \pi (r_{y3}^2 - r_{y4}^2) \left( p_{y3} - \rho \frac{U_{y3}^2 - U_{y4}^2}{16} \right),$$

где  $r_{y3}$ ,  $r_{y4}$  — радиусы уплотнений на диске РК последней ступени;

$p_{y3}$  — статическое давление в полости между корпусом и диском РК последней ступени на радиусе  $r_{y3}$ , его величина определяется по известным параметрам уплотнения с радиусом  $r_{y3}$  и величине утечки  $\dot{V}_{y4}$  (см. рис. 13);

$U_{y3}$ ,  $U_{y4}$  — окружные скорости на соответствующих радиусах.

8. Находим динамическую составляющую осевого усилия, действующую на лопаточный венец каждой ступени насоса:

$$R_{z \text{ дин}_i} = \dot{m} (C_{2z_i} - C_{1z_i}).$$

При известных распределениях  $C_{1z_i}(r)$ ,  $C_{2z_i}(r)$  интегрированием определяем осевое усилие:

$$R_{z \text{ дин}_i} = \int_{r_{\text{вн}}}^{r_2} \Delta \dot{m}_i [C_{2z_i}(r) - C_{1z_i}(r)] dr,$$

где  $\Delta \dot{m}_i$  — расход компонента в элементарных венцах, на которые разделена лопатка РК.

9. Вычисляем суммарную динамическую составляющую осевого усилия:

$$R_{z \text{ дин}} = \sum_{i=1}^{l=n} R_{z \text{ дин}_i}.$$

10. Определяем суммарную величину осевого усилия, действующего на ротор многоступенчатого ОН:

$$R_{z \text{ п}} = R_{z1} + R_{z2} - R_{z \text{ дин}} - R_{z3} - R_{z4} - R_{z \text{ л}} - R_{z \text{ дин}}. \quad (11)$$

11. Если известно осевое усилие от привода ОН, то вычисляем осевую силу, действующую на радиально-упорный подшипник агрегата в целом. По ее величине можно оценить работоспособность и ресурс шарикоподшипниковой опоры. Расчет  $R_{z \text{ п}}$  можно повторить для любого режима, если известны необходимые исходные данные.

## 2.2. ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Рассмотрим типичную конструкцию осевого компрессора авиационного ГТД (рис. 14), осевое усилие для которого рассчитываем при следующих исходных данных.

1. Назначен расчетный режим компрессора.

2. Известны распределения статических давлений  $p(r)$  и осевых скоростей  $C_z(r)$  для всех лопаточных венцов, т. е. для направляющих аппаратов (НА) и РК\* [39].

\* Расчет осевого усилия по известным параметрам на среднем радиусе лопаточных венцов весьма неточен и может быть использован в первом приближении. Методика такого расчета изложена применительно к осевым насосам.

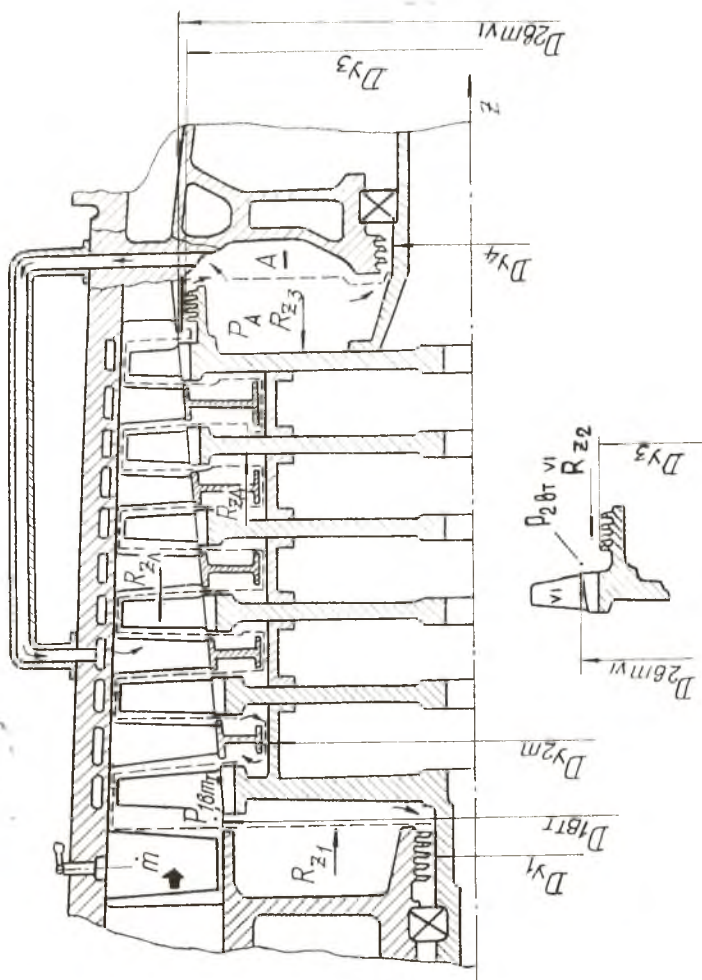


Рис. 14. К расчету осевого усилия, действующего на опору ротора осевого компрессора

3. Известна величина статического давления  $p_A$  в разгрузочной полости компрессора (полость А на рис. 14).

4. Заданы геометрические размеры поверхностей ротора, на которые действует статическое давление воздуха в осевом направлении.

Расчет осевого усилия для элементов ротора производится в следующей последовательности.

1. Выделяем контрольную поверхность ротора, на которую действуют осевые усилия (пунктир на рис. 14).

2. Определяем осевое усилие, действующее на лопаточные венцы РК компрессора. С этой целью рассматриваем ступень компрессора (рис. 15), которую разбиваем сечениями на ряд кольцевых элементов высотой  $\Delta r_j = r_{i+1} - r_i$ . На текущем радиусе  $r_i$  известны:  $p_1$  и  $p_2$  — величины статических давлений на входе и выходе из лопатки ( $p_2 > p_1$ );  $C_{1z}$  и  $C_{2z}$  — осевые составляющие абсолютных скоростей потока в соответствующую-

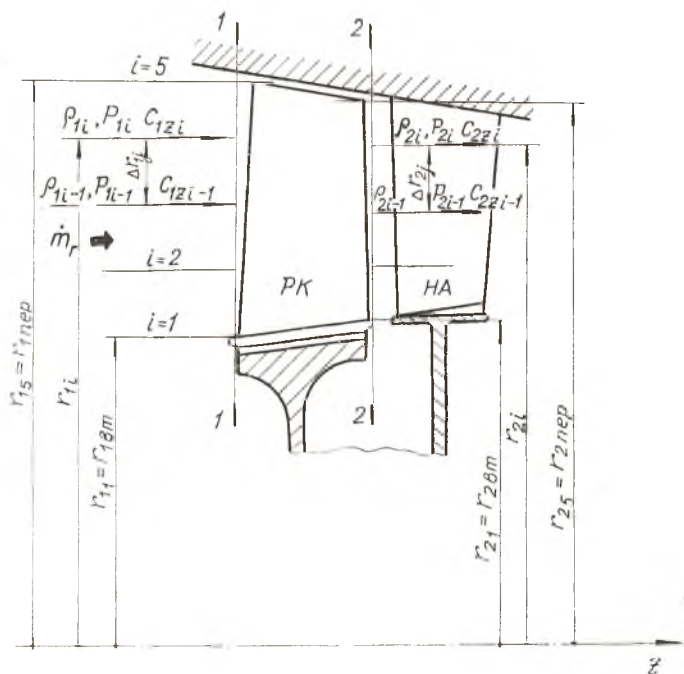


Рис. 15. К расчету осевого усилия, действующего на лопатку РК осевого компрессора

ших сечениях ( $C_{1z} \leq C_{2z}$ );  $\rho_1$  и  $\rho_2$  — плотности воздуха в соответствующих сечениях ( $\rho_2 > \rho_1$ ).

Элементарное осевое усилие, действующее на лопаточный венец РК компрессора, записанное для любого выделенного элемента  $j$ , определяется выражением

$$\Delta R_{zlj} = 2\pi r_{cpj} \Delta r_{cpj} [\rho_{cpj} C_{zcpj} (C_{2zcpj} - C_{1zcpj}) + (p_{2cpj} - p_{1cpj})], \quad (12)$$

$$\text{где } r_{cpj} = (r_{1cpj} + r_{2cpj})/2, \quad \Delta r_{cpj} = (\Delta r_{1j} + \Delta r_{2j})/2,$$

а остальные параметры определяются следующими соотношениями (см. рис. 15):

$$\begin{aligned} r_{1cpj} &= (r_{1i} + r_{1i+1})/2, & C_{zcpj} &= (C_{zcp_i} + C_{zcp_{i+1}})/2, \\ r_{2cpj} &= (r_{2i} + r_{2i+1})/2, & C_{zcp_i} &= (C_{1zi} + C_{2zi})/2, \\ \Delta r_{1j} &= r_{1i+1} - r_{1i}, & C_{zcp_{i+1}} &= (C_{1zi+1} + C_{2zi+1})/2, \\ \Delta r_{2j} &= r_{2i+1} - r_{2i}, & C_{1zcpj} &= (C_{1zi} + C_{1zi+1})/2, \\ \rho_{cpj} &= (\rho_{cp_i} + \rho_{cp_{i+1}})/2, & C_{2zcpj} &= (C_{2zi} + C_{2zi+1})/2, \\ \rho_{cpi} &= (\rho_{1i} + \rho_{2i})/2, & p_{1cpj} &= (p_{1cp_i} + p_{1cp_{i+1}})/2, \\ \rho_{cpi+1} &= (\rho_{1i+1} + \rho_{2i+1})/2, & p_{2cpj} &= (p_{2cp_i} + p_{2cp_{i+1}})/2. \end{aligned} \quad (13)$$

Во всех выражениях  $i = 1, 2, 3, \dots, n$ , где  $n$  — количество сечений, на которые разбит лопаточный венец;  $j = i - 1, \dots, n - 1$  — номер кольцевого элемента между сечениями  $i$  и  $i + 1$ .

Таким образом, принято осреднение параметров между сечениями 1—1, 2—2 и  $i, i + 1$ .

Осевое усилие, действующее на лопаточный венец  $k$ -й ступени,

$$R_{zlk} = \sum_{j=1}^{j=n-1} \Delta R_{zlj}.$$

При числе  $m$  ступеней в осевом компрессоре суммарное осевое усилие, приложенное к лопаточной части компрессора,

$$R_{zл} = \sum_{k=1}^{k=m} R_{zlk}.$$

Величину  $R_{zlk}$  для любого лопаточного венца РК компрессора можно вычислить на ЭВМ или методом графического интегрирования.



3. Находим осевое усилие, действующее на поверхности дисков РК, находящихся справа и слева от НА  $k$ -й ступени (рис. 16)

$$R_{z1k} = R_{z1l} - R_{z1l} = \frac{\pi}{4} \left[ (D_{\text{вт вх}l+1}^2 - D_{y2m}^2) p_{1\text{вт}l+1} - (D_{\text{вт вх}l}^2 - D_{y2m}^2) p_{2\text{вт}l} \right],$$

где  $D_{\text{вт вх}l+1}$ ,  $D_{\text{вт вх}l}$ ,  $D_{y2m}$  — диаметры втулок и лабиринтных уплотнений НА;

$p_{1\text{вт}l+1}$ ,  $p_{2\text{вт}l}$  — давления во втулочных сечениях РК;

$l$ ,  $l+1$  — сечения на входе в НА и выходе из НА  $k$ -й ступени.

Величины  $p_{1\text{вт}l+1}$  и  $p_{2\text{вт}l}$  известны из расчета параметров лопаточных венцов вдоль радиуса.

4. Вычисляем суммарное осевое усилие, действующее на поверхности дисков РК, находящихся справа и слева от НА всех ступеней, кроме последней:

$$R_{z\text{д}} = \sum_{k=1}^{k-m-1} R_{z\text{д}k}.$$

5. Определяем осевое усилие, действующее на поверхность диска РК первой ступени компрессора со стороны входа:

$$R_{z1} = \frac{\pi}{4} (D_{1\text{вт}1}^2 - D_{y1}^2) p_{1\text{вт}1},$$

где  $D_{1\text{вт}1}$  — диаметр РК первой ступени компрессора на входе во втулочном сечении;

$D_{y1}$  — диаметр уплотнения в районе радиально-упорного подшипника (см. рис. 14);

$p_{1\text{вт}1}$  — давление во втулочном сечении РК первой ступени компрессора на входе.

6. Определяем осевое усилие, действующее на поверхность диска РК последней VI ступени компрессора, ограниченную диаметрами  $D_{2\text{втVI}}$  и  $D_{y3}$  (см. рис. 14):

$$R_{z2} = \frac{\pi}{4} (D_{2\text{втVI}}^2 - D_{y3}^2) p_{2\text{втVI}},$$

где  $p_{2\text{втVI}}$  — давление во втулочном сечении РК последней ступени компрессора на выходе.

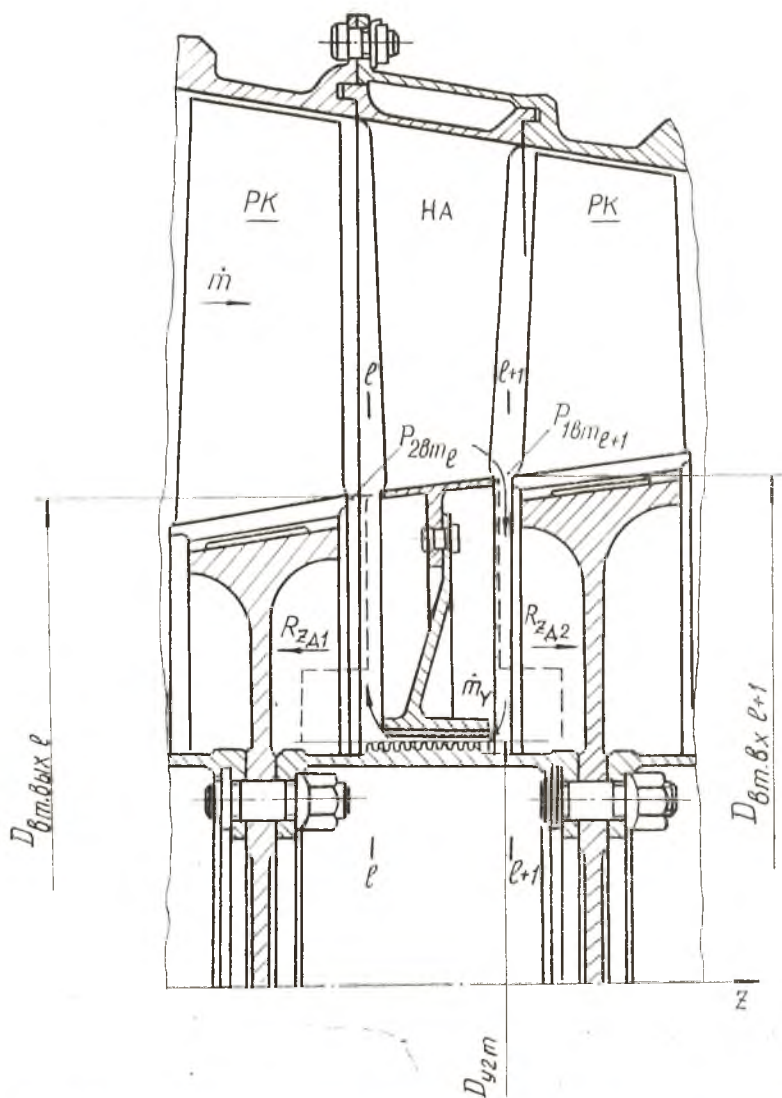


Рис. 16. К расчету осевых усилий, действующих на поверхности дисков РК компрессоров, расположенных по обе стороны от НА

7. Находим осевое усилие, действующее на поверхность диска РК последней ступени компрессора, ограниченную диаметрами  $D_{y3}$  и  $D_{y4}$ :

$$R_{z3} = \frac{\pi}{4} (D_{y3}^2 - D_{y4}^2) p_A,$$

где  $p_A$  — давление в разгрузочной полости А (см. рис. 14).

В рассматриваемом компрессоре уменьшение суммарной осевой силы достигнуто за счет снижения давления в разгрузочной полости А, поэтому предусмотрено ее соединение внешним каналом с областью пониженного давления, например, за П РК.

8. Вычисляем суммарное осевое усилие, действующее на упорный подшипник ротора компрессора:

$$R_{zk} = R_{z1} + R_{z1} - R_{z1} - R_{z2} - R_{z3}. \quad (14)$$

Как правило, осевое усилие  $R_{zk}$  направлено в сторону входа в компрессор.

Величину  $R_{zk}$  подобным образом определяем и для других режимов компрессора.

Рассмотренная методика не носит универсального характера, так как конструкции осевых компрессоров весьма различны, но она содержит все основные элементы подобного расчета.

### 2.3. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

В ДЛА ЦБН имеют разнообразные конструктивные исполнения. В настоящее время широко применяются конструкции ЦБН с предвключенным шнеком, поэтому такой насос называют шнекоцентробежным (ШЦБН) [7], [22]. ШЦБН обеспечивает работу ТНА при относительно малых входных давлениях, что позволяет снизить вес топливных баков. ЦБН, как правило, имеют РК закрытого типа, что способствует высокому к.п.д. Однако встречаются конструкции ЦБН с полуоткрытым РК, лопатки которого могут иметь более совершенную аэродинамическую форму, более высокий класс шероховатости поверхностей. В авиационных ЦБН нашли применение РК открытого типа, которые имеют невысокий к.п.д., но технологически весьма просты.

Рассмотрим методики расчета осевого усилия в ЦБН и ШЦБН со всеми типами РК.

*ШЦБН с закрытым РК.* Пример конструкции одноступенчатого ШЦБН с РК закрытого типа представлен на рис. 17.

Определение суммарного осевого усилия в ШЦБН проводим после гидродинамического расчета для режима максимального к.п.д. (основной расчетный режим). Поэтому справедливы те положения, которые сформулированы для обеспечения возможности расчета осевого усилия в ОН.

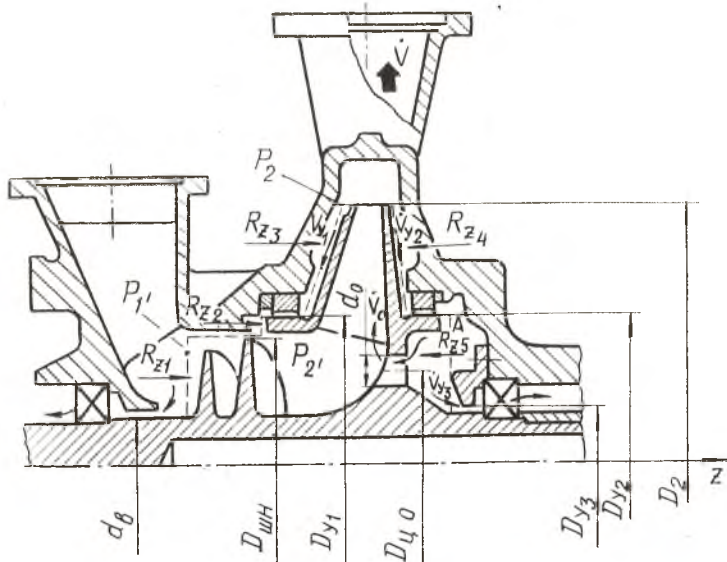


Рис. 17. К расчету осевого усилия в ШЦБН

Расчет ведем в следующей последовательности.

1. Выделяем контрольную поверхность ротора, на которую действует осевое усилие (пунктир на рис. 17).

2. Определяем осевое усилие, действующее на ротор при входе компонента в предвключенный шнек\*:

$$R_{z1} = \frac{\pi}{4} (D_{шн}^2 - d_в^2) p_1'$$

3. Вычисляем осевое усилие, действующее на торец переднего покрывного диска РК:

$$R_{z2} = \frac{\pi}{4} (D_{y1}^2 - D_{шн}^2) (p_1' + \rho H_{ст шн}),$$

где величина  $H_{ст шн}$  определяется по соотношению (9).

\* Индексы параметров соответствуют обозначениям, принятым в пособии [3].

4. Осевое усилие, действующее на поверхности переднего и заднего покрывных дисков РК, определяем двумя способами.

4.1. Для простоты принимаем, что в зазоре между корпусом и дисками РК  $\omega_{ж} = \omega_{рк} / 2$ . Тогда

$$R_{z3} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_{y1}^2) \left( p_2 - \rho \frac{U_2^2 - U_{y1}^2}{16} \right); \quad (15)$$

$$R_{z4} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_{y2}^2) \left( p_2 - \rho \frac{U_2^2 - U_{y2}^2}{16} \right), \quad (15a)$$

где  $p_2$  — статическое давление на срезе РК;

$U_2, U_{y1}, U_{y2}$  — окружные скорости ротора на соответствующих диаметрах.

4.2. Полагаем, что расход компонента через разгрузочные отверстия на заднем покрывном диске РК (см. рис. 17) равен утечке  $\dot{V}_{y2}$  через уплотнение, расположенное на бурте покрывного диска, т. е. заменяем равенство

$$\dot{V}_0 = \dot{V}_{y2} - \dot{V}_{y3}, \quad (16)$$

где  $\dot{V}_{y3}$  — расход компонента на смазку и охлаждение подшипника, приближенным соотношением

$$\dot{V}_0 \approx \dot{V}_{y2}.$$

Даже при  $D_{y1} = D_{y2}$  перепады статического давления на уплотнениях не равны ( $\Delta p_{y1} \neq \Delta p_{y2}$ ), так как в разгрузочной полости А (см. рис. 17) давление  $p_A$  выше давления  $p_2$  за шнеком на величину гидравлических потерь на вращающихся отверстиях  $\Delta p_0$ .

Однако в первом приближении принимаем

$$\dot{V}_{y2} = \dot{V}_0 = \dot{V}_{y1} \frac{D_{y2} \delta_{y2}}{D_{y1} \delta_{y1}} \quad (\text{при } p_{y1} \approx p_{y2}), \quad (17)$$

где  $\delta_{y1}, \delta_{y2}$  — радиальные зазоры в уплотнениях на буртах переднего и заднего дисков РК, соответственно;  $\mu_y$  — коэффициент расхода.

4.3. Определяем гидравлические потери на вращающихся разгрузочных отверстиях:

$$\Delta p_0 = \rho \frac{\dot{V}_{y2}^2}{2 \mu_y^2 F_0^2}, \quad (18)$$

где  $F_0 = zF = z \frac{\pi}{4} d_0^2$  — суммарная площадь разгрузочных отверстий ( $z$  — число отверстий,  $d_0$  — диаметр отверстий);  $\mu_0$  — коэффициент расхода для вращающихся отверстий.

Величину  $\mu_0 = f\left(\frac{U_0}{C_0}, S\right)$  находим по рис. 18 [24],

где  $U_0$  — окружная скорость ротора на диаметре центров разгрузочных отверстий  $D_{110}$ :

$C_0 = \frac{V_0}{F_0}$  — скорость истечения жидкости через отверстия;

$S$  — ширина разгрузочной камеры перед входом в отверстие.

При  $U_0/C_0 \leq 2,5$  лучше использовать зависимости для  $\mu_0$  из работы [21].

4.4. Вычисляем статическое давление в разгрузочной полости на диаметре  $D_{110}$ :

$$p_{\text{вх}0} = p_{2'} + \Delta p_0. \quad (19)$$

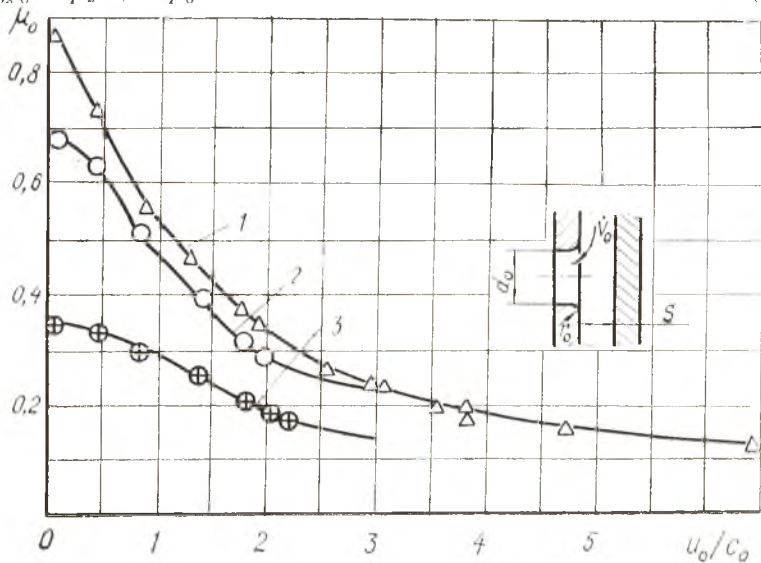


Рис. 18. Зависимость  $\mu_0 = f\left(\frac{U_0}{C_0}, \frac{S}{d_0}\right)$  для вращающихся отверстий со скругленными кромками ( $r_0/d_0 = 0,23$ ); 1—3 соответствуют  $\frac{S}{d_0} = 1,0; 0,336; 0,10$

4.5. Определяем статические давления на входе в уплотнение и выходе из него, соответственно:

$$p_{y2 \text{ вх}} = p_2 - \rho \frac{U_2^2 - U_{y2}^2}{8};$$

$$p_{y2 \text{ вых}} = p_{\text{их о}} + \rho \frac{U_{y2}^2 - U_0^2}{8}.$$

Перепад давлений на уплотнении

$$\Delta p_{y2} = p_{y2 \text{ вх}} - p_{y2 \text{ вых}}.$$

4.6. Уточняем величину утечки:

$$\dot{V}_{y2} = p_{y2} \pi D_{y2} \delta_{y2} \sqrt{\frac{2 \Delta p_{y2}}{\rho}}. \quad (20)$$

Величину  $\mu_{y2}$  определяем в зависимости от типа уплотнения по [3].

4.7. Если величина  $\dot{V}_{y2}$  мало отличается (менее чем на 3—4%) от принятой ранее в п. 4.2, то переходим к расчету осевого усилия  $R_{z5}$ , в противном случае повторяем расчет, начиная с п. 4.3.

4.8. Определяем осевое усилие:

$$R_{z5} = \frac{\pi}{4} (D_{y2}^2 - D_{y3}^2) \left( p_{y2 \text{ вых}} - \rho \frac{U_{y2}^2 - U_{y3}^2}{16} \right),$$

где  $D_{y3}$  — диаметр уплотнения, регламентирующего величину расхода компонента  $\dot{V}_{y3}$ ,

$U_{y3}$  — окружная скорость на диаметре  $D_{y3}$ .

5. Проводим уточненный расчет осевых усилий  $R_{z3}$ ,  $R_{z4}$  и  $R_{z5}$  с учетом влияния величины закрутки потока  $C_{3u}$ , величин утечек  $\dot{V}_{y1}$ ,  $\dot{V}_{y2}$  через уплотнение переднего и заднего дисков и направления их течения.

5.1. Определяем статическое давление на диаметре  $D_{y1}$ , т. е. при входе в уплотнение переднего диска:

$$p_{y1} = p_2 - \rho \frac{U_2^2 - U_{y1}^2}{8}.$$

5.2. Предварительно определяем величину утечки  $\dot{V}_{y1}$  по формуле

$$\dot{V}_{y1} = p_{y1} \pi D_{y1} \delta_{y1} \sqrt{\frac{2 \Delta p_{y1}}{\rho}},$$

где  $\Delta p_{y1} = p_{y1} - p_{2'}$  — перепад статического давления,  $p_{2'} = p_{1'} + \rho H_{ст\text{ шп}}$  (см. п. 3);  $\mu_{y1}$  — коэффициент расхода.

5.3. Вычисляем величину осевого усилия  $R_{z3}$  с учетом величины утечки  $\dot{V}_{y1}$ , направленной от периферии к центру [6], [7]:

$$R_{z3} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_{y1}^2) p_2 - A,$$

$$\left. \begin{aligned} \text{где } A &= 2\pi r_2^2 \left\{ \frac{0,19}{\bar{r}_{y1}^2} \left[ (1,96\beta - 1) (p_2 - p_{\bar{r}_{y1}=0,85}^-) - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - (2,3\beta \bar{r}_{y1} - 1) \times (p_2 - p_{\bar{r}_{y1}}^-) \right] + 0,067 (p_2 - p_{\bar{r}_{y1}=0,85}^-) \right\}, \\ &\text{при } \bar{r}_{y1} < 0,85; \\ A &= 42 r_2^2 (p_2 - p_{\bar{r}_{y1}=0,85}^-) \left[ (1 - \bar{r}_{y1}^2)/2 - (1 - \bar{r}_{y1}^3)/3 \right] \\ &\text{при } \bar{r}_{y1} \geq 0,85; \\ r_{y1} &= D_2/2; \quad r_{y1} = D_{y1}/2; \quad \bar{r}_{y1} = r_{y1}/r_2. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Разности давлений  $(p_2 - p_{\bar{r}_{y1}}^-)$ ,  $(p_2 - p_{\bar{r}_{y1}=0,85}^-)$  определяем по соотношениям

$$\left. \begin{aligned} p_2 - p_{\bar{r}_{y1}}^- &= \rho U_2^2 k_y \exp 2,3 \left( \alpha \frac{C_{3u}}{U_2} + \beta \bar{r}_{y1} \right) \text{ при } \bar{r}_{y1} < 0,85; \\ p_2 - p_{\bar{r}_{y1}}^- &= \rho U_2^2 k_y \exp 2,3 \left( \alpha \frac{C_{3u}}{U_2} + 0,85\beta \right) \text{ при } \bar{r}_{y1} = 0,85; \\ p_2 - p_{\bar{r}_{y1}}^- &= 6,67 (p_2 - p_{\bar{r}_{y1}=0,85}^-) (1 - \bar{r}_{y1}) \text{ при } \bar{r}_{y1} > 0,85. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Коэффициенты  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $k_y = f(\dot{V}_y / \omega_{pk} r_2^3)$  определяем по рис. 19.

В соотношениях системы (22) используется как значимый параметр закрутка потока на периферии осевого зазора  $C_{3u}$ , величину которой принимаем равной величине закрутки потока на начальной окружности улиточного отвода насоса [7]. В общем случае  $C_{3u}$  не равна закрутке на выходе из РК  $C_{2u}$  (см. рис. 3).

Средненное значение величины  $C_{3u}$  для режима  $\dot{V} = \dot{V}_{\text{онт}}$  можно определить по соотношению [7]

$$C_{3u} \approx (0,75 \div 0,85) C_{2u}. \quad (23)$$

При расчете осевого усилия  $R_{z3}$  в некоторых случаях используют вместо  $C_{3u}$  скорость  $C_{2u}$  [22], однако обязательным



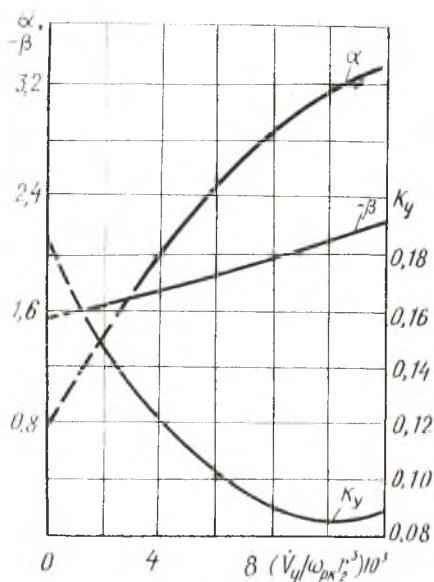


Рис. 19. Зависимость коэффициентов  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $k_y$  от величины утечек через осевой зазор между диском РК и корпусом ЦВН

условием при этом должна быть идентичность расчета для переднего и заднего покрывных дисков.

При определении коэффициентов  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $k_y$  по рис. 19 вначале используем величину утечки  $\dot{V}_{y1}$ , вычисленную приближенно, для случая  $\omega_{ж} = \omega_{pk} / 2$ . После первого вычисления разности  $(p_2 - p_{r_{y1}})$  по соотношениям системы (22), уточнив

$\Delta p_{y1}$ , определяем новое значение  $\dot{V}_{y1}$ , т. е. ведем расчет итерациями до тех пор, пока предыдущее и последующее значения  $\dot{V}_{y1}$  будут отличаться не более, чем на (3—4)%. Обычно хватает двух—трех приближений. По окончательной величине утечки  $\dot{V}_{y1}$  определяем осевое усилие  $R_{z3}$ . Вычисление по приведенному алгоритму сложнее, чем по соотношению (15), поэтому желательно расчет автоматизировать.

При определении комплекса  $\dot{V}_{y1} / \omega_{pk} r_2^3$  величина его даже в первом приближении может быть настолько мала, что использовать графики  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $k_y = f(\dot{V}_{y1} / \omega_{pk} r_2^3)$  становится нецелесообразно.

Тогда величину  $A$  (см. п. 5.3) определяем по формуле [7]

$$A = \rho U_2^2 r_2^2 \frac{\pi}{4} \left[ (1 - \bar{r}_{y1}^2) / 2 - (1 - \bar{r}_{y1}^4) / 4 \right], \quad (24)$$

где  $\xi = \omega_{\text{PK}}/\omega_{\text{ж}}$  находим по рис. 9.

5.4. Определяем в первом приближении величину утечки  $\dot{V}_{y2}$  по соотношению (17).

5.5. Вычисляем гидравлические потери  $\Delta p_0$  на вращающихся разгрузочных отверстиях по соотношению (18).

5.6. Определяем статическое давление  $p_{\text{вх}0}$  в разгрузочной полости А (см. рис. 17) на диаметре  $D_{\text{ц0}}$  по соотношению (19).

5.7. Находим статическое давление жидкости на входе в уплотнение на бурте заднего диска РК:

$$p_{y2 \text{ вх}} = p_2 - \rho U_2^2 k_y \exp 2,3 \left( \alpha \frac{C_{3u}}{U_2} + \beta \bar{r}_{y2} \right) \text{ при } \bar{r}_{y2} = \bar{r}_{y2}/r_2 < 0,85;$$

$$p_{y2 \text{ вх}} = p_2 - \rho U_2^2 k_y \exp 2,3 \left( \alpha \frac{C_{3u}}{U_2} + 0,85 \beta \right) \text{ при } \bar{r}_{y2} = 0,85;$$

$$p_{y2 \text{ вх}} = p_2 - 6,67 \left( p_2 - p_{\bar{r}_{y2}=0,85} \right) (1 - \bar{r}_{y2}) \text{ при } \bar{r}_{y2} > 0,85.$$

Коэффициенты  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $k_y$  определяем по рис. 19. Расчет величины  $C_{3u}$  проводим по соотношению (23).

5.8. Вычисляем статическое давление жидкости на выходе из уплотнения:

$$p_{y2 \text{ вых}} = p_{\text{вх}0} + \rho U_{2y}^2 k_y \exp 2,3 \left( \alpha \frac{C_{3u}}{U_{2y}} + \beta \bar{r}_0 \right) \text{ при } \bar{r}_0 = r_0/r_{y2} \leq 0,85,$$

$$\text{где } r_0 = D_{\text{ц0}}/2, \quad C_{3u} \approx 0,5 U_{y2}$$

5.9. Определяем перепад давления на уплотнении заднего диска:

$$\Delta p_{y2} = p_{y2 \text{ вх}} - p_{y2 \text{ вых}}.$$

5.10. Уточняем величину утечки  $\dot{V}_{y2}$  по соотношению (20).

5.11. Если величина  $\dot{V}_{y2}$  отличается от принятой в п. 5.4 менее, чем на 3—4%, то переходим к расчету осевых усилий  $R_{z4}$  и  $R_{z5}$ , в противном случае повторяем расчет, начиная с п. 5.5.

При определении коэффициентов  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $k_y$  может встретиться случай, когда  $\dot{V}_{y2}/\omega_{\text{PK}} r_2^3 \rightarrow 0$ . Тогда  $p_{y2 \text{ вх}}$  и  $p_{y2 \text{ вых}}$  вычисляем по соотношениям [7]

$$p_{y2 \text{ вх}} = p_2 - \rho U_2^2 \frac{1 - \bar{r}_{y2}^2}{2\xi^2};$$

$$p_{y2 \text{ вых}} = p_{\text{вх}0} + \rho U_0^2 \frac{1 - \bar{r}_0^2}{2\xi^2},$$

где величину  $\xi$  находим по рис. 9.

## 5.12. Находим осевые усилия

$$R_{z4} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_{y2}^2) p_2 - A;$$

$$R_{z5} = \frac{\pi}{4} (D_{y2}^2 - D_{y3}^2) p_{y2 \text{ вых}} - A,$$

где величину  $A$  определяем по соотношениям систем (21), (22) и формуле (24) при  $\dot{V}_{y2}/\omega_{\text{рк}} r_2^3 \rightarrow 0^*$  (для  $\bar{r}_y = \bar{r}_{y2}$ ).

6. Расчет осевого усилия, действующего на поверхность заднего диска РК ШЦБН, проведен в предположении, что  $\dot{V}_{y2} \approx \dot{V}_0$ . Расчет усложняется, если попытаться воспользоваться равенством (16), но станет известной величина утечки  $\dot{V}_{y3}$  через уплотнение на валу насоса (см. рис. 17), которое дозирует расход компонента на смазку и охлаждение радиально-упорного подшипника. Ниже приведен алгоритм расчета осевого усилия, действующего на задний диск РК ШЦБН при соблюдении равенства (16) и соотношения (3).

$$6.1. \dot{V}_0 \approx \dot{V}_{y2}.$$

$$6.2. \dot{V}_{y2} = \dot{V}_{y1} \frac{D_{y2} \delta_{y2}}{D_{y1} \delta_{y1}}.$$

$$6.3. \Delta p_0 = \rho \dot{V}_{y2}^2 / 2 \mu_0^2 F_0^2.$$

$$6.4. p_{\text{вх}0} = p_2 + \Delta p_0.$$

$$6.5. p_{y3 \text{ вх}} = p_{\text{вх}0} - \rho \frac{U_0^2 - U_{y3}^2}{8}.$$

$$6.6. p_{y3 \text{ вых}} \text{ — задано,} \\ (\text{например, } p_{y3 \text{ вых}} \approx p_1).$$

$$6.7. \Delta p_{y3} = p_{y3 \text{ вх}} - p_{y3 \text{ вых}}.$$

$$6.8. \dot{V}_{y3} = \mu_{y3} \pi D_{y3} \delta_{y3} \sqrt{2 \Delta p_{y3} / \rho}^{**}$$

$$6.9. p_{y2 \text{ вх}} = p_2 - \rho \frac{U_2^2 - U_{y2}^2}{8}$$

$$6.10. p_{y2 \text{ вых}} = p_{\text{вх}0} + \rho \frac{U_{y2}^2 - U_0^2}{8}$$

$$6.11. \Delta p_{y2} = p_{y2 \text{ вх}} - p_{y2 \text{ вых}}.$$

$$6.12. \dot{V}_{y2} = \mu_{y2} \pi D_{y2} \delta_{y2} \sqrt{2 \Delta p_{y2} / \rho}.$$

$$6.13. \dot{V}_0 = \dot{V}_{y2} - \dot{V}_{y3}.$$

$$6.14. \Delta p_0 = \rho \dot{V}_0^2 / 2 \mu_0^2 F_0^2.$$

$$6.15. \text{Если } \varepsilon = \left| \frac{\Delta p_{06.3} - \Delta p_{06.14}}{\Delta p_{06.3}} \right| \leq$$

$\leq 0,03$ , то определяем осевые усилия  $R_{z4}$  и  $R_{z5}$ , иначе повторяем расчет, начиная с п.6.4., ( $\Delta p_0 = \Delta p_{06.14}$ )

$$6.16. \text{Проверяем равенство} \\ \dot{V}_{y2} = \dot{V}_0 + \dot{V}_{y3}.$$

$$6.17. R_{z4} = \pi/4 (D_2^2 - D_{y2}^2) \times \\ \times \left( p_2 - \rho \frac{U_2^2 - U_{y2}^2}{16} \right).$$

$$6.18. R_{z5} = \pi/4 (D_{y2}^2 - D_{y3}^2) \times \\ \times \left( p_{y2 \text{ вх}} - \rho \frac{U_{y2}^2 - U_{y3}^2}{16} \right).$$

\* При вычислении величины  $R_{z5}$  в соотношениях систем (21), (22) и формуле (24) следует подставлять  $r_2 = r_{y2}$ ,  $r_{y1} = r_0$ ,  $p_2 = p_{y2 \text{ вх}}$ ,  $U_2 = U_{y2}$  и  $C_{3и} \approx 0,5 U_{y2}$ .

\*\*  $\mu_{y3}$ ,  $\delta_{y3}$  — коэффициент расхода и радиальный зазор для рассматриваемого уплотнения (см. рис. 17).

В предложенном алгоритме можно учесть влияние факторов  $C_{3и}$ ,  $\dot{V}_{y2}$ ,  $S$  и  $Re$  на распределение статического давления вдоль радиуса диска РК ШЦБН. Для этого необходимо применить соотношения систем (21), (22) и формулу (24) в пунктах 6.5, 6.9, 6.10, 6.17 и 6.18 алгоритма.

7. Определяем динамическое осевое усилие, действующее на ротор:

$$R_{z\text{дин}} = \dot{m} (C_{2z} - C_{1z}).$$

8. Находим суммарное осевое усилие, действующее на ротор ШЦБН:

$$R_{z\text{ит}} = R_{z1} + R_{z2} + R_{z3} + R_{z\text{дин}} - R_{z4} - R_{z5}. \quad (25)$$

9. По известной величине осевого усилия от привода ШЦБН окончательно определяем осевое усилие, действующее на радиально-упорный подшипник ТНА в целом. По его величине можно оценить работоспособность и ресурс шарикоподшипниковой опоры и при необходимости ввести в конструкцию разгрузочное устройство.

Расчет осевого усилия в рассматриваемом ШЦБН можно осуществить и для режимов, отличных от расчетного, т. е. при  $\dot{V} \neq \dot{V}_{\text{опт}}$ .

Зависимость  $R_z = f(\dot{V})$  при  $\dot{V} \neq \dot{V}_{\text{опт}}$  ( $\omega_{\text{РК}} = \text{const}$ ) может быть рассчитана для ЦБН со спиральным отводом по методу, изложенному в [5].

10. В многоступенчатых ЦБН в ступенях, кроме последней, около заднего покрывного диска РК ЦБН реализуется течение от центра к периферии. В этом случае осевое усилие  $R_z$  определяем по соотношению из работы [7]:

$$R_z = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_y^2) p_2 - A, \text{ где } A = \rho U_2^2 r_2^2 \pi C_{3и}^2 / U_2^2 (1 - \bar{r}_y)^4 \times \\ \times \{[(1 - \bar{r}_y)^6 / 6 + \bar{r}_y (1 - \bar{r}_y)^5 / 5] (1 - \bar{r}_y^2) - \\ - 1/3 [(1 - \bar{r}_y)^8 / 8 + 11 \bar{r}_y (1 - \bar{r}_y)^7 / 35 + \bar{r}_y^2 (1 - \bar{r}_y)^6 / 5]\}. \quad (26)$$

*ЦБН с полуоткрытым РК.* Конструктивная схема одноступенчатого ЦБН с полуоткрытым РК изображена на рис. 20. Контрольная поверхность ротора показана на рис. 20 пунктиром.

Расчет ведем в следующей последовательности.

1. Вычисляем осевое усилие, действующее на ротор со стороны входа:

$$R_{z1} = \frac{\pi}{4} D_1^2 p_1.$$

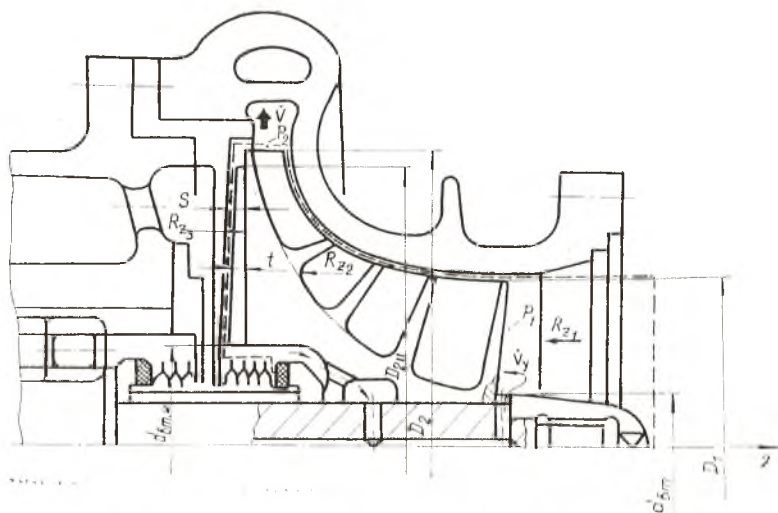


Рис. 20. К расчету осевого усилия в ЦБН с полуоткрытым ПК

2. Осевое усилие, действующее на внутреннюю поверхность заднего диска ПК, зависит от распределения статического давления  $p(r)$  внутри межлопаточных каналов ПК вдоль радиуса.

Точное решение в этом случае весьма затруднительно. Поэтому используют линейное распределение статического давления  $p(r)$  от давления на входе  $p_1$  до  $p_2$  [29]. Тогда, с учетом динамической составляющей, искомое осевое усилие определяем по формуле

$$R_{z2} = \frac{\pi}{8} (D_2^2 - D_1^2) (p_2 + p_1) + \dot{m} (C_{2z} - C_{1z})^* \quad (27)$$

3. Расчет осевого усилия  $R_{z3}$ , действующего на внешнюю поверхность заднего покрывного диска ПК (со стороны зазора  $S$ ), не отличается от приведенного выше для ШЦБН, если на нем отсутствуют радиальные ребра.

Как правило, осевое усилие в ЦБН с полуоткрытым ПК значительно больше, чем при закрытом. Чтобы его уменьшить, выполняют радиальные ребра на внешней поверхности заднего диска ПК (см. рис. 20).

\* Для вычисления величины усилия  $R_{z2}$  можно использовать соотношение (31).

4. При малой величине зазора ( $S - t$ ) между ребрами и корпусом жидкость будет вращаться с угловой скоростью, приблизительно равной угловой скорости РК [29], т. е.  $\omega_{ж} \approx \omega_{РК}$ . Поэтому при наличии оребрения эпюра статического давления в зазоре становится менее полной, следовательно, осевая сила  $R_{z3}$  будет также меньше.

О расчете осевого усилия, действующего на оребренный диск, нет достаточно точных сведений. Однако можно использовать некоторые приближенные соотношения.

Можно принять [29], что в зазоре

$$\omega_{ж} = \frac{\omega_{РК}}{2} (1 + t/S), \quad (28)$$

где  $t$  — высота радиальных ребер;

$S$  — среднее расстояние между стенкой корпуса и задним диском РК.

Тогда изменение давления, создаваемое радиальными лопатками,

$$\Delta p_u = \rho \frac{(1 + t/S)^2}{8} (U_{2u}^2 - U_{вт u}^2), \quad (29)$$

где  $U_{2u}$ ,  $U_{вт u}$  — окружные скорости на соответствующих диаметрах (см. рис. 20).

По соотношению (4) определяем среднее давление, действующее на площадь неоребренной поверхности заднего диска:

$$p_{ср u} = p_2 - \rho \frac{U_2^2 - U_{2u}^2}{16}.$$

С учетом соотношений (28), (29) среднее давление, действующее на площадь оребренной поверхности заднего диска,

$$p_{ср u} = p_2 - \frac{U_2^2 - U_{2u}^2}{8} - \rho \frac{(1 + t/S)^2}{16} (U_{2u}^2 - U_{вт u}^2).$$

$$\begin{aligned} \text{Тогда осевое усилие } R_{z3} = & \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_{2u}^2) \left( p_2 - \frac{U_2^2 - U_{2u}^2}{16} \right) + \\ & + \frac{\pi}{4} (D_{2u}^2 - d_{вт u}^2) \left[ p_2 - \rho \frac{U_2^2 - U_{2u}^2}{8} - \rho \frac{(1 + t/S)^2}{16} (U_{2u}^2 - U_{вт u}^2) \right]. \end{aligned} \quad (30)$$

Приравнивая сумму сил  $R_{z1}$ ,  $R_{z2}$  к осевой силе  $R_{z3}$ , определяем искомый наружный диаметр  $D_{2u}$  радиальных ребер.

Оребрение дисков РК ведет к росту затраченной мощности ЦБН. Следовательно, оптимальным будет такой диаметр

$D_{2и}$ , который необходим для уменьшения осевого усилия, а также для минимально возможного приращения затраченной мощности.

*ЦБН с открытым РК.* Конструктивная схема ЦБН с открытым РК изображена на рис. 21. Отсутствие покрывных дисков на РК подобного насоса приводит к почти полному

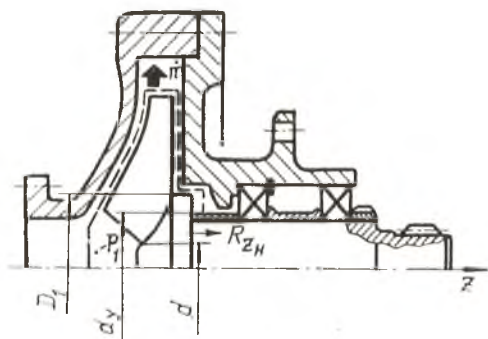


Рис. 21. К расчету осевого усилия в ЦБН с открытым РК

уравновешиванию осевых усилий, действующих на ротор. Осевое усилие

$$R_{zи} = \frac{\pi}{4} [d^2 p_1 + (D_1^2 - d^2) (p_1 + \Delta p)].$$

где  $\Delta p = k \rho \frac{U_2^2}{2}$  — приращение давления на участке облопачивной втулки ( $k = 0,8—0,9$ ).

Усилие  $R_{zи}$  обычно воспринимается радиально-упорным подшипником.

## 2.4. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Расчет осевого усилия в ЦБК рассмотрим на примере конструкции с полуоткрытым РК и лабиринтным уплотнением (ЛУ) на заднем покрывном диске (рис. 22). Такой расчет проводим после того как определены величины статических давлений на входе  $p_1$  в РК и выходе  $p_2$  из РК, соответствующие кинематика потока и геометрические размеры ротора.

Значительно меньшая плотность воздуха по сравнению с плотностью жидких компонентов топлив ДЛТ обуславливает весьма слабое влияние вращения воздуха в зазоре между корпусом и диском РК ТМ на распределение давления вдоль

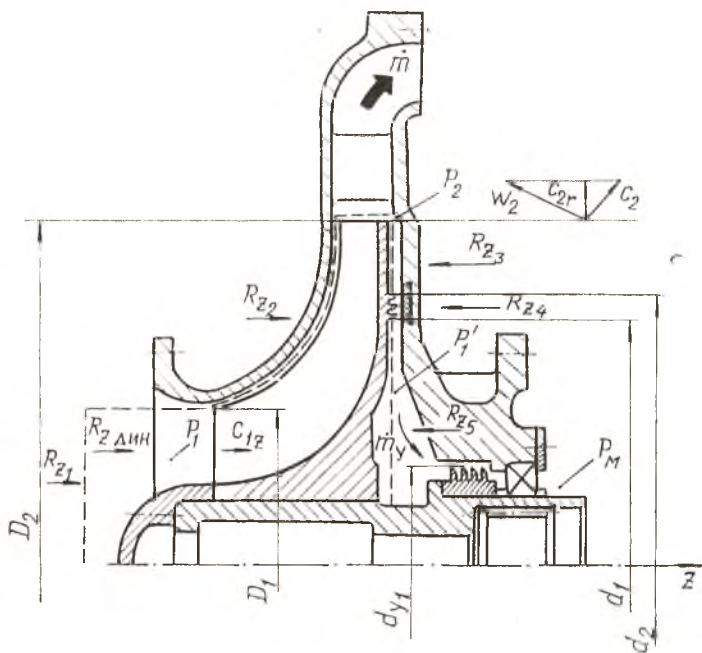


Рис. 22. К расчету осевого усилия в ЦБК с полуоткрытым РК

радиуса. Это легко показать подсчетом величины  $p(r)$  по соотношению (4), однако такое допущение может не оправдаться при высоких степенях сжатия  $\pi_k^*$ .

Контрольная поверхность для определения осевого усилия в ЦБК показана на рис. 22 пунктиром.

Расчет ведем в следующей последовательности.

1. Определяем осевое усилие, действующее на ротор со стороны входа:

$$R_{z1} = \frac{\pi}{4} D_1^2 p_1.$$



2. Находим осевое усилие, действующее на внутреннюю поверхность заднего диска РК [28] (с учетом динамической составляющей):

$$R_{z2} = \frac{\pi}{8} \left[ D_2^2 - D_1^2 \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right] p_2 + \dot{m} (C_{2z} - C_{1z}). \quad (31)$$

Соотношение (31) получено в предположении, что для текущего радиуса  $r$  справедливо равенство  $p = p_2 (r/r_2)^2$ , где  $r_2 = D_2/2$ .

3. Вычисляем осевое усилие, действующее на наружную поверхность заднего диска РК, ограниченную диаметрами  $d_2$  и  $D_2$ :

$$R_{z3} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_2^2) p_2.$$

4. Определяем осевое усилие, действующее в ЛУ на поверхность, ограниченную диаметрами  $d_2$  и  $d_1$ . Принимаем, что в ЛУ давление изменяется вдоль радиуса по линейному закону [28]:

$$p = p_1' + \frac{2(p_2 - p_1')}{d_2 - d_1} \left( r - \frac{d_1}{2} \right). \quad (32)$$

где  $p_1'$  — давление в полости между лабиринтами.

Интегрируя выражение (32) в пределах от  $d_1/2$  до  $d_2/2$ , получим

$$R_{z4} = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) p_1' + \left( \frac{d_2^3 - d_1^3}{6} - d_1 \frac{d_2^2 - d_1^2}{6} \right) \frac{\pi (p_2 - p_1')}{d_2 - d_1}.$$

Давление  $p_1'$  можно определить, если известны величины давления  $p_m$  в масляной полости ЦБК и расхода воздуха  $\dot{m}_{y1}$  для надува лабиринта. Для этого соотношение

$$\dot{m}_{y1} = p_{y1} F_{y1} \sqrt{(p_1'^2 - p_m^2) / zRT_1'}$$

необходимо решить относительно  $p_1'$ .

В соотношении (33)  $\mu_{y1} \approx 0,2-0,4$ ;  $z$  — число гребней лабиринта;  $F_{y1} = \pi d_{y1} \delta_{y1}$ ;  $\delta_{y1}$  — радиальный зазор в уплотнении;  $R$ ,  $T_1'$  — газовая постоянная и температура воздуха на входе в уплотнение, соответственно.

5. Определяем осевое усилие, действующее на наружную поверхность заднего диска РК, ограниченную диаметрами  $d_1$  и  $d_{y1}$ :

$$R_{z5} = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_{y1}^2) p_1'.$$

6. Находим суммарное осевое усилие, действующее на ротор ЦБК:

$$R_{zk} = R_{z1} + R_{z2} - R_{z3} - R_{z4} - R_{z5}. \quad (34)$$

В случае закрытого РК в ЦБК (см. рис. 23) осевое усилие  $R_{zk}$  приближенно определяем по соотношению

$$R_{zk} \approx \dot{m} (C_{2z} - C_{1z}) - \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_v^2) (p_2 - p_1).$$

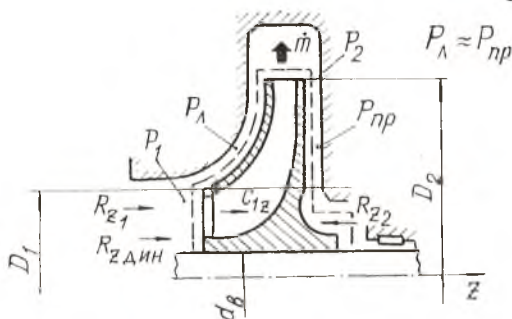


Рис. 23. К расчету осевого усилия в ЦБК с закрытым РК

## 2.5. ОСЕВЫЕ ТУРБИНЫ

Расчет осевого усилия в турбинах проводим после газодинамического расчета турбины в целом, в результате становятся известны распределения статических давлений и кинематика потока в сечениях за лопатками соплового аппарата (СА) и РК, параметры потока по радиусу лопаток, а также статические давления в областях, где газовоздушный поток воздействует на поверхности дисков турбин (разгрузочные и лабиринтные полости).

**Одноступенчатая активная турбина.** Схема одноступенчатой турбины изображена на рис. 24. Расчет осевого усилия проводим в следующей последовательности.

1. Выделяем контрольную поверхность ротора турбины, на которую действуют осевые усилия (пунктир на рис. 24).

2. Осевое усилие  $R_{zл}$ , действующее на диск турбины, зависит от изменения степени реактивности  $\rho_r$  по высоте лопатки и расположения РК в агрегате.

При относительно коротких лопатках ( $D_{cp}/h_{pk} \geq 10-12$ ) можно пренебречь изменением степени реактивности  $\rho_r$  по высоте лопатки. Тогда при  $\rho_r = 0$   $p_1 = p_2$ , т. е. статические давления по обе стороны диска равны между собой.

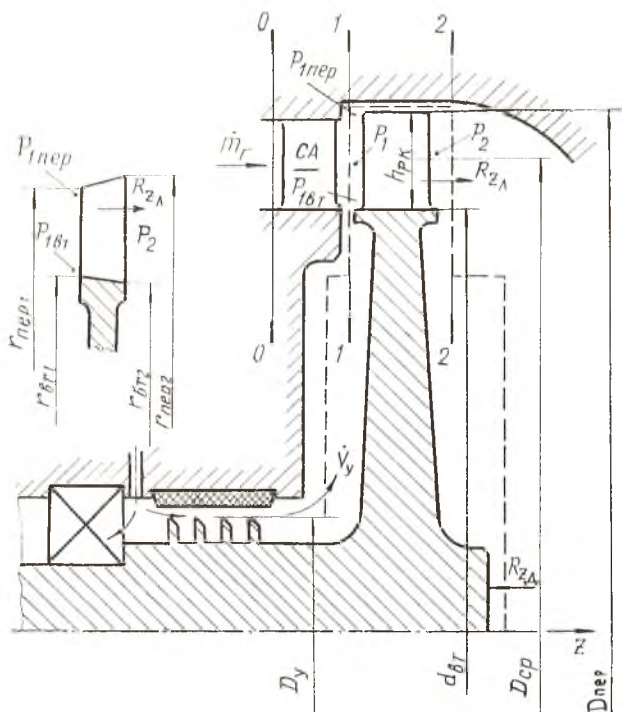


Рис. 24. К расчету осевого усилия в активной одноступенчатой турбине

В этом случае осевое усилие  $R_{zл}$ , действующее на диск турбины, определяется только расположением РК в ТМ. При консольном креплении РК на валу (см. рис. 24)  $R_{zл} = p_1 F$ , где  $F = \pi D_y^2 / 4$ . При расположении РК турбины между насосами  $R_{zл} = 0$  ( $D_{y1} \approx D_{y2}$ ), так как  $p_1 = p_2$  (рис. 25).

Если  $D_{cp}/h_{pk} < 10$ , необходимо определить изменение степени реактивности  $\rho_r$  по высоте лопатки.

Обычно для одноступенчатой активной турбины  $\rho_{r,cp} \approx 0,1-0,25$ ,  $\rho_{r,ш} = 0$ . В этом случае лопатки могут профили-

роваться по радиусу. В зависимости от закона профилирования в трех—пяти сечениях лопатки определяют величины статических давлений  $p_1(r)$  [16].

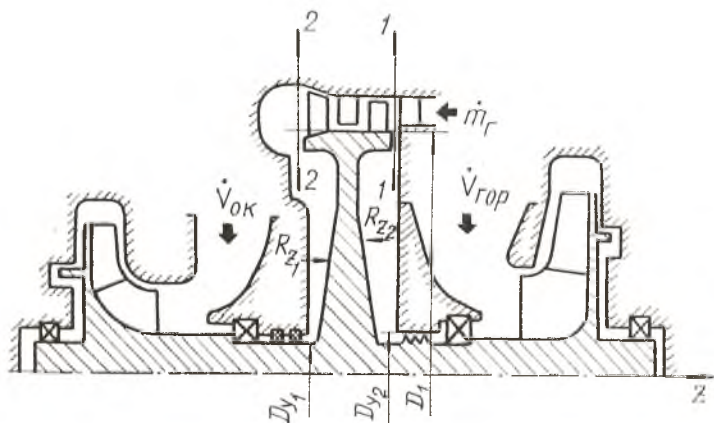


Рис. 25. Схема ТНА с расположением активной турбины между насосами

Осевое усилие, действующее на лопатку РК от разности давлений  $p_1(r)$  и  $p_2(r) = \text{const}$  (см. рис. 24),

$$R_{zл} = 2\pi \int_{r_{вт1}}^{r_{пер1}} p_1(r) r dr - \pi (r_{пер2}^2 - r_{вт2}^2) p_2.$$

Для вычисления интеграла в этом выражении можно применить графическое интегрирование. В случае профилирования лопаток РК по закону  $C_{1a} r = \text{const}$  имеется аналитическое соотношение [11]:

$$R_{zл} = 2\pi [p_0^* b^n (r_{пер1}^2 - r_{вт1}^2)/2 - a n p_0^* b^{n-2} (b \ln(r_{пер1}/r_{вт1}) - a(n-1)(r_{пер1}^2 - r_{вт1}^2)/4r_{пер1}^2 r_{вт1}^2) - (r_{пер2}^2 - r_{вт2}^2) p_2], \quad (35)$$

где  $a = \frac{C}{2\gamma^2 n R T_0^*}$ ;  $b = 1 - \frac{C_{1a}}{2\gamma^2 n R T_0^*}$ ;  $C = C_{1a} r = \text{const}$ ;  $n = \frac{\gamma}{\gamma-1}$ ;

$p_0^*$ ,  $T_0^*$  — полные давление и температура газа на входе в СА турбины, соответственно;  
 $R$  — газовая постоянная;

$r_{\text{пер}} = \frac{D_{\text{пер}}}{2}$ ,  $r_{\text{вт}} = \frac{d_{\text{вт}}}{2}$  — радиусы на периферии и у втулки лопатки РК в соответственных сечениях (см. рис. 24);

$k$  — показатель адиабаты;

$\varphi$  — коэффициент потерь в лопатках СА.

При законе профилирования, отличном от  $C_{1u} r = \text{const}$ , расчет осевого усилия  $R_{zл}$  проводят при соответствующем распределении  $p_1(r)$ .

3. Если меридиональное сечение лопатки РК турбины выполнено с  $d_{\text{вт}}, D_{\text{пер}} = \text{var}$ , то осевое усилие  $R_{zл}$  дополняется составляющей

$$\Delta R_{zл} = 0,5 \pi [(r_{\text{пер}2}^2 - r_{\text{пер}1}^2)(p_{1\text{пер}} + p_2) - (r_{\text{вт}2}^2 - r_{\text{вт}1}^2)(p_{1\text{вт}} + p_2)],$$

в которой вычитаемое обычно мало.

4. Величиной динамической составляющей  $R_{z\text{дин}} = \dot{m}_r (C_{2z} - C_{1z})$  обычно пренебрегают ввиду ее малости в сравнении с величиной  $R_{zл}$  и  $R_{zл}$ .

5. Суммарное осевое усилие, действующее на РК турбины,

$$R_{zг} = R_{zл} + \Delta R_{zл} \pm R_{zл}. \quad (36)$$

Знак составляющей  $R_{zл}$  определяется расположением РК на валу ТМ. Для конструктивной схемы (рис. 24) ее надо брать с минусом.

Далее рассматриваем вопрос об уравнивании осевого усилия насоса и турбины, добиваясь приемлемой величины суммарной осевой силы, действующей на радиально-упорный подшипник.

*Многоступенчатая осевая активная турбина со ступенями давления.* Распределения давлений  $p$  и скоростей  $C$  по тракту такой турбины изображены на рис. 26 (верхняя часть).

При расположении РК турбины между насосами (см. рис. 25) осевое усилие

$$R_{zг} = R_{z1} - R_{z2} + R_{zл},$$

где  $R_{zл}$  — осевое усилие, действующее на лопатки (обычно  $R_{zл} \approx 0$ );

$$R_{z1} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_{y1}^2) p_2, \quad R_{z2} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_{y2}^2) p_1, (p_1 > p_2) —$$

осевые силы, действующие на диски.

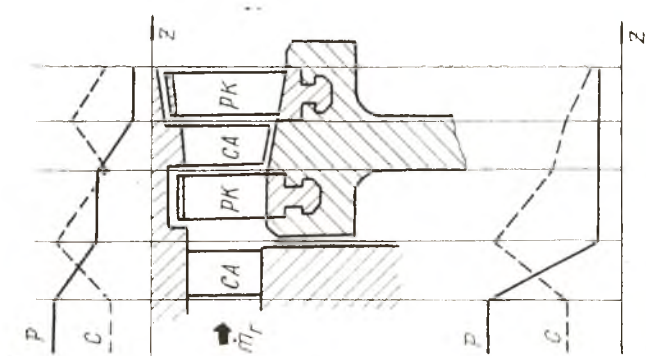


Рис. 26. Распределение давлений и скоростей по тракту активной многоступенчатой турбины

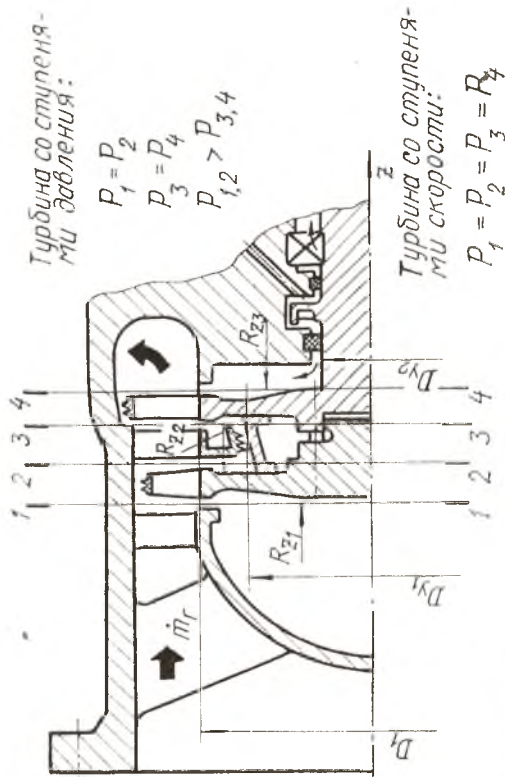


Рис. 27. К расчету осевого усилия в многоступенчатой активной турбине, расположенной консольно

При консольном расположении РК (рис. 27), при  $d_{\text{вт}} = D_{\text{иср}} = \text{const}$  и осевом подводе газа осевое усилие

$$R_{z\tau} = R_{z1} + R_{z\lambda} - R_{z2} - R_{z3},$$

где  $R_{z1} = \frac{\pi}{4} D_1^2 p_1$ ,  $R_{z2} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_{y1}^2) (p_2 - p_3)$ ,  $R_{z3} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_{y2}^2) p_4$  — осевые усилия, действующие на диски ( $R_{z\lambda} \approx 0$ );  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$  и  $p_4$  — давления в соответствующих сечениях тракта.

В той же конструкции, но с радиальным подводом противоположно направленного газа, осевое усилие  $R_{z\tau}$  будет меньше на величину  $\frac{\pi}{4} D_{y2}^2 (p_1 - p_4)$  по сравнению с предыдущим случаем (вывод опущен).

*Многоступенчатая осевая активная турбина со ступенями скорости.* Распределения давлений  $p$  и скоростей  $C$  по тракту такой турбины изображены на рис. 26 (нижняя часть).

При расположении РК турбины между насосами (см. рис. 25) осевое усилие  $R_{z\tau} = 0$  при  $D_{y1} \approx D_{y2}$ , так как  $p_1 = p_2$ . При консольном расположении РК (см. рис. 27) осевое усилие  $R_{z\tau} = \frac{\pi}{4} D_{y2}^2 p_1$  при любом подводе газа.

Таким образом, при равных  $p_1$ , степенях расширения газа  $\pi_T^* = p_0^*/p_4$  и  $D_{y2}$  осевое усилие  $R_{z\tau}$  всегда меньше в турбине со ступенями скорости.

*Реактивная турбина авиационного ГТД.* Схема одноступенчатой турбины каскада высокого давления изображена на рис. 28.

Расчет осевого усилия проводим при следующих исходных данных.

1. Назначен расчетный режим турбины.
2. На расчетном режиме известны распределения статических давлений  $p(r)$ , осевых скоростей  $C_z(r)$  и плотностей  $\rho(r)$  по высоте рабочей лопатки турбины на входе и выходе.
3. Определены величины статических давлений  $p_3$  и  $p_4$  в межлабиринтных полостях турбины.
4. Заданы геометрические размеры поверхностей ротора, на которые действует статическое давление газоздушного потока.

Осевое усилие рассчитываем в следующей последовательности.

1. Выделяем контрольную поверхность ротора турбины, на которую действуют осевые усилия (пунктир на рис. 28).

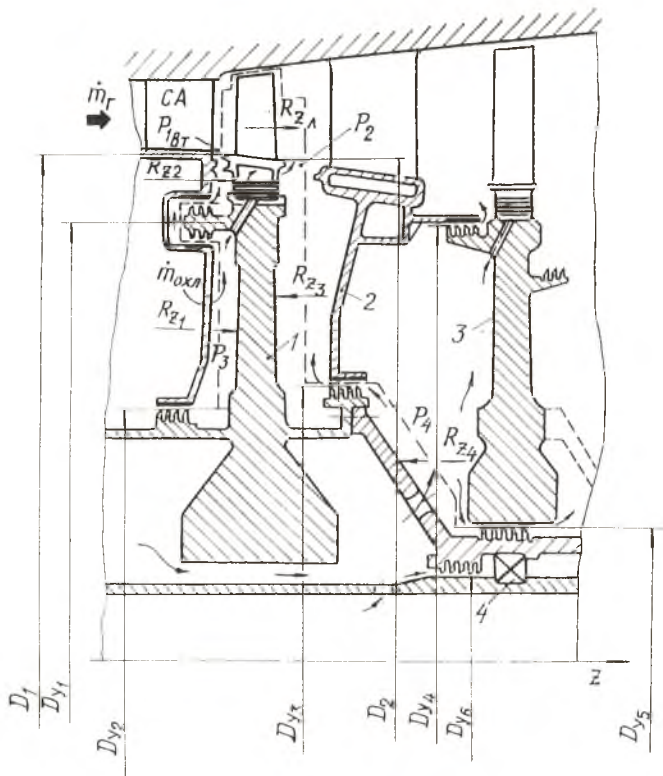


Рис. 28. К расчету осевого усилия в реактивной турбине: 1 — диск турбины; 2 — диафрагма СА; 3 — диск турбины следующего каскада турбокомпрессора; 4 — радиальный подшипник

2. Определяем осевое усилие  $R_{z \text{ дин}}$  (динамическая составляющая).

Пусть лопатка РК турбины разбита сечениями на ряд кольцевых элементов (рис. 29).

Элементарное осевое динамическое усилие, записанное для любого кольцевого элемента  $j$  между  $i$  и  $i + 1$  сечениями, определяем по соотношению

$$\Delta R_{z \text{ дин } j} = 2\pi r_{cpj} \Delta r_{cpj} [\rho_{cpj} C_{zcpj} (C_{2zcpj} - C_{1zcpj})], \quad (37)$$



где  $j = 1, 2, 3, \dots, n - 1$  — номер кольцевого элемента;  
 $n$  — количество сечений, на которые разбит лопаточный венц;  
 $\Delta r_j = r_{i+1} - r_i$  — высота кольцевого элемента;  
 $r_i$  — радиус  $i$ -го сечения;  
 $C_{1z}, C_{2z}$  — осевые составляющие абсолютных скоростей газа на входе и выходе ( $C_{2z} > C_{1z}$ );  
 $\rho_1, \rho_2$  — плотности газа на входе и выходе ( $\rho_1 > \rho_2$ ).

Величины  $r_{срj}$ ,  $\Delta r_{срj}$ ,  $\rho_{срj}$ ,  $C_{zсрj}$ ,  $C_{1zсрj}$  и  $C_{2zсрj}$  определяются соотношениями системы (13).

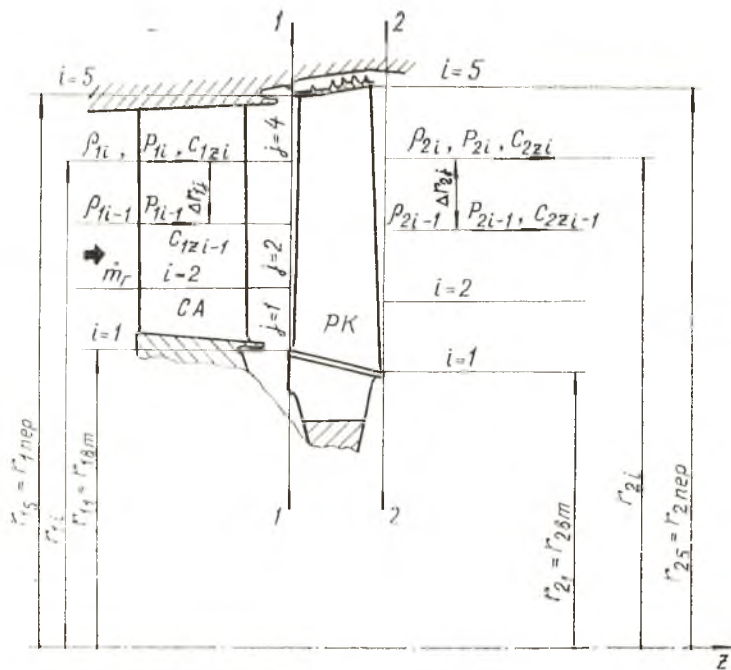


Рис. 29. К расчету осевого усилия, действующего на лопатку РК турбины

Суммарное осевое динамическое усилие, действующее на рабочую лопатку  $k$ -й ступени в целом,

$$R_{z\text{дин}k} = \sum_{j=1}^{j=n-1} \Delta R_{z\text{дин}j}.$$

В многоступенчатой турбине, при числе ступеней  $m$ , суммарное осевое динамическое усилие

$$R_{z\text{лин}} = \sum_{k=1}^{k=m} R_{z\text{лин}k}.$$

Вычисление величины  $R_{z\text{лин}k}$  для рабочей лопатки можно вести методом графического интегрирования.

3. Определяем осевое усилие  $R_{zл}$ , действующее на рабочую лопатку турбины в результате действия различных величин статических давлений газа до и после лопатки. Как и выше, с учетом пространственности потока газа, вычисления ведутся для кольцевых элементов  $j$  (см. рис. 29).

Тогда

$$\Delta R_{zлj} = 2\pi r_{срj} \Delta r_{срj} (p_{1срj} - p_2), \quad (38)$$

где  $p_{1срj} = (p_{1срj} + p_{1срj+1})/2$  — среднее статическое давление в  $j$ -м кольцевом элементе на входе в рабочую лопатку;  $p_2 = p_2(r) = \text{const}$  — давление за лопаткой [16].

Суммарное осевое усилие  $R_{zл}$  для лопатки  $k$ -й ступени в целом

$$R_{zлk} = \sum_{j=1}^{j=n-1} \Delta R_{zлj}$$

Определение величин  $R_{z\text{лин}k}$  и  $R_{zлk}$  путем разбиения рабочей лопатки на  $n$  сечений характерно для турбины с относительно длинными лопатками ( $D_{ср}/h_{рк} < 8$ ).

В  $m$ -ступенчатой турбине суммарное усилие от разности статических давлений на рабочих лопатках

$$R_{zл} = \sum_{k=1}^{k=m} R_{zлk}.$$

В случае профилирования лопаток РК по закону  $C_{1u}r = \text{const}$  справедливо соотношение (35).

4. Вычисляем усилие, действующее на переднюю поверхность диска турбины между лабиринтными уплотнениями (см. рис. 28):

$$R_{zл} = \frac{\pi}{4} (D_{y1}^2 - D_{y2}^2) p_3.$$

5. Находим осевое усилие, действующее на переднюю поверхность диска выше периферийного уплотнения:

$$R_{z2} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_{y1}^2) p_{1вт},$$

где  $p_{1вт}$  — давление газа во втулочном сечении рабочей лопатки.

6. Определяем осевое усилие, действующее на тыльную поверхность диска до лабиринтного уплотнения:

$$R_{z3} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_{y3}^2) p_2.$$

7. Определяем осевое усилие

$$R_{z4} = \frac{\pi}{4} (D_{y3}^2 - D_{y5}^2) p_4,$$

где  $p_4$  — давление в пространстве между диафрагмой 2 и диском 3 турбины следующего каскада ТК (см. рис. 28).

8. Находим суммарное осевое усилие, действующее на РК турбины:

$$R_{zт} = R_{z1} + R_{z2} + R_{z3} - R_{z3} - R_{z4} - R_{zплн}. \quad (39)$$

9. При известном осевом усилии  $R_{zк}$  компрессора определяем осевую нагрузку, действующую на радиально-упорный подшипник ТК двигателя. Как правило, осевые усилия  $R_{zк}$  и  $R_{zт}$  направлены противоположно, поэтому

$$R_{zплн} = R_{zт} - R_{zк}.$$

При необходимости, теми или иными конструктивными способами изменяем величины  $R_{zк}$  и  $R_{zт}$ , добиваясь приемлемой величины  $R_{zплн}$  и, следовательно, долговечности шарико-подшипников.

## 2.6. РАДИАЛЬНЫЕ ТУРБИНЫ

К радиальным турбинам относят центростремительные (ЦСТ) и центробежные турбины. В ДЛА преимущественно распространены ЦСТ. Методы газодинамического расчета ЦСТ даны в работах [3], [19]. Схема ЦСТ с полуоткрытым РК и обозначениями заданных геометрических размеров, давлений и скоростей газа в характерных сечениях изображена на рис. 30.

Расчет осевого усилия проводим в следующей последовательности:

1. Выделяем контрольную поверхность ротора ЦСТ, на которую действуют осевые усилия (пунктир на рис. 30).

2. Определяем осевое усилие  $R_{z1}$ , действующее на внутреннюю (облопаченную) поверхность заднего диска РК. В работе [19] показано, что закон изменения давления в зазоре  $\Delta z_1$  линейный, т. е.  $p(r) = a_1 + b_1 r$ . Коэффициенты  $a_1$  и  $b_1$  определяем, решая систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= a_1 + b_1 r_1; \\ p_2 &= a_1 + b_1 r_2, \end{aligned} \right\}$$

где, соответственно,  $p_1$  и  $p_2$  — давления на радиусах  $r_1$  и  $r_2'$ .

Тогда

$$R_{z1} = 2\pi \left[ a_1 \frac{r_1^2 - (r_2')^2}{2} + \frac{r_1^3 - (r_2')^3}{3} \right].$$

3. Находим осевое усилие  $R_{z2}$ , действующее на внешнюю поверхность заднего диска РК. В зазоре  $\Delta z_2$  закон изменения давления также линейный:  $p(r) = a_2 + b_2 r$  [19]. Коэффициенты  $a_2$  и  $b_2$  определяем по тому же способу, что и в п. 2.

Тогда

$$R_{z2} = 2\pi \left[ a_2 \frac{r_1^2 - r_2^2}{2} + b_2 \frac{r_1^3 - r_2^3}{3} \right].$$

4. Определяем осевое усилие  $R_{z3}$ , действующее на поверхность РК с радиусами  $r_2'$  и  $r_2''$ . Опытами установлено [19], что давление газа в сечении 2—2 изменяется по линейному закону.

Тогда

$$R_{z3} = 2\pi \left[ a_3 \frac{(r_2')^2}{2} + b_3 \frac{(r_2'')^3}{3} \right],$$

где определение коэффициентов  $a_3$  и  $b_3$  аналогично определению коэффициентов  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $b_1$  и  $b_2$ .

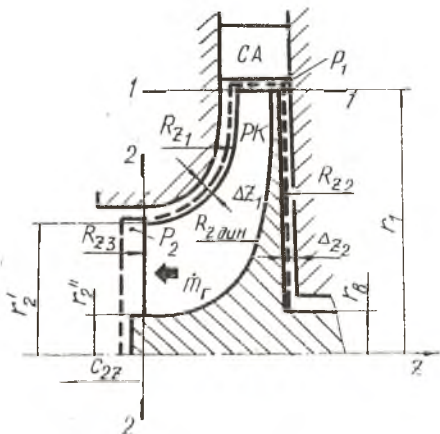


Рис. 30. К расчету осевого усилия в ЦСТ

5. Вычисляем динамическую составляющую осевого усилия:

$$R_{z\text{дин}} = \dot{m}_r (C_{2z} - C_{1z}),$$

где  $\dot{m}_r$  — массовый расход газа через РК;

$C_{1z}$ ,  $C_{2z}$  — осевые составляющие абсолютной скорости газа в соответствующих сечениях.

6. Определяем суммарное осевое усилие в ЦСТ:

$$R_{z\Gamma} = R_{z1} + R_{z3} + R_{z\text{дин}} - R_{z2}. \quad (40)$$

## 2.7. ОСЕВОЕ УСИЛИЕ В ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЯХ

Лабиринтные уплотнения (ЛУ) широко используются в ТМ. Пример использования ЛУ на бандаже рабочей лопатки газовой турбины авиационного ГТД показан на рис. 29. Исследования гидродинамики потока в ЛУ [31], [36] позволили сделать вывод о постоянстве давления и его незначительном градиенте в камере ЛУ даже на большом расстоянии от дна. Тогда для расчета осевого усилия, действующего на гребни ротора ЛУ (рис. 31), используем формулу

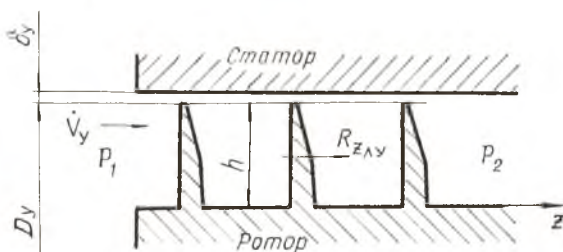


Рис. 31. К расчету осевого усилия в лабиринтном уплотнении

$$R_{z\text{ЛУ}} = F_{\text{ЛУ}} (p_1 - p_2),$$

где  $p_1$  — давление на входе в ЛУ;

$p_2$  — давление на выходе из ЛУ ( $p_1 > p_2$ );  $F_{\text{ЛУ}} = \pi D_y h$ .

Если и на статоре выполнены гребни, перекрывающие гребни ротора высотой  $h$ , то на каждом гребне ротора реализуется в два раза меньший перепад давлений по сравнению с ЛУ на рис. 31.

Тогда осевое усилие

$$R_{z_{\text{ЛУ}}} = 0,5 F_{\text{ЛУ}} (p_1 - p_2).$$

Направление осевого усилия  $R_{z_{\text{ЛУ}}}$  совпадает с направлением течения среды в ЛУ.

Расчет осевых усилий, действующих на другие типы уплотнений ТМ, изложен для импеллерных уплотнений в работах [7], [22] и для торцовых — в [17].

## Глава 3

### РАСЧЕТ СИСТЕМ РАЗГРУЗКИ ОПОР ТУРБОМАШИН ОТ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ МЕТОДАМИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

---

#### 3.1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМЫ РАЗГРУЗКИ

В соотношениях (10), (11), (14), (25), (34), (36), (39) и (40) для вычисления величин суммарных осевых усилий в ТМ присутствуют составляющие противоположного направления. При произвольном, т. е. нецелевом вычислении их получают произвольную величину суммарного осевого усилия. Ее корректируют до заданной величины в расчете следующего приближения путем увеличения или уменьшения значений переменных, определяющих величины отдельных составляющих. Например, в расчете осевого усилия  $R_{zH}$  в ШЦБН (см. рис. 17) такими переменными являются:

- а) величины диаметров буртов  $D_{y1}$  и  $D_{y2}$  на дисках РК;
- б) величина гидравлического сопротивления  $\Delta p_o$  вращающихся разгрузочных отверстий;
- в) величины утечек компонента  $\dot{V}_{y1}$  и  $\dot{V}_{y2}$  через уплотнения на буртах РК;
- г) величина относительной закрутки потока  $\bar{C}_{3u} = C_{3u}/U_2$ ;
- д) направление течения утечек в зазоре между покрывными дисками РК и корпусом.

Следовательно, величина суммарного осевого усилия зависит от многих факторов. Это особенно проявляется при расчете осевого усилия, действующего на радиально-упорный подшипник ротора ТМ многоступенчатой конструкции.

Повторяющаяся процедура поиска приемлемой величины суммарного осевого усилия, действующего на опору ТМ, при ручных расчетах непроизводительна, так как требует много времени.

В то же время «технологии» процесса вычисления суммарного осевого усилия в ТМ присущи все признаки процедуры оптимизации. Действительно, целью расчетов, например, в

ШЦБН (см. рис. 17), является выбор таких значений регулируемых параметров  $D_{\gamma}$ ,  $\Delta p_0$ ,  $\bar{c}_{3и}$ ,  $\dot{V}_{\gamma}$ , которые дают минимальное численное значение осевой силе  $R_{zп}$  или наперед назначенную ее величину, которая удовлетворяет условию обеспечения заданной долговечности шарикоподшипника в данных условиях эксплуатации.

Таким образом, процесс проектирования систем разгрузки опор роторов ТМ от осевых усилий можно рассматривать как процесс принятия наилучших, оптимальных решений. Его рациональнее всего вести с помощью ЭВМ.

Понятие оптимальности в проектировании чрезвычайно важно, так как почти каждая инженерная задача имеет оптимальное по выбранному критерию решение, которое во многом определяет технико-экономическую эффективность, надежность и технологичность машин [1], [8], [13]. Рассмотрим, в этой связи, расчет осевого усилия в ТМ как процесс оптимального проектирования системы разгрузки в целом\*.

Примем следующую последовательность такого процесса: построение математической модели системы (формирование целевой функции и ограничений на управляемые переменные задачи оптимизации);

- выбор машинного алгоритма оптимизации;
- вычисление на ЭВМ;
- оценка и обобщение результатов решения.

### 3.2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ РАЗГРУЗКИ ОПОРЫ ТМ

Рассмотрим типичную ТМ (рис. 32). Осевое усилие в ней воспринимают шарикоподшипники, расположенные слева от РК насоса. Расход компонента на их охлаждение и смазку осуществляется дозировочными уплотнениями, расположенными слева от РК насоса.

Исходными данными для расчета суммарного осевого усилия  $R_{zп}$ , действующего на радиально-упорный подшипник ротора ТМ, являются:

- $d_b$  — диаметр вала насоса;
- $D_{инн}$  — наружный диаметр шнека;
- $D_2$  — наружный диаметр РК насоса;

\* Подробнее о методах оптимизации см. в работе «Методы оптимизации в проектировании двигателей летательных аппаратов». — Куйбышев: КуАИ, 1980.



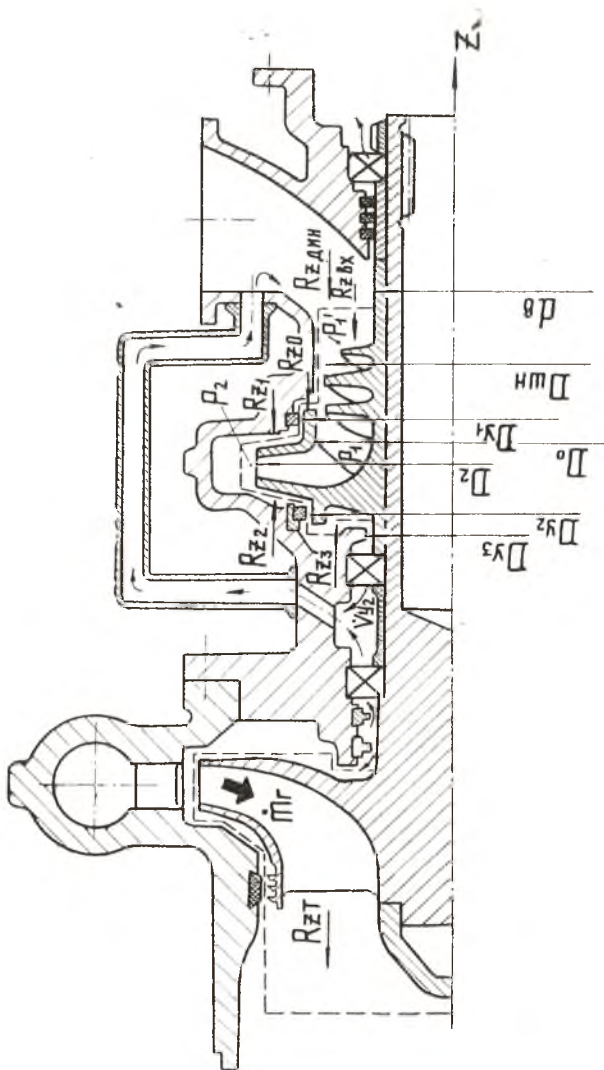


Рис. 32. К расчету системы разгрузки опоры ротора ТМ от осевого усилия как задачи нелинейной оптимизации

$D_{y3}$  — диаметр уплотнения, дозирующего расход компонента на смазку и охлаждение подшипников (величина  $D_{y3}$  не намного превосходит посадочный диаметр подшипников);

$\delta_{y2}$  — радиальный зазор в уплотнении на бурту заднего диска РК;

$\mu_{y2}$  — коэффициент расхода в этом уплотнении (например,  $\mu_{y2} = 0,5-0,7$  для щелевого уплотнения);

$p_1$  и  $p_2$  — давление на входе и выходе из шнека;

$p_2$  — давление на выходе из РК;

$\rho$  — плотность компонента;

$n$  — частота вращения ротора;

$R_{z1}$  — осевое усилие, действующее на ротор приводной центробежной турбины.

Управлять величиной осевой силы в рассматриваемой системе разгрузки опоры ротора ТМ от осевого усилия можно, например, за счет величин:

$D_{y1}$  — диаметра бурта на переднем покрывном диске РК (ниже применяется безразмерная величина  $\bar{D}_1 = D_{y1}/D_2$ );

$D_{y2}$  — диаметра бурта на заднем покрывном диске РК (соответственно  $\bar{D}_2 = D_{y2}/D_2$ );

$\dot{V}_{y2}$  — расхода на смазку и охлаждение подшипника.

Положим, что в зазоре между дисками РК и корпусом насоса  $\omega_{ж} = \omega_{РК} / 2$ . Тогда составляющие осевого усилия в насосе будут определяться выражениями (см. обозначения на рис. 32):

$$R_{z11} = p'_1 \frac{\pi}{4} D_2^2 (\bar{D}_{шн}^2 - \bar{d}_в^2);$$

$$R_{z0} = p_1 \frac{\pi}{4} D_2^2 (\bar{D}_1^2 - \bar{D}_{шн}^2);$$

$$R_{z1} = \frac{\pi}{4} D_2^2 (1 - \bar{D}_1^2) \left[ p_2 - \frac{1}{16} \rho \left( \frac{\pi n}{60} \right)^2 D_2^2 (1 - \bar{D}_1^2) \right];$$

$$R_{z2} = \frac{\pi}{4} D_2^2 (1 - \bar{D}_2^2) \left[ p_2 - \frac{1}{16} \rho \left( \frac{\pi n}{60} \right)^2 D_2^2 (1 - \bar{D}_2^2) \right];$$

$$R_{z3} = \frac{\pi}{4} D_2^2 (\bar{D}_2^2 - \bar{D}_3^2) \left[ p_2 - \frac{1}{8} \rho \left( \frac{\pi n}{60} \right)^2 D_2^2 \right] (1 - \bar{D}_2^2) + \frac{1}{2} (\bar{D}_2^2 - \bar{D}_3^2) - \frac{\dot{V}_{y2}^2}{\rho (\mu_{y2} \pi \delta_{y2})^2 D_2^2 \bar{D}_2^2} \Bigg];$$

$$R_{z_{\text{дин}}} = \dot{m} (C_{2z} - C_{1z}) \approx \text{const},$$

где  $\bar{d}_B = d_B / D_2$ ;  $\bar{D}_{\text{шн}} = D_{\text{шн}} / D_2$ ;  $\bar{D}_3 = D_{y3} / D_2$ .

Введем обозначения переменных  $\bar{D}_1 = x_1$ ,  $\bar{D}_2 = x_2$ ,  $\bar{D}_3 = x_3$  и констант  $k_1 = \frac{\pi}{4} D_2^2$ ,  $k_2 = \frac{1}{8} \rho \left( \frac{\pi n}{t_0} \right)^2 D_2^2$  и  $k_3 = \frac{2}{\rho} (\pi \mu_{y2} \delta_{y2})^2 D_2^2$ .

Тогда можно записать

$$R_{z_{\text{вх}}} = k_1 p_1' (\bar{D}_{\text{шн}}^2 - \bar{d}_B^2); R_{z_0} = k_1 p_1 (x_1^2 - \bar{D}_{\text{шн}}^2);$$

$$R_{z_1} = k_1 (1 - x_1^2) [p_2 - 0,5 k_2 (1 - x_1^2)];$$

$$R_{z_2} = k_2 (1 - x_2^2) [p_2 - 0,5 k_2 (1 - x_2^2)];$$

$$R_{z_3} = k_1 (x_2^2 - \bar{D}_3^2) \left\{ p_2 - k_2 [(1 - x_2^2) + 0,5 (x_2^2 - \bar{D}_3^2)] - \frac{x_3^2}{k_3 x_2^2} \right\};$$

$$R_{z_{\text{дин}}} = \dot{m} (C_{2z} - C_{1z}).$$

Суммарное осевое усилие, действующее на радиально-упорные подшипники ротора ТМ,

$$R_{z_{\text{ш}}} = R_{z_2} + R_{z_3} - R_{z_{\text{вх}}} - R_{z_0} - R_{z_1} - R_{z_{\text{дин}}} - R_{z_{\text{т}}}$$

или в развернутом виде

$$R_{z_{\text{ш}}}(X) = k_1 (1 - x_2^2) [p_2 - 0,5 k_2 (1 - x_2^2)] + k_1 (x_2^2 - \bar{D}_3^2) \times \\ \times \left\{ p_2 - k_2 [(1 - x_2^2) + 0,5 (x_2^2 - \bar{D}_3^2)] - \frac{x_3^2}{k_3 x_2^2} \right\} - \\ - k_1 p_1' (\bar{D}_{\text{шн}}^2 - \bar{d}_B^2) - k_1 p_1 (x_1^2 - \bar{D}_{\text{шн}}^2) - k_1 (1 - x_1^2) [p_2 - \\ - 0,5 k_2 (1 - x_1^2)] - R_{z_{\text{дин}}} - R_{z_{\text{т}}}. \quad (41)$$

Целью проектирования рассматриваемой системы является выбор такого варианта из множества допустимых, в котором  $R_{z_{\text{ш}}}(X)$  была бы минимальной или не превышала заданную регламентируемую величину  $[R_{z_{\text{ш}}}]$ , т. е.

$$R_{z_{\text{ш}}}(X) \rightarrow \min; \quad (42)$$

$$[R_{z_{\text{ш}}}] - R_{z_{\text{ш}}}(X) \rightarrow \min, \quad (42a)$$

где  $[R_{z_{\text{ш}}}]$  — регламентируемая величина осевого усилия, действующего на опору ротора ТМ.

В теории оптимального проектирования [1], [8] функцию,

которую необходимо минимизировать (максимизировать), принято называть целевой функцией системы. Таким образом,  $R_{z_{п}}(X) = \Phi(X)$  — целевая функция проектируемой системы разгрузки. Управление целевой функцией  $R_{z_{п}}(X)$  будем осуществлять за счет трех переменных  $x_1$ ,  $x_2$  и  $x_3$ , которые назовем управляемыми переменными задачи. Вектор управляемых переменных  $X(x_1, x_2, x_3)$  включает конструктивные параметры системы разгрузки  $x_1 = D_{y1}/D_2$  и  $x_2 = D_{y2}/D_2$  (безразмерные диаметры буртов на дисках РК насоса) и режимный параметр  $x_3 = \dot{V}_{y2}$  (расход компонента на охлаждение и смазку подшипника).

Пределы на составляющие вектора  $X$  зададим в виде числовых неравенств:

$$a_1 \leq x_1 \leq b_1; \quad a_2 \leq x_2 \leq b_2; \quad a_3 \leq x_3 \leq b_3. \quad (43)$$

Система неравенств (43) определяет ограничения на управляемые переменные задачи оптимизации.

Рациональное назначение нижних  $a_i$  и верхних  $b_i$  пределов для  $x_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ) во многом определяет успех численного решения поставленной задачи и зависит от многих факторов, которые для рассматриваемой системы разгрузки будут оговорены ниже. Таким образом, необходимо минимизировать целевую функцию

$$\left. \begin{array}{l} \Phi(X) \rightarrow \min \\ \text{при ограничениях} \\ a_i \leq x_i \leq b_i \quad (i = 1, 2, 3). \end{array} \right\} \quad (44)$$

Задача (44) принадлежит к классу задач теории математической оптимизации [34], а так как  $\Phi(X)$  — нелинейная функция  $X$ , то это задача нелинейной оптимизации. Совокупность уравнения (41) и системы ограничений (43), которая однозначно связывает целевую функцию  $\Phi(X) = R_{z_{п}}(X)$  и ограничения на вектор управляемых переменных  $X$ , является математической моделью для оптимизации проектируемой системы.

### 3.3. ВЫБОР МАШИННОГО АЛГОРИТМА ОПТИМИЗАЦИИ

Задачу (44) можно решить несколькими способами. Для ее численного решения может быть рекомендован метод случайного поиска с «пересчетом» [32]. Программа метода слу-

чайного поиска локального минимума многопараметрического явного функционала  $Y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$  от  $n$  параметров, разработанная для ЭВМ «Мир-1», приведена в Приложении 1. Там же дано решение тестовой задачи.

С точки зрения практической значимости данный метод минимизации  $\Phi(X)$  относительно прост, не зависит от вида минимизируемой функции и эффективен при оптимизации вдали от экстремума.

### 3.4. ВЫЧИСЛЕНИЕ НА ЭВМ

Перед машинным решением рассмотрим подробнее процедуру назначения пределов для управляемых переменных  $x_1$ ,  $x_2$  и  $x_3$  в ограничениях (43).

Диаметр переднего уплотнения  $D_{y1} = D_{y1}/D_2 = x_1$  определяется диаметром шнека  $D_{\text{шн}}$ , поэтому размер  $D_{y1}$  больше  $D_{\text{шн}}$  приблизительно на две толщины бурта РК. В рассматриваемой ТМ  $\bar{D}_{\text{шн}} = D_{\text{шн}}/D_2 = \frac{0,14}{0,26} = 0,53846$ . С учетом величины  $\bar{D}_{\text{шн}}$  назначим  $0,576 \leq x_1 \leq 0,6$ .

Диаметр заднего уплотнения  $\bar{D}_{y2} = D_{y2}/D_2 = x_2$  определяет величину площадей диска РК, находящихся под воздействием повышенного и пониженного давлений. Так как в рассматриваемой конструкции величина утечки  $\dot{V}_{y2}$  будет определяться гидравлическим сопротивлением уплотнения, расположенного перед упорными подшипниками, то, очевидно, минимальную величину для  $x_2$  назначаем не менее  $\bar{D}_3 = D_{y3}/D_2 = \frac{0,08}{0,26} = 0,307692$ , а максимальную принимаем равной  $x_2 = 1$ , т. е.  $0,38 \leq x_2 \leq 1$ .

Нижняя граница для расхода компонента на охлаждение и смазку подшипника  $\dot{V}_{y2} = x_3$  определяет ту минимальную его величину, которая обеспечит долговечность опоры. В настоящее время отсутствует единый теоретический подход при назначении расхода среды на смазку и охлаждение шарикоподшипников любых типоразмеров в зависимости от параметра  $dn$ , физических свойств компонентов, особенно криогенных, нагрузки и заданной долговечности  $\tau_{\text{рес}}$ . Поэтому можно пользоваться экспериментальными данными или информацией о прототипе. Для решаемой задачи принимаем

$$1,9 \cdot 10^{-3} \leq x_3 \leq 5 \cdot 10^{-3},$$

где  $x_3$  имеет размерность в м<sup>3</sup>/с.

Ограничим величину суммарного осевого усилия, действующего на опору ротора. Пусть  $[R_{z_{II}}] = 981-1962$  Н (100—200 кгс), а среднее значение  $[R_{z_{II}}]_{\text{ср}} = 1471,5$  Н (150 кгс).

Будем минимизировать целевую функцию  $\Phi(X) = [R_{z_{II}}]_{\text{ср}} - R_{z_{II}}(X)$  с назначенными выше ограничениями. Величины постоянных в выражении (41) следующие:

$$\bar{a}_B^2 = a_B^2/D_2^2 = \left(\frac{0,085}{0,26}\right)^2 = 0,1068787; \quad \bar{D}_{\text{ин}}^2/D_2^2 = \left(\frac{0,14}{0,26}\right)^2 = 0,289941;$$

$$\bar{D}_3^2 = D_{y3}^2/D_2^2 = \left(\frac{0,08}{0,26}\right)^2 = 0,094675; \quad p_1' = 130,473 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2;$$

$$p_1 = 248,93 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2; \quad p_2 = 1962 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2;$$

$$k_1 = \frac{\pi}{4} D_2^2 = \frac{3,141}{4} 0,26^2 = 0,0530829 \text{ м}^2;$$

$$k_2 = \frac{1}{8} \rho \left(\frac{\pi n}{60}\right)^2 D_2^2 = \frac{1}{8} 850 \left(\frac{3,141 \cdot 17,5 \cdot 10^3}{60}\right)^2 0,26^2 = 6028164,63 \text{ Н/м}^2;$$

$$k_3 = \frac{2}{\rho} (\pi \mu_{y2} \delta_{y2})^2 D_2^2 = \frac{2}{850} (3,141 \cdot 0,6 \cdot 0,0001)^2 0,26^2 = 5,648 \cdot 10^{-12} \text{ м}^7/\text{кг};$$

$$R_{z_{\text{ин}}} = 2452,5 \text{ н}; \quad R_{z_{\text{т}}} = 49050 \text{ н}.$$

Численное решение задачи (44) для ТМ (см. рис. 32), реализованное на ЭВМ «Мир-1», приведено в Приложении 2.

### 3.5. ОЦЕНКА РЕЗУЛЬТАТОВ ЧИСЛЕННОГО РЕШЕНИЯ

Машинный поиск оптимального решения для функции  $\Phi(X) = [R_{z_{II}}]_{\text{ср}} - R_{z_{II}}(X)$  с выбранной системой ограничений на вектор  $X$  определял следующие величины управляемых переменных:

$$x_1 = \bar{D}_1 = D_{y1}/D_2 = 0,58206;$$

$$x_2 = \bar{D}_2 = D_{y2}/D_2 = 0,67201;$$

$$x_3 = \dot{V}_{y2} = 0,0040313 \text{ м}^3/\text{с}.$$

При этом  $\Phi(X) = -250$  н, отсюда

$$R_{z_{II}}(X) = [R_{z_{II}}]_{\text{ср}} - \Phi(X) = 1471,5 - (-250) = 1721,5 \text{ н (175,5 кгс)}.$$

Величина  $R_{z_{II}}(X)$  не превосходит  $[R_{z_{II}}]_{\text{max}}$ .

Так как величина утечки  $\dot{V}_{y2}$  определена, а величина  $\dot{D}_{y3}$  задана, то возможно рассчитать величину радиального зазора  $\delta_{y3}$  в уплотнении, дозирующем расход компонента на смазку и охлаждение радиально-упорных подшипников ротора.

Таким образом, можно утверждать, что система разгрузки опоры ротора ТМ спроектирована оптимально, так как  $R_{zп} < [R_{zп}]_{\max}$ , а величины геометрических размеров  $D_{y1}$ ,  $D_{y2}$  и утечки  $\dot{V}_{y2}$  удовлетворяют ограничениям конструктора.

### 3.6. ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ РАЗГРУЗКИ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА

Задача оптимизации системы разгрузки опор роторов от осевых усилий характерна и для авиационных ГТД.

Рассмотрим, например, систему осевой разгрузки опоры турбокомпрессора высокого давления (ТК ВД), рис. 33. Радиально-упорный шарикоподшипник 1 ротора расположен в корпусе опоры 2. Противоположный конец вала опирается на радиальный подшипник 10. В конструкции ТК ВД выполнены разгрузочная полость А за диском 5 последней ступени компрессора и полость Л у ступиц дисков 8 и 9. Потoki воздуха и газа в ТК ВД указаны на рис. 33 стрелками, там же представлены необходимые геометрические размеры и обозначены соответствующие статические давления.

Запишем соотношение для суммарного осевого усилия в компрессоре:

$$R_{zк} = R_{z1} - R_{zлк} - R_{z2} - R_{z3},$$

где составляющие  $R_{zк}$  вычисляются по формулам:

$$R_{z1} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_{y1}^2) p_{1шт1};$$

$$R_{z2} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_{y2}^2) p_{2вт\backslash 1};$$

$$R_{z3} = \frac{\pi}{4} (D_{y2}' - D_{y3}^2) p_{\Lambda},$$

а величина лопаточной осевой силы  $R_{zлк}$  вычисляется по соотношениям (12), (13).

Соответствующее соотношение для суммарного осевого усилия в турбине

$$R_{zт} = R_{z4} + R_{zл1} - R_{z5} - R_{z6},$$

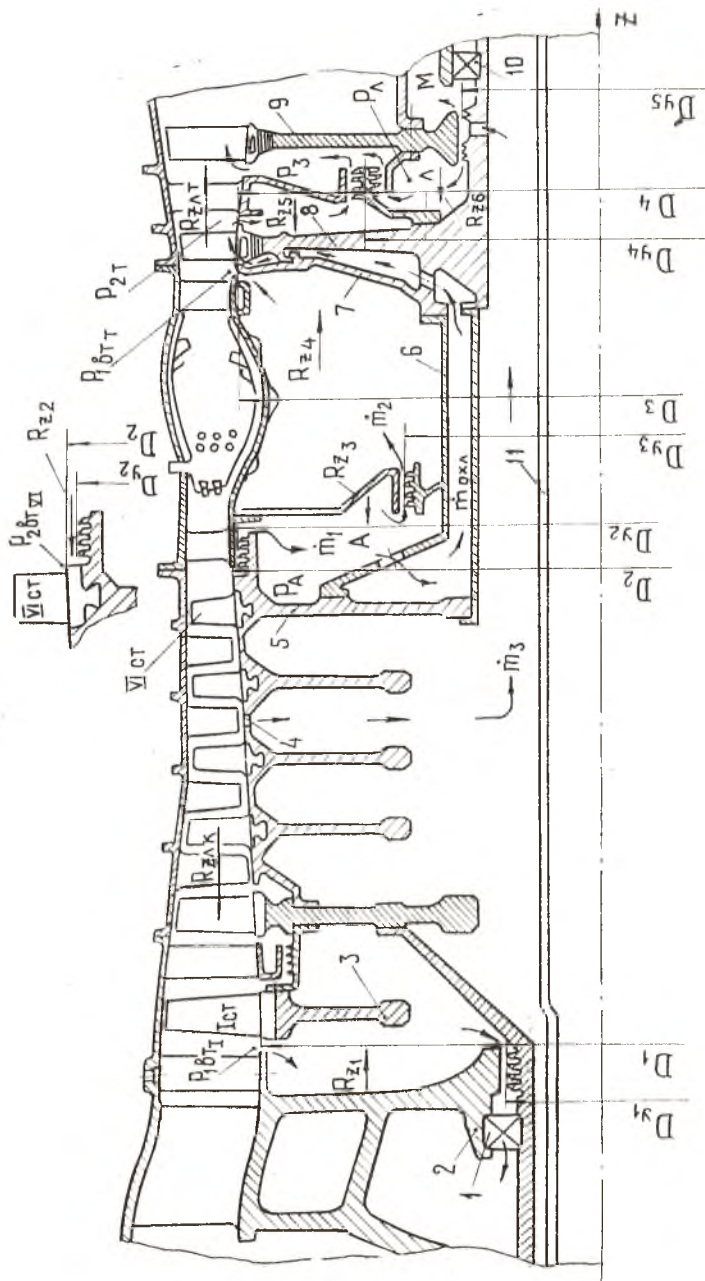


Рис. 33. К расчету системы разгрузки опоры ротора турбокомпрессора ГТД от осевого усилия как задачи нелинейной оптимизации: 1 — радиально-упорный подшипник; 2 — корпус опоры; 3 — диск первой ступени компрессора; 4 — отверстие для отбора воздуха; 5 — диск последней ступени компрессора; 6 — соединительный вал; 7 — диск дефлектора; 8 — диск турбины внутреннего каскада ТК; 9 — диск турбины внешнего каскада ТК; 10 — радиальный подшипник; 11 — вал ТК внешнего каскада



$$\text{где } R_{z4} = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_{y3}^2) p_{1вгт};$$

$$R_{z5} = \frac{\pi}{4} (D_4^2 - D_{y4}^2) p_{2т};$$

$$R_{z6} = \frac{\pi}{4} (D_{y4}^2 - D_{y5}^2) p_{л}.$$

а величина лопаточной осевой силы  $R_{zлг}$  вычисляется по соотношениям (35), (37) и (38).

Осевое усилие, действующее на радиально-упорный подшипник 1 ротора ТКВД (см. рис. 33),

$$R_{zп} = R_{zk} - R_{zт}.$$

Система разгрузки должна обеспечить гарантированную величину осевого усилия, т. е.

$$R_{zп} \leq [R_{zп}].$$

Таким образом, целевую функцию можно записать как

$$\phi(X) = [R_{zп}] - R_{zп},$$

где  $X$  — вектор управляемых переменных.

В рассматриваемой системе разгрузки ими могут служить геометрические параметры  $D_{y2} = x_1$ ,  $D_{y3} = x_2$ ,  $D_{y4} = x_3$  и давление  $p_{л} = x_4$  в межлабиринтной полости Л.

С учетом вышеприведенных соотношений задачу оптимизации для системы разгрузки опоры ротора ТКВД от осевого усилия формулируем следующим образом:

Минимизировать:

$$\left. \begin{aligned} \phi(X) = [R_{zп}] - R_{zп}(X) = [R_{zп}] - \left[ \frac{\pi}{4} (D_2^2 - x_1^2) p_{2втл1} + \right. \\ \left. + \frac{\pi}{4} (x_1^2 - x_2^2) p_{л} + \frac{\pi}{4} (D_4^2 - x_3^2) p_{2т} + \frac{\pi}{4} (x_3^2 - D_{y5}^2) x_4 + \right. \\ \left. + R_{zлг} - \frac{\pi}{4} (D_3^2 - x_2^2) p_{1втг} - \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_{y1}^2) p_{1втл} - R_{zлг} \right] \rightarrow (45) \\ \rightarrow \min \end{aligned} \right\}$$

при ограничениях

$$a_i \leq x_i \leq b_i \quad (i = 1, 2, 3, 4).$$

Величины постоянных в (45) рассчитаны ранее и, соответственно, равны

$$\begin{aligned}
 D_{y1} &= 0,17 \text{ м}; & D_1 &= 0,64 \text{ м}; & D_2 &= 0,71 \text{ м}; \\
 D_3 &= 0,85 \text{ м}; & D_4 &= 0,82 \text{ м}; & D_{y5} &= 0,19 \text{ м}; \\
 p_{\text{вртI}} &= 21,582 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2; & p_{2 \text{ вртVI}} &= 92,214 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2; \\
 p_{\text{врт} \tau} &= 50,23 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2; & p_{2 \tau} &= 34,335 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2; \\
 p_{\Lambda} &= 58,3695 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2; \\
 R_{z \text{ лк}} &= 32412,24 \text{ н}; & R_{z \text{ лт}} &= 70254 \text{ н}.
 \end{aligned}$$

Для анализируемого режима назначим  $[R_{z \text{ н}}] = 19620 \text{ н}$  (2000 кгс).

Рассмотрим подробнее процедуру назначения диапазонов  $a_i, b_i$  для управляемых переменных  $x_i$  задачи оптимизации (45). Диапазон для  $x_1 = D_{y2}$  выберем таким, чтобы величина  $x_1$  была близка к размеру  $D_2$ , так как выгодно разместить ЛУ как можно выше, что приведет к уменьшению составляющих осевых сил компрессора ( $R_{z2} + R_{z3}$ ). По конструктивным соображениям назначаем

$$0,65 \leq x_1 \leq 0,68.$$

Диапазон для  $x_2 = D_{y3}$  выберем, исходя из обеспечения достаточной прочности вала  $b$  (см. рис. 33). Согласно предварительным расчетам прочности вала  $b$  назначаем

$$0,425 \leq x_2 \leq 0,43.$$

Диапазон для  $x_3 = D_{y4}$  можно выбрать достаточно широким. Увеличение  $x_3$  приводит к росту утечек газа через ЛУ, закрепленное на диске 8 турбины (см. рис. 33), но снижает величину составляющей осевой силы турбины  $R_{z5}$ , одновременно увеличивая составляющую  $R_{z6}$ . Исходя из сказанного, назначаем

$$0,23 \leq x_3 \leq 0,65.$$

Диапазон для  $x_4 = p_{\Lambda}$  выберем таким, чтобы, с одной стороны, давление в межлабиринтной полости Л не было меньше давления  $p_3$  в пространстве между диафрагмой СА и диском 9 турбины следующего каскада ТК, а с другой, — не было бы слишком большим. Это может привести к нежелательному увеличению расхода воздуха в масляную полость М двигателя через ЛУ, расположенного около подшипника 10 (см. рис. 33).

Исходя из сказанного, назначаем

$$29,43 \cdot 10^4 \leq x_4 \leq 58,86 \cdot 10^4.$$

Численное решение задачи (45) проведем на ЭВМ «Мир-1» по той же программе, что и ранее.

Машинное решение задачи (45) (см. в Приложении 3) определило следующие величины управляемых переменных:

$$x_1 = D_{y2} = 0,66147 \text{ м};$$

$$x_2 = D_{y3} = 0,42611 \text{ м};$$

$$x_3 = D_{y4} = 0,33818 \text{ м};$$

$$x_4 = p_{\lambda} = 31,528 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2 \text{ (3,214 кгс/см}^2\text{)}.$$

При этом  $\Phi(X) = -1$  и, отсюда  $R_{z_{II}}(X) = [R_{z_{II}}] - \Phi(X) = = 19620 - (-1) = 19621 \text{ н (2000,1 кгс)}$ , т. е.  $R_{z_{II}} \approx [R_{z_{II}}]$ , как и было назначено выше. Направление  $R_{z_{II}}$  — против полета. По полученному значению  $x_4 = p_{\lambda}$  конструктор назначает место отбора воздуха ( $\dot{m}_3$ ) в компрессоре для наддува полостей Л и М (см. рис. 33) и рассчитывает расход воздуха, идущий в них через ЛУ.

Спроектированная система разгрузки опоры ротора ТКВД оптимальна, так как  $R_{z_{II}} \approx [R_{z_{II}}]$ , а величины геометрических параметров  $D_{y2}$ ,  $D_{y3}$ ,  $D_{y4}$  и давления воздуха  $p_{\lambda}$  в межлабиринтной полости Л удовлетворяют ограничениям конструктора.

### *3.7. РАЗВИТИЕ ЗАДАЧ ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМ РАЗГРУЗКИ ОПОР РОТОРОВ ТМ ОТ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ*

Математические модели (41), (43) и (45) систем разгрузки опор ТМ от осевых усилий, безусловно, можно разрабатывать с учетом достижений в изучении гидродинамики течений среды возле вращающихся дисков и взаимодействий с другими системами ДЛА. Например, при построении моделей (41), (43) можно использовать соотношения (21), (22), (24), а для модели (45) — учесть взаимодействие системы разгрузки с системой охлаждения. Для этого необходимо ввести в рассмотрение новую управляемую переменную  $x_5 = p_{\lambda}$  — давление в разгрузочной полости А и составить функциональное ограничение  $g(X)$  на величину параметра  $\dot{m}_{охл}$  — расхода воздуха, идущего на охлаждение передней поверхности диска 8 турбины и замка ее рабочей лопатки (см. рис. 33). Тогда в общем виде задача оптимизации систем запишется следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} & \text{минимизировать } \Phi(X) = [R_{z_{ii}}] - R_{z_{ii}}(X) \rightarrow \min, \\ & \text{при ограничениях } g(X) = [\dot{m}_{\text{охла}}], \\ & a_i \leq x_i \leq b_i, \quad i = 1, 2, \dots, 5, \end{aligned} \right\} \quad (46)$$

где  $[\dot{m}_{\text{охла}}]$  — минимально допустимый расход воздуха, идущего на охлаждение рассматриваемых деталей турбины.

Решение задачи (46) можно проводить на ЭВМ на основе известных алгоритмов [34].

В заключение отметим, что использование методов математической оптимизации в расчетах систем разгрузки опор роторов ТМ от осевых усилий увеличивает его эффективность, достоверность и надежность проектирования, а решение таких задач на ЭВМ позволяет ускорить процесс создания сложных ТМ в целом. Представляется реальным создание целого комплекса моделей систем разгрузки опор ТМ ДЦА (банка моделей) с тем, чтобы свести весь процесс сложных расчетов к машинному проектированию.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Алгоритмы оптимизации проектных решений. Под ред. А. И. Половинкина. — М.: Энергия, 1976, 264 с.
2. Байбиков А. С. К расчету потерь на дисковое трение в турбомашинах. — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1971, № 1, с. 115—119.
3. Белоусов А. И., Косицын И. П., Рождественский С. Н. Гидрогазодинамическое проектирование турбонасосных агрегатов двигателей летательных аппаратов: Учебное пособие. — Куйбышев: КуАИ, 1974, 136 с.
4. Биссел В. Р., Уонг Дж. С., Уинстед Т. В. Анализ двухфазного течения водорода в насосах ЖРД. — Вопросы ракетной техники, 1970, № 1, с. 27—43.
5. Боровский Б. И. К расчету осевых сил в центробежных насосах со спиральными отводами. — Энергомашиностроение, 1971, № 9, с. 37—38.
6. Вербицкая О. А. Распределение давлений в боковых пазухах центробежных насосов с учетом утечек. Передовой научно-технический и производственный опыт. — ВИНТИ АН СССР, 1957, 14 с.
7. Высокооборотные лопаточные насосы. Под ред. Б. В. Овсянникова и В. Ф. Чебаевского. — М.: Машиностроение, 1975, 336 с.
8. Диксон Дж. Проектирование систем: изобретательство, анализ и принятие решений: Пер. с англ. — М.: Мир, 1969, 439 с.
9. Доброхотов В. Д. и др. Спущение осевой силы в центробежной компрессорной ступени при помощи неподвижных разгрузочных ребер. — Энергомашиностроение, 1971, № 7, с. 37—38.
10. Думов В. И., Пешкин М. А. Некоторые результаты исследования работы осевых винтовых колес. — Энергомашиностроение, 1962, № 2, с. 9—11.
11. Жирицкий Г. С., Локай В. И., Максимова М. К., Стрункин В. А. Газовые турбины авиационных двигателей. — М.: Оборонгиз, 1963, 608 с.

12. *Коротков А. А.* Об осевых силах гидродинамических муфт. — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1959, № 4, с. 115—123.

13. *Кузнецов Н. Д.* Особенности проектирования современных сложных авиационных машин. — В сб.: Вопросы проектирования и доводки малоразмерных ГТД и их элементов. — Куйбышев: КуАИ, 1975, с. 3—15.

14. *Ломакин А. А.* Осевое давление в центробежных насосах с учетом величины зазора в уплотнительных кольцах. — Советское котлотурбостроение, 1940, № 12, с. 431—437.

15. *Ломакин А. А.* Центробежные и осевые насосы. — М.-Л.: Машиностроение, 1966, 364 с.

16. *Мамаев Б. И.* Газодинамический расчет осевой турбины: Учебное методическое пособие. — Куйбышев: КуАИ, 1969, 103 с.

17. *Майер Э.* Торцовые уплотнения: Пер. с нем. — М.: Машиностроение, 1978, 288 с.

18. *Марцинковский В. А.* Гидродинамика и прочность центробежных насосов. — М.: Машиностроение, 1970, 272 с.

19. *Митрохин В. Т.* Выбор параметров и расчет центростремительной турбины. — М.: Машиностроение, 1966, 199 с.

20. *Недзвецкий В. Г.* и др. Исследование осевого усилия на диск турбинной ступени. — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1972, № 9, с. 124—128.

21. *Недзвецкий В. Г., Лагерева В. В.* Некоторые особенности течения газа через разгрузочные отверстия дисков турбины. — Энергомашиностроение, 1974, № 5, с. 38—41.

22. *Овсянников Б. В., Боровский Б. И.* Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. — М.: Машиностроение, 1971, 540 с.

23. *Рис В. Ф., Ден Г. Н., Шершнева А. Н.* Воздействие потока на ротор центробежной ступени. — Энергомашиностроение, 1963, № 4, с. 14—17.

24. *Самойлович Г. С., Морозов Б. И.* О коэффициентах расхода через разгрузочные отверстия турбинных дисков. — Теплоэнергетика, 1957, № 8, с. 18—23.

25. *Саттон Д.* Ракетные двигатели: Пер. с англ. — М.: ИЛ, 1952, 327 с.

26. *Седач В. С., Неспела А. Н.* Влияние расхода жидкости через зазор на момент сопротивления вращения диска. — Теплоэнергетика, 1958, № 12, с. 62—66.

27. *Седач В. С., Неспела А. Н.* Момент сил трения на полотне диска при течении жидкости в аксиальном зазоре от периферии к центру. — Теплоэнергетика, 1961, № 7, с. 32—35.

28. *Скубачевский Г. С.* Авиационные газотурбинные двигатели (конструкция и расчет деталей). — М.: Машиностроение, 1974, 520 с.

29. *Степанов А. И.* Центробежные и осевые насосы: Пер. с англ. — М.: Машигиз, 1960, 462 с.

30. Теория воздушно-реактивных двигателей. Под ред. С. М. Шляхтенко. — М.: Машиностроение, 1975, 568 с.

31. *Трояновский Б. М.* Расход пара через лабиринтные уплотнения паровых турбин. — Изв. ВТИ, 1950, № 1, с. 19—24.

32. *Фархутдинов А. Ф., Кудрин В. Г.* Поиск локального экстремума в заданной области. — В сб.: Машинны для инженерных расчетов. — Киев: Ин-т кибернетики АН УССР, 1973, вып. 7, с. 20—25.

33. *Фултон Д. Л., Лауфер Дж. Р., Смит Дж. Р., Закари А. Т.* Разработка агрегатов кислородно-водородных двигательных установок. — Вопросы ракетной техники, 1973, № 9, с. 41—56.

34. *Химмельблау Д.* Прикладное нелинейное программирование: Пер. с англ. — М.: Мир, 1975, 534 с.

35. Цаплин М. И. Исследование течения в зазоре между неподвижной стенкой и вращающимся диском. — Энергомашинностроение, 1967, № 8, с. 15—17.

36. Чебышева К. В. К вопросу о расчете лабиринтных уплотнений. — Технические заметки, ЦАГИ, 1937, № 142, 25 с.

37. Шершинева А. Н. Влияние некоторых конструктивных элементов ступени на осевые усилия в центробежном нагнетателе. — Теплоэнергетика, 1965, № 8, с. 78—82.

38. Шершинева А. Н. Влияние осевых зазоров между дисками колеса и корпусов на осевые усилия в одноступенчатом центробежном нагнетателе. — Теплоэнергетика, 1965, № 9, с. 80—83.

39. Юрин А. В. Выбор основных параметров и расчет осевого многоступенчатого компрессора: Учебное пособие. — Куйбышев: КуАИ, 1970, 103 с.

40. Schults — Grunow F. Der Reibungswiderstand Rotierenden Scheiben in Gehäusen. «Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik», Vob. 15, No. 4, July 1935, pp. 191—204.

41. Furst R. B. Space shuttle main engine turbopump design and development. AIAA Paper, 1975, № 1301, pp. 1—6.

ПРОГРАММА МИНИМИЗАЦИИ ФУНКЦИЙ  
МНОГИХ ПЕРЕМЕННЫХ МЕТОДОМ СЛУЧАЙНОГО ПОИСКА  
ДЛЯ ЭВМ СЕРИИ «МИР» И РЕШЕНИЕ ТЕСТОВОЙ ЗАДАЧИ

"P"5."ВЫВ" "ПРОБ"53, [ЛОКАЛЬНЫЙ], "ПРОБ"2, [ПОИСК], "СТР"  
4; KB.T=0; "ДЛЯ" I=1 "Ш"1 "ДО" N "ВЫП" (X[I]=(B[I]+A[I])  
) / 2; X0[I]=X[I]; EPS[I]=(B[I]-A[I]) / 2 / N1; Ш[I]=  
(B[I]-A[I]) / 4; У0=Ф; "ВЫВ" У0; "ВЫВ" "МАСС" X0; H=1;  
Б=√(10); В=2 / Б; Г=√(3); L."ДЛЯ" I=1 "Ш"1 "ДО" N "ВЫП"  
(S=0; R=Θ×H; A=R / P; C=ƒ(A); S=S+C; K=P×E(A), H=K;  
"ДЛЯ" J=2 "Ш"1 "ДО" J0 "ВЫП" (R=K×H; A=R / P; C=ƒ(A); S=S+C  
; K=R-P×E(A)); NORM=(B×S-B)×Г; X[I]=X0[I]+Ш[I]×  
NORM; "E" X[I] ≤ B[I] "ТО" ("E" X[I] ≥ A[I]) "ТО" (L0=0)) "И"  
("НА" L); L1, У=Ф; "E" ABS(У) < Δ "ТО" ("НА" L3); "E" ABS  
(У) < ABS(У0) "ТО" ("ДЛЯ" I=1 "Ш"1 "ДО" N "ВЫП" X0[I]=X[I]  
; У0=У; "ВЫВ" "ПРОБ"2, У; "НА" L); "ДЛЯ" I=1 "Ш"1 "ДО" N "ВЫП"  
( "E" Ш[I] > EPS[I] "ТО" ("НА" L2 )); "НА" L3; L2. T=T+1; "E"  
T ≤ T1 "ТО" ("НА" L); "ДЛЯ" I=1 "Ш"1 "ДО" N "ВЫП" Ш[I]=Ш[I] / 2;  
T=0; "НА" L; L3. "ВЫВ" "ПРОБ"5, У0; "ВЫВ" "МАСС" X0; "ВЫВ"  
"МАСС" Ш "Г А Е"

P=5087; G=2900; N=3; T1=20; N1=8; Δ=10<sup>-8</sup>; Ф=X[1]+2+(  
X[2]-1)+2+(X[3]-2)+2; A[3]=-1, -2, -1; B[3]=1, 2, 2;  
X0[3]; X[3]; Ш[3]; EPS[3] "КОН"

РЕШЕНИЕ

ЛОКАЛЬНЫЙ ПОИСК

У0 = .325101

X0[3]

0            0            .5

У = .20648101	У = .09144101	У = .03524101	У = .0341101
У = .00834101	У = .00795101	У = .5065310-1	У = .4716210-1
У = .2730210-1	У = .154210-1	У = .106110-1	У = .076710-1
У = .7292610-2	У = .4351310-2	У = .2406410-2	
У = .1637110-2	У = .5079810-3	У = .3714310-3	
У = .2598610-3	У = .1574210-3	У = .1318210-3	
У0 = .1318210-3			

X0[3]

-.3137410-2            .09969101            .19894101

Ш[3]

.7812510-2            1.562510-2            1.1718510-2

## Приложение 2

### РЕШЕНИЕ КОНТРОЛЬНОГО ПРИМЕРА № 1

$P=5087$ ;  $G=2900$ ;  $N=3$ ;  $T1=20$ ;  $N1=8$ ;  $A=1_{10}^{-8}$ ;  $\Phi=4471.5 -$   
 $(.0530829 \times (1 - X[2] \uparrow 2) \times (1962_{10} 4 - .5 \times 6028164.63 \times (1 - X[2]$   
 $2] \uparrow 2)) + .0530829 \times (X[2] \uparrow 2 - .094675) \times (1962_{10} 4 - X[3] \uparrow 2 /$   
 $5.648_{10} - 12 / X[2] \uparrow 2 - 6028164.63 \times ((1 - X[2] \uparrow 2) + .5 \times (X[2]$   
 $] \uparrow 2 - .094675))) - .0530829 \times (1 - X[1] \uparrow 2) \times (1962_{10} 4 - .5 \times 60$   
 $28164.63 \times (1 - X[1] \uparrow 2)) - 248.93_{10} 4 \times .0530829 \times (X[1] \uparrow 2 -$   
 $.289941) - 12678.6848 - 2452.5 - 49050$ ;  $A[3] = .576, .38,$   
 $1.9_{10}^{-3}$ ;  $B[3] = .6, 1, 5.0_{10}^{-3}$ ;  $X0[3]$ ;  $X[3]$ ;  $W[3]$ ;  $EPS[3]$  "КОН"

### РЕШЕНИЕ

#### ЛОКАЛЬНЫЙ ПОИСК

$Y0 = -.03619_{10} 6$

$X0[3]$

$.588 \quad .69 \quad 3.45_{10}^{-3}$

$Y = -.01695_{10} 6 \quad Y = -.08754_{10} 5 \quad Y = .78015_{10} 4$

$Y = .48115_{10} 4 \quad Y = -.00308_{10} 6 \quad Y = .11015_{10} 4$

$Y = .6815_{10} 3 \quad Y = -.00025_{10} 6 \quad Y0 = -.00025_{10} 6$

$X0[3]$

$.58206 \quad .67201 \quad .430313_{10}^{-2} \quad /$

$W[3]$

$.9375_{10}^{-4} \quad 2.42185_{10}^{-3} \quad 1.2109_{10}^{-5}$



### Приложение 3

#### РЕШЕНИЕ КОНТРОЛЬНОГО ПРИМЕРА № 2

$P=5087$ ;  $b=2900$ ;  $N=4$ ;  $T1=20$ ;  $N1=8$ ;  $\Delta t=1_{10^{-8}}$ ;  $\Phi=19620 -$   
 $(72.388_{10^4} \times (.5041 - X[1])^2) + 45.82_{10^4} \times (X[1]^2 - X[2]^2) +$   
 $+ 26.953_{10^4} \times (.6724 - X[3])^2 + .785 \times X[4] \times (X[3]^2 - .0361)$   
 $- 39.428_{10^4} \times (.7225 - X[2]^2) - 102339.57$ ;  $A[4]=.65, .425,$   
 $.23, 29.43_{10^4}$ ;  $B[4]=.68, .43, .65, 58.86_{10^4}$ ;  $X0[4]; X[4]$ ;  
 $W[4]; EPS[4] "КОИ"$

РЕШЕНИЕ

ЛОКАЛЬНЫЙ ПОИСК

$Y0 = -12541$

$X0[4]$

$.665 \quad 4.275_{10^{-1}} \quad 4.4_{10^{-1}} \quad 4.4145_{10^5}$

$Y = -.09771_{10^5} \quad Y = -.04361_{10^5} \quad Y = -.01181_{10^5} \quad Y = .419_{10^3}$

$Y = -.00081_{10^5} \quad Y = .79_{10^2} \quad Y = -.00061_{10^5} \quad Y = -.00041_{10^5}$

$Y = -.00021_{10^5} \quad Y = -.00001_{10^5} \quad Y0 = -.00001_{10^5}$

$X0[4]$

$.66147 \quad .42611 \quad .33818 \quad .31528_{10^6}$

$W[4]$

$1.17185_{10^{-4}} \quad 1.9531_{10^{-5}} \quad 1.6406_{10^{-3}} \quad 114955_{10^3}$

# ОГЛАВЛЕНИЕ

---

Введение . . . . .	3
<i>Глава 1.</i> Гидродинамика потока сплошной среды в осевом зазоре между вращающимся диском и корпусом турбомашинны . . . . .	7
1.1. Теоретические основы расчета осевых сил в турбомашинах . . . . .	7
1.2. Модели течения среды в осевом зазоре . . . . .	10
1.3. Влияние конструктивных, технологических и режимных факторов на осевые силы в ТМ . . . . .	13
<i>Глава 2.</i> Расчет осевых сил в турбомашинах . . . . .	22
2.1. Осевые насосы . . . . .	22
2.2. Осевые компрессоры . . . . .	28
2.3. Центробежные насосы . . . . .	34
2.4. Центробежные компрессоры . . . . .	46
2.5. Осевые турбины . . . . .	49
2.6. Радиальные турбины . . . . .	58
2.7. Осевое усилие в лабиринтных уплотнениях . . . . .	60
<i>Глава 3.</i> Расчет систем разгрузки опор турбомашин от осевых усилий методами математической оптимизации . . . . .	62
3.1. Постановка задачи оптимизации системы разгрузки . . . . .	62
3.2. Математическая модель системы разгрузки опоры ТМ . . . . .	63
3.3. Выбор машинного алгоритма оптимизации . . . . .	67
3.4. Вычисление на ЭВМ . . . . .	68
3.5. Оценка результатов численного решения . . . . .	69
3.6. Оптимизация систем разгрузки опоры ротора турбокомпрессора . . . . .	70
3.7. Развитие задач оптимизации систем разгрузки опор роторов ТМ от осевых усилий . . . . .	71
Литература . . . . .	75
<i>Приложение 1.</i> Программа минимизации функций многих переменных методом случайного поиска для ЭВМ серии «МИР» и решение тестовой задачи . . . . .	78
<i>Приложение 2.</i> Решение контрольного примера № 1 . . . . .	79
<i>Приложение 3.</i> Решение контрольного примера № 2 . . . . .	80
	81