

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И ПОРЯДОК РАСЧЁТА ПРЕДКАМЕРНОЙ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ.....	5
1.1. Исходные данные и их выбор	7
1.2. Определение высоты сопловой решётки.....	7
1.3. Определение параметров потока в осевом зазоре.....	12
1.4. Определение параметров рабочей решётки.....	13
1.5. Параметры потока на выходе из колеса	16
1.6. Определение работы, мощности и к.п.д. турбины.....	17
1.7. Проверка механических напряжений у корня лопатки	19
1.8. Построение $I - S$ диаграммы рабочего процесса.....	19
2. Пример расчёта осевой предкамерной турбины	21
3. Перечень вопросов для подготовки к защите курсового проекта.....	25
Список использованной литературы.....	27

Условные обозначения:

C, W, U - абсолютная, относительная и окружная скорости, м/с

$D_{ср}$ - средний диаметр рабочего колеса, м

L - удельная работа, потеря энергии, Дж/кг

N - мощность, Вт

M - число Маха; момент силы, Н·м

V - удельный объем газа, м³/кг

η - КПД

α - скорость звука м/с

$b, бл$ - ширина и хорда рабочей решетки, м

p - давление, Па

T - температура, К

R - газовая постоянная, Дж/кг·К

k - показатель адиабаты

m - секундный массовый расход, кг/с

Q - объемный расход, м³/с

z - число сопел, лопаток

h - высота лопатки, м

n_{st} - коэффициент быстроходности

\bar{t} - относительный шаг решетки

ζ - коэффициент потери энергии

ω - угловая скорость, рад/с

ρ - плотность, кг/м³

ρ_t - тепловая степень реактивности

δ - степень расширения газа

σ - коэффициент полного давления

λ - коэффициент скорости

φ, ψ - скоростные коэффициенты сопловой и рабочей решеток

ε - степень парциальности

χ - установочные углы профиля в сопловой и рабочей решетках

α_0, α_1 - углы входа и выхода потока в сопловой решетке

i - энтальпия газа, Дж/кг

[содержание](#)

i - угол атаки, град

$\alpha_{1эф}$ - эффективный угол сопла на выходе

β_1, β_2 - углы входа и выхода потока в рабочей решетке

$\beta_{1л}, \beta_{2л}$ - геометрические углы профиля лопатки на входе и выходе

Индексы:

ад - адиабатный;

г - гидравлический;

д - дисковый;

р - расходный;

вн - внутренний;

мех - механический;

кр - критический;

пол - политропный;

ср - средний;

у - относится к утечкам;

т - относится к турбине;

0 - вход в ступень

1- выход из соплового аппарата;

2- выход из рабочих лопаток;

* - адиабатно заторможенный поток;

$и$ - окружные (КПД, работа, направление);

п - периферийный;

вт - втулка.

к – корневое сечение лопатки.

содержание

ВВЕДЕНИЕ

В турбонасосном агрегате (ТНА) жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) газовая турбина является источником энергии для привода насосов компонентов топлива, в ряде случаев бустерных насосов и иных вспомогательных агрегатов. Газовая турбина – это лопаточная машина, в которой тепловая энергия продуктов сгорания преобразуется в механическую работу на валу. Особенностью рабочего процесса в турбине является двухступенчатое преобразование энергии: сначала потенциальная энергия газа с высокими давлением и температурой преобразуется в кинетическую энергию в сопловом аппарате, а затем, в рабочем колесе, происходит дальнейшее преобразование потенциальной энергии в кинетическую (реактивная турбина) и преобразование кинетической энергии в механическую работу на валу, что выражается в появлении окружного усилия на венце рабочего колеса.

В ЖРД нашли применение два типа турбин: автономные и предкамерные. В первом случае отработанный газ не поступает на дожигание в камеру сгорания двигателя и, соответственно, часть энергии продуктов сгорания не используется, что, в случае применения для привода турбины основных компонентов топлива, влечёт за собой потери удельного импульса (часть продуктов сгорания в некоторых схемах может использоваться для наддува бака и др.). В качестве автономных применяются осевые активные одноступенчатые или двухступенчатые турбины со ступенями скорости. В качестве предкамерных - как правило, одноступенчатые осевые активные и реактивные турбины, а также радиальноосевые (центростремительные) турбины в случае двигателей невысокой тяги (ориентировочно $< 100 \dots 120$ кН), т.к. в этом случае осевая турбина имела бы парциальный подвод и пониженный к.п.д.

Параметры турбины значительно зависят от выбранного типа системы питания двигателя и их выбор описан в [1].

К расчёту турбины приступают, когда известно, какую мощность потребляют насосы и иные потребители. Для этого составляется уравнение баланса мощностей [1].

В настоящих методических указаниях использованы материалы работ [2,3,4].

содержание

1. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И ПОРЯДОК РАСЧЁТА ПРЕДКАМЕРНОЙ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

Предкамерные турбины работают при небольших значениях $L_{ад}$ и для достижения максимального к.п.д. (0,70...0,85) как правило, достаточно одной ступени. Поскольку невелико и значение $C_{ад}$ (200...400 м/с), то, выполняя ступень реактивной можно варьировать окружной скоростью U с целью получения максимального к.п.д. при отношении $U/C_{ад} > 0,5...0,6$. Однако с увеличением степени реактивности $\rho_r = L_{ад2}/L_{ад}$ на роторе возникают значительные осевые усилия и повышается температура рабочих лопаток. Это сдерживающие факторы при увеличении степени реактивности. Обычно ρ_r принимают равной 0,2...0,5. В ряде случаев предкамерную турбину выполняют активной. Следует иметь в виду, что частота вращения ротора турбины, как правило, задана из расчёта насоса окислителя на кавитацию (применение редукторных схем пока довольно ограничено). На рис.1 показана схема проточной части предкамерной осевой турбины и планы скоростей, а на рис.2 приведены приближённые зависимости окружного к.п.д. η_u от $U/C_{ад}$ для осевых турбин разного типа.

Одним из параметров, определяющих тип турбины, является коэффициент быстроходности $n_{ст}$, определить который можно по формуле:

$$n_{ст} = 193,3 \frac{\omega \sqrt{Q_{1ад}}}{L_{ад}^{3/4}} \quad (1.1)$$

При $n_{ст} > 50...60$ проточная часть турбины может быть выполнена с полным подводом газа (степень парциальности $\varepsilon=1$). При $n_{ст} < 50$ (для малорасходных турбин) приходится применять парциальный подвод и в этом случае расчёт усложняется подбором оптимальных значений ε и $U/C_{ад}$. В таком случае целесообразно рассмотреть возможность применения центростремительной турбины.

Формулы, необходимые для определения $n_{ст}$:

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right] \quad (1.2)$$

$$Q_{1ад} = \frac{m_r RT_{1ад}}{p_1} \quad (1.3)$$

$$p_1 = p_0^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1ад}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.4)$$

$$T_{1ад} = T_0^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c1ад}^2 \right) \quad (1.5)$$

содержание

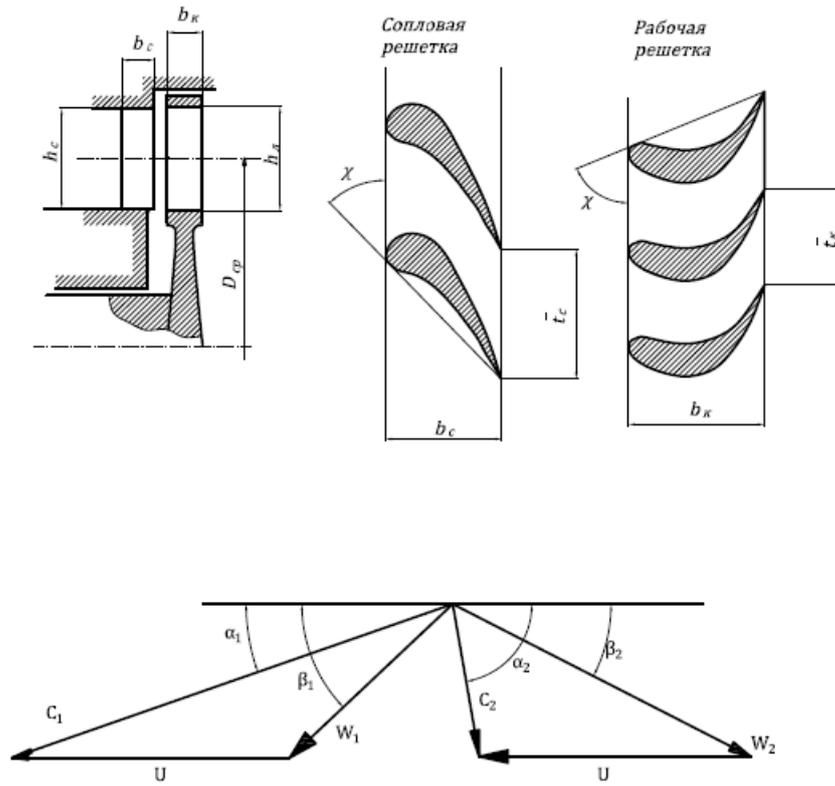
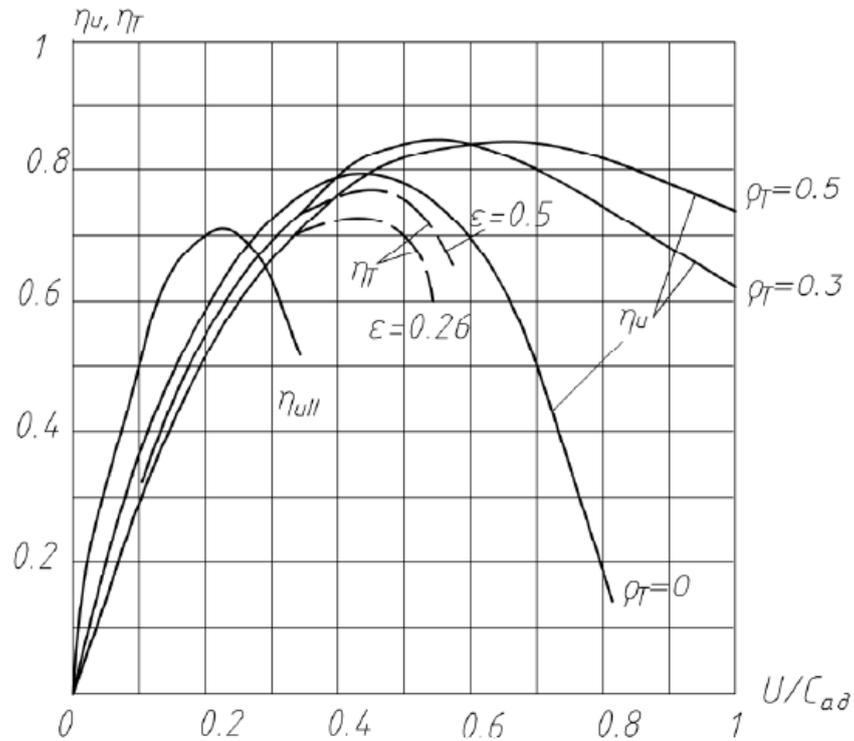


Рис.1. Схема проточной части турбины

Рис.2. Зависимости окружного к.п.д. η_u от $U/C_{ад}$ для осевых турбин различного типа

[содержание](#)

1.1. Исходные данные и их выбор

Для выбора исходных данных (N_T , ω , m_T , p_0^* , p_2 , T_0^* , R , k) анализируется схема двигателя по методике, представленной в [1]. На этом этапе обосновывается выбор оптимальных значений ρ_T , $U/C_{ад}$, $D_{ср}$, а также производится оценка ожидаемых значений ε , η_u , η_T с использованием, например, зависимостей, представленных на рис.2. Следует отметить, что эти зависимости носят теоретический, качественный характер и построены с использованием нижеприведенных выражений:

для осевой реактивной турбины

$$\eta_u = 2\varphi^2 \frac{u}{c_1} \sqrt{1 - \rho_T \cos \alpha_1} - 2\varphi^2 \left(\frac{u}{c_1}\right)^2 + 2\varphi\psi \frac{u}{c_1} \cos \beta_2 \sqrt{\varphi^2(1 - \rho_T) + \frac{\varphi^2 u^2}{c_1^2} - 2\varphi^2 \sqrt{1 - \rho_T} \frac{u}{c_1} \cos \alpha_1 + \rho_T}; \quad (1.6)$$

для осевой активной турбины (формула Банки)

$$\eta_u = 2\varphi^2 \frac{u}{c_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right); \quad (1.7)$$

для двухступенчатой турбины со ступенями скорости

$$\eta_u = 2 \frac{u}{c_{ад}} (1 + \psi) \left[(1 + \psi^2) \left(\varphi \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_{ад}}\right) - (1 + \psi) \frac{u}{c_{ад}} \right] \quad (1.8)$$

Для парциальных турбин пользуются экспериментальными зависимостями

$$\eta_T = f\left(\frac{u}{c_{ад}}\right).$$

Для предкамерных непарциальных турбин окружной к.п.д. η_u близок по величине к внутреннему к.п.д. $\eta_{вн}$, и при достаточно большой высоте лопаток ($h_{л} > 15$ мм) мало отличается от полного к.п.д. турбины η_T . Поэтому оптимальное значение $U/C_{ад}$ при выбранной ρ_T можно в первом приближении оценить по рис.2, а затем по значению $U/C_{ад}$ найти окружную скорость u и средний диаметр колеса турбины $D_{ср}=2u/\omega$ (частота вращения ротора полагается известной из расчёта насосов).

1.2. Определение высоты сопловой решётки

От высоты лопатки $h_{л}$ и угла выхода потока из сопловой решётки α_1 зависят потери, сопровождающие течение газа в межлопаточном канале, которые оцениваются скоростным коэффициентом сопловой решётки $\varphi=c_1/c_{1ад}$ и коэффициентом потерь в решётке $\zeta_c=1-\varphi^2$. Кроме того, от величины α_1 зависят потери в рабочем колесе

содержание

(поскольку углы установки и кривизна профиля рабочих лопаток связаны с направлением скорости c_1), таким образом, α_1 определяет потери всей ступени турбины. Установлено, что оптимальные значения α_1 для осевых предкамерных турбин находятся в пределах 18...25 градусов. Значением из этого диапазона при расчёте турбины задаются.

Характер течения, величина потерь в сопловой решётке, а также форма её проточной части зависят от отношения давлений $\delta_1 = p_0^*/p_1$. Для дозвуковых турбин применяют конфузорные решётки. Для них можно принять $\varphi = 0,96...0,98$, причём большие значения φ соответствуют меньшим значениям δ_1 .

Высоту сопловой решётки можно определить, используя уравнение неразрывности по формуле:

$$h_c = \frac{m_T}{\pi D_{cp} \rho_1 c_1 \sin \alpha_1}; \quad (1.9)$$

или

$$h_c = \frac{m_T \sqrt{RT_0^*}}{\pi D_{cp} c_1 p_0^* \sigma_1 q(\lambda_{c_1}) m \sin \alpha_1}; \quad (1.10)$$

где

$$m = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

$$\sigma_1 = \frac{\pi(\lambda_{1ад})}{\pi(\lambda_{c_1})} = \frac{p_1^*}{p_0^*} = \left[\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \left(\frac{\lambda_{c_1}}{\varphi} \right)^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} (\lambda_{c_1})^2} \right]^{\frac{k}{k-1}}; \quad (1.11)$$

$$c_1 = \varphi c_{1ад} = \varphi \sqrt{2L_{ад}(1 - \rho_T)}; \quad (1.12)$$

$$\lambda_{c_1} = \frac{c_1}{a_{кр}}; \quad \lambda_{c_{1ад}} = \frac{c_{1ад}}{a_{кр}}$$

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}; \quad \pi(\lambda_{c_{1ад}}) = \frac{p_1}{p_0^*}; \quad \pi(\lambda_{c_1}) = \frac{p_1}{p_1^*}$$

Статическое давление в осевом зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом определяется по формуле (1.4).

Газодинамические функции, используемые при расчёте:

- приведенный расход:

$$q(\lambda_{c_1}) = \lambda_{c_1} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_1}^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}; \quad (1.13)$$

$$\pi(\lambda) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$$\tau(\lambda) = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2;$$

содержание

$$M(\lambda) = \sqrt{\frac{2}{k+1} \times \frac{\lambda^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2}};$$

В конечном счёте, необходимо определить такую геометрию проточной части соплового аппарата, которая будет наиболее эффективна при заданных условиях работы.

На рис. 3 показана конфузурная лопаточная решётка. Её важнейшими параметрами являются угол изгиба профиля $\theta = 180^\circ - (\alpha_{0л} + \alpha_{1л})$ – для сопловой решётки и $\theta = 180^\circ - (\beta_{1л} + \beta_{2л})$ – для рабочей решётки, густота решётки $\bar{b}_л = b_л/t$ и относительный шаг $\bar{t} = t/b_л$.

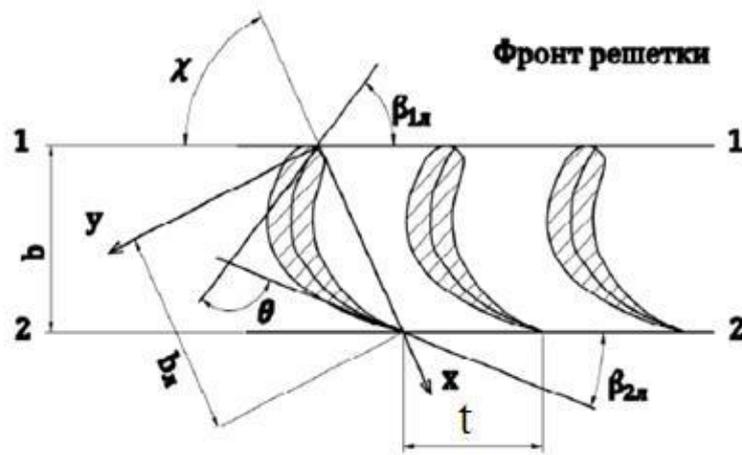


Рис. 3. Параметры решётки

По известным статистическим данным о влиянии на к.п.д. можно составить Таблицу 1, [2], рекомендуемых значений отношений $\bar{b} = b/h$, $\bar{h}_c = h_c/D_{ср}$, $\bar{h}_л = h_л/D_{ср}$ в зависимости от $D_{ср}$.

Уточнить выбранные соотношения можно путём проведения оптимизационных расчётов, сравнивая к.п.д., получаемые при различных значениях вышеприведенных отношений.

Получив, таким образом, величину h_c в первом приближении, нужно убедиться в правильности выбора степени реактивности ρ_r , $U/C_{ад}$, φ , α_1 и, при необходимости, уточнить эти параметры с привлечением экспериментальных и расчётных зависимостей

[содержание](#)

величины потерь, связанных с высотой лопатки. Желательно иметь большую величину h_c , т.к. при этом будут меньше вторичные потери и поток в осевом зазоре на входе в рабочее колесо будет более равномерным.

При определении ширины лопатки b_c можно также воспользоваться Таблицей 1, хотя обычно b_c выбирают исходя из конструктивных соображений в пределах 10...30 мм. Чем меньше высота лопатки и больше её ширина, тем больше вторичные потери, которые резко возрастают при $h_c/b_c < 1...1,5$. Вследствие этого, чем короче лопатка, тем она должна быть уже, в таком случае её профиль проектируют по специальным рекомендациям [4].

Таблица 1.

D_{cp}	Значения					
	$\bar{b} = b/h$		$\bar{h}_c = h_c/D_{cp}$	$\bar{h}_l = h_l/D_{cp}$	$\Delta = h_l - h_c$	h_l/h_c
	Сопловая решётка	Рабочая решётка				
70...100	1,3...1,5	1,1...1,3	0,09	0,11	1,0...1,5	1,2
100...200*	1,0...1,2	0,8...0,9	0,06	0,07	1,5...2,0	1,15
200...300	0,9...1,1	0,7...0,8	0,04	0,047	1,5...2,0	1,15
300...500	0,8...0,9	0,5...0,6	0,03	0,036	2,5...3,0	1,15

* - для осесимметричных сопел.

Если высота сопел получается меньше 10...12 мм, то, оценив ожидаемые потери, следует, либо уменьшить выбранные значения $U/C_{ад}$ и α_1 , либо переходить к парциальному подводу газа (при этом ступень должна проектироваться активной).

Уточнив φ по полученному в первом приближении значению h_c , можно провести второе приближение. Профиль сопловой лопатки выбирается из атласа профилей [5] по

$$\text{полученным значениям } \alpha_0, \alpha_1, M_{c_{1ад}}, \text{ где } M_{c_{1ад}} = \frac{c_{1ад}}{a_1} = \sqrt{\frac{2}{k+1} \frac{\lambda_{c_{1ад}}^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_{1ад}}^2}}; \quad (1.14)$$

По наиболее распространённой классификации все используемые в турбостроении профили решёток осевых турбин разделены на три группы: А, Б, В. Каждая группа предназначена для определённых значений скорости: А – при $M_{c_{1ад}} = 0,4...0,9$, Б - при $M_{c_{1ад}} = 0,9...1,2$, В - при $M_{c_{1ад}} > 1,2$. Индексация профиля содержит следующие данные: первая буква индекса – вид решётки: сопловая (С) или рабочая (Р); две первые цифры – угол потока на входе в решётку в градусах, две следующие цифры – угол потока на выходе из решётки в градусах; последняя буква обозначает группу: А, Б или В.

содержание

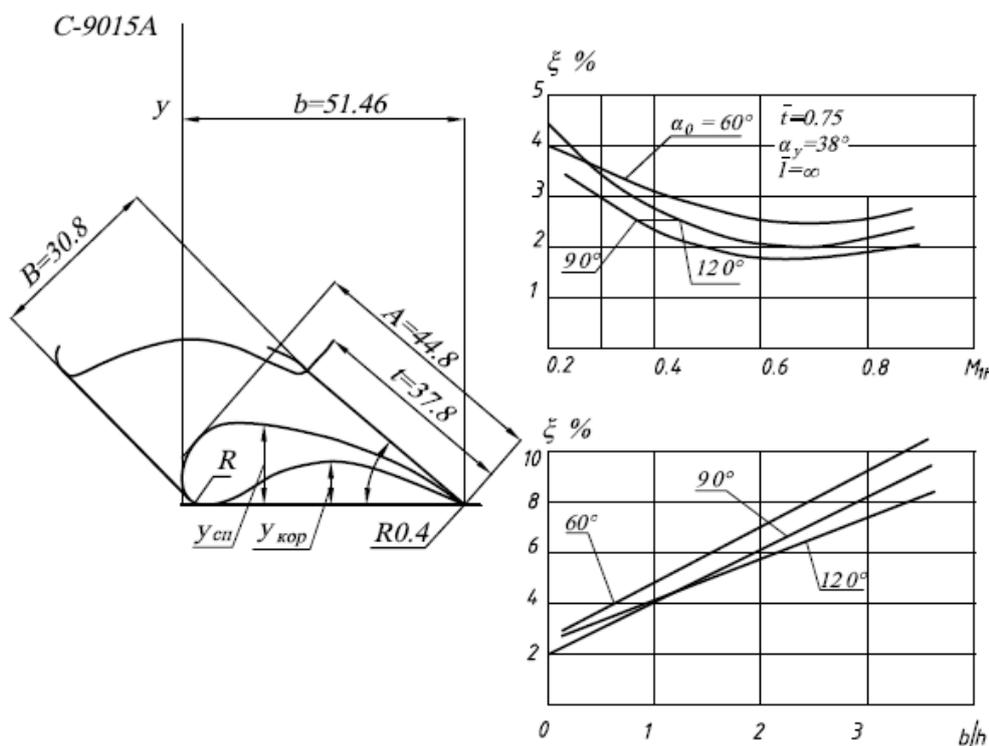


Рис.4. Сопловой профиль и его характеристики

В низкоперепадных турбинах в качестве сопловых, как правило, применяются профили группы A_k . Индекс «к» означает укороченный. На рис.4 показан в качестве примера один из профилей и некоторые его характеристики. Приводимые в атласе профили сохраняют свои характеристики по потерям в довольно широком диапазоне углов α_0 и α_1 (ориентировочно $\pm 5^\circ$), поэтому, получив расчётные значения углов, из атласа выбирают профиль с ближайшими значениями.

По характеристикам выбранного профиля определяют относительный шаг \bar{t} (предварительно задавшись b_c), который должен находиться в области оптимальных значений. По величине \bar{t} находят установочный угол профиля χ , обеспечивающий необходимый эффективный угол установки решётки $\alpha_{1л} = \alpha_{1эф} = \arcsin(a/t)$. Этот угол при дозвуковых скоростях связан с углом α_1 соотношением $\sin \alpha_{1кр} = \sin \alpha_1 / m$, причём $\sin \alpha_1 = m \times a/t$, где a – размер горла межлопаточного канала, m – опытный коэффициент.

Для $M_1 < 0,5$, значение $m = 1,08$, для скоростей близких к звуковым $m=1$. Найденное значение χ позволяет определить хорду профиля $b_{лс} = b_c / \sin \chi$, шаг решётки $t = \bar{t} / b_{лс}$, число лопаток $z_c = \pi D_{cp} / t$ и относительную высоту лопаток h_c / b_c . По характеристикам выбранной решётки уточняются значения ζ и $\varphi = \sqrt{1 - \zeta}$.

[содержание](#)

Для конфузорных каналов малой высоты при $h_c/b_c < 1 \dots 1,5$ целесообразно специально спрофилировать межлопаточный канал по высоте как показано на рис. 5.

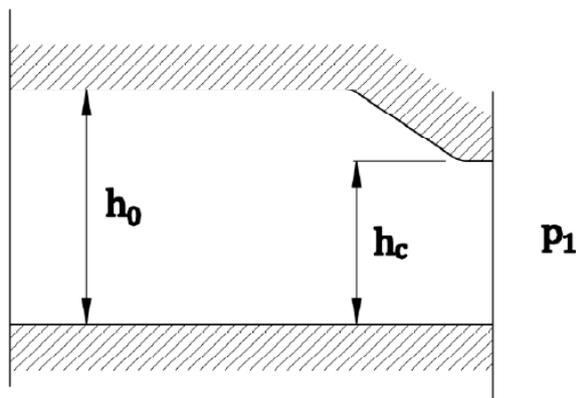


Рис. 5. Меридиональное сечение межлопаточного канала

Этим обеспечивается конфузорное течение на спинке лопатки в косом срезе, уменьшающее интенсивность вторичных течений. Оптимальное поджатие $(h_0 - h_c)/h_0 = 0,3 \dots 0,6$ при $h_c/b_c = 0,25 \dots 0,5$. Кроме того, рекомендуется уменьшать хорду лопатки b_c , чтобы обеспечить $h_c/b_c > 1$. Из технологических соображений $b_c \geq 8 \dots 15$ мм.

1.3. Определение параметров потока в осевом зазоре

Параметры потока на входе в рабочее колесо определяются параметрами потока в осевом зазоре. Из плана скоростей (рис. 1) имеем:

$$c_{1z} = c_1 \sin \alpha_1, \quad c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1, \quad (1.15)$$

$$\beta_1 = \arctan \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - u/c_1}, \quad (1.16)$$

$$w_1 = \frac{c_1 \sin \alpha_1}{\sin \beta_1} = \sqrt{c_{1z}^2 + (c_{1u} - u)^2}; \quad (1.17)$$

С учётом параметров выбранного профиля необходимо уточнить значения λ_{c1} и σ_1 . Для осевой турбины параметры торможения $T_0^* = T_1^*$ и $p_1^* = \sigma_1 p_0^*$.

Найдём статические параметры потока в осевом зазоре в абсолютном и относительном движении. Используем известные зависимости:

$$\lambda_{c1} = \varphi \lambda_{c1ад}; \quad \pi(\lambda_{c1}) = p_1/p_0^*; \quad \tau(\lambda_{c1}) = T_1/T_0^*; \quad M_1 = c_1/a_1; \quad a_1 = \sqrt{kRT_1^*};$$

$$\rho_1 = p_1/RT_1; \quad \lambda_{w1} = w_1/a_{крw1}; \quad \pi(\lambda_{w1}) = p_1/p_{1w}^*; \quad M_{w1} = M_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1}$$

содержание

$$T_{w1}^* = T_0^* \left[1 - \frac{k-1}{k+1} (2\lambda_u \lambda_{c1} \cos \alpha_1 - \lambda_u^2) \right]; \quad p_{1w}^* = p_1^* \frac{\pi(\lambda_{c1})}{\pi(\lambda_{w1})}; \quad (1.18)$$

1.4. Определение параметров рабочей решётки

Параметры потока на выходе из колеса находятся по следующим зависимостям:

$$w_{2ад} = \sqrt{2L_{2ад} + w_1^2}; \quad (1.19)$$

$$\lambda_{w2} = w_{2ад} / a_{крw2}; \quad (1.20)$$

где $a_{крw2} = a_{крw1}$; поскольку $T_{w2}^* = T_{w1}^*$.

Для дальнейшего расчёта необходимо задаться ожидаемым коэффициентом потерь $\psi = w_2 / w_{2ад}$ и определить коэффициент полного давления $\sigma_2 = p_{w2}^* / p_{w1}^*$; Угол β_2

можно определить из формулы:

$$h_{2л} = \frac{(m_r - m_y) \sqrt{RT_{w1}^*}}{\pi D_{ср} p_{w1}^* \sigma_2 q(\lambda_{w2}) m \sin \beta_2}; \quad (1.21)$$

По выбранному ψ можно найти σ_2 :

$$\sigma_2 = \frac{\pi(\lambda_{w2ад})}{\pi(\lambda_{w2})} = \left[\frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \left(\frac{\lambda_{w2}}{\psi} \right)^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w2}^2} \right]^{\frac{k}{k-1}}; \quad (1.22)$$

где $\pi(\lambda_{w2ад}) = p_{w2}^* / p_{w2ад}^*$ и $\pi(\lambda_{w2}) = p_{w2}^* / p_{w2}^*$,

и найти $w_2 = \psi w_{2ад}$, $\lambda_{w2} = \psi \lambda_{w2ад}$ и $q(\lambda_{w2})$.

Высоту рабочей решётки на входе $h_{1л}$ определяют по высоте сопловой решётки h_c , добавляя перекрышу на периферии $\Delta h_{п}$ и у корня $\Delta h_{к}$.

$$h_{1л} = h_c + \Delta h_{п} + \Delta h_{к} \quad (1.23)$$

В активной ступени перекрыши выполняются минимальными: $\Delta h_{п} = 1 \dots 2$ мм, $\Delta h_{к} = 0 \dots 1$ мм, в реактивной ступени перекрыша тем больше, чем больше степень реактивности ρ_r и осевой зазор: $\Delta h_{п} = 2 \dots 4$ мм, $\Delta h_{к} = 1 \dots 2$ мм (см. рис. 6). Из уравнения неразрывности следует, что $h_{2л} / h_{1л} = \rho_1 / \rho_2 \times c_{1z} / c_{2z}$. Следовательно, $h_{2л}$ будет тем

больше $h_{1л}$, чем меньше ρ_2 и c_{2z} по отношению к ρ_1 и c_{1z} . Угол раскрытия меридионального сечения γ принимают не более $15 \dots 20^\circ$, поскольку большая диффузорность приводит к дополнительным потерям. На практике принимают $h_{2л} = h_{1л} + 0 \dots 5$ мм. Из технологических соображений часто принимают $\gamma = 0^\circ$.

содержание

С.Н. Леонтьев, Н.С. Дорош. «ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА. Часть 2. Проектирование газовой турбины. 2.1. Предкамерная осевая турбина»

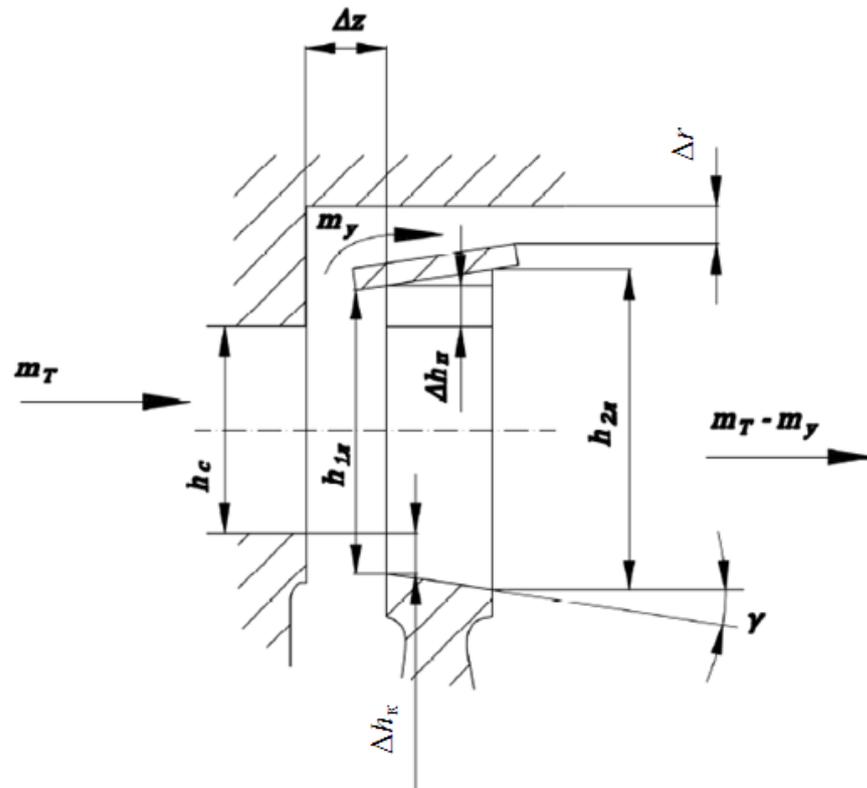


Рис. 6. Меридиональное сечение ступени

Короткие рабочие лопатки, как и сопловые, следует выполнять узкими, обеспечивая $h_{1л}/b_{л} > 1$. При этом ширину лопаток $b_{л}$ следует выбирать минимальной из конструктивных и технологических соображений (8...15 мм).

По значениям β_1 , β_2 и $M_{w2ад}$ из атласа [5] выбирают профиль рабочей лопатки (рис. 7). По характеристикам выбранного профиля определяют параметры рабочей решётки и потери в ней.

Для коротких лопаток применяют бандажи, перекрывающие межлопаточный канал на периферии и предотвращающие радиальные перетекания газа с корытца на спинку. Если по условиям прочности или технологии нельзя применить бандаж, то радиальный зазор Δr выполняют минимально возможным. Кроме того, применение бандажа при длинных лопатках и при парциальном подводе целесообразно для уменьшения колебаний.

[содержание](#)

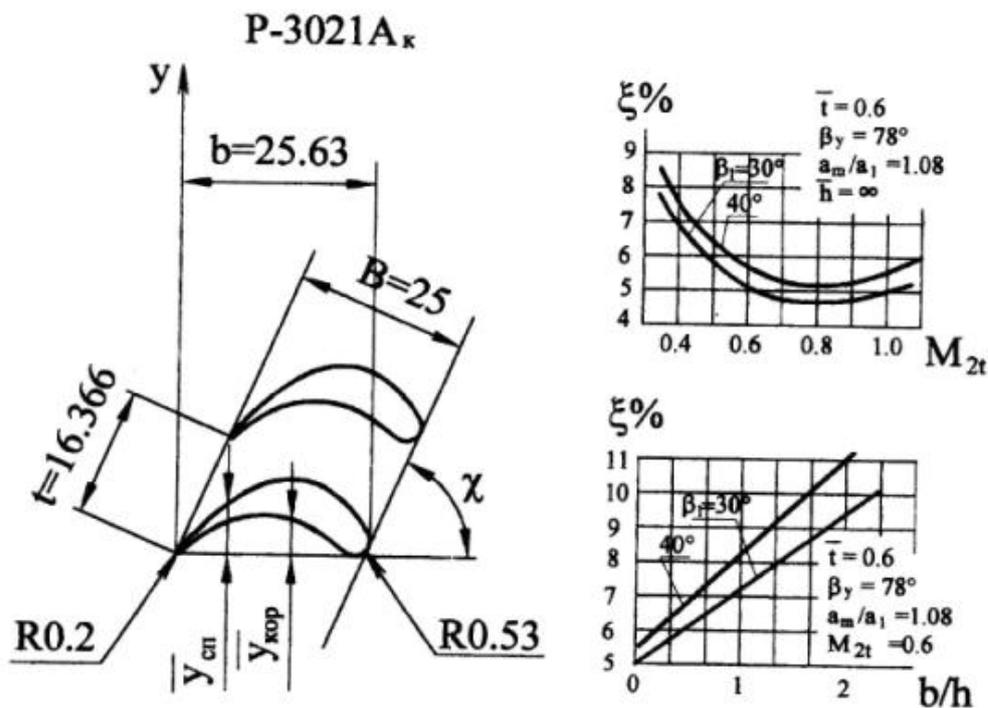


Рис. 7. Рабочий профиль и его характеристики

Обосновав значение $h_{2л}$ и выбрав $b_{л}$, необходимо задаться ψ , который зависит от относительной высоты лопатки $h_{1л}/b_{л}$, кривизны профиля ($\beta_{1л} + \beta_{2л}$), скорости потока, угла атаки, формы профиля.

Угол атаки ($i = \beta_{1л} - \beta_1$) выбирается в зависимости от профиля лопатки. Для дозвуковых скоростей рекомендуются небольшие отрицательные углы атаки $i = -2 \dots -6^\circ$, что соответствует минимальным профильным потерям. Выходной угол $\beta_{2л}$ выбирается в зависимости от ρ_T . Уменьшение $\beta_{2л}$ приводит к росту η_u , т.к. уменьшается скорость c_2 , но одновременно с этим уменьшается ширина межлопаточного канала, и для сохранения требуемого проходного сечения необходимо увеличение $h_{2л}$, что может привести к дополнительным потерям.

Для активных решёток дозвуковых турбин принимают $\beta_{1л} - \beta_{2л} = 2 \dots 10^\circ$, для сверхзвуковых турбин $\beta_{1л} = \beta_{2л}$ и угол атаки принимают равным $2 \dots 5^\circ$. В качестве рабочих решёток для реактивной ступени используются профили группы А, которые имеют плавно сужающийся канал. Для решёток малой высоты $h_{1л}/b_{л} < 1,5$ рекомендуется использовать решётки группы А_к, в которых канал имеет расширяюще-сужающуюся форму.

При выборе ψ можно ориентироваться на зависимость $\psi = f(M_{w1})$, полученную экспериментально для разных решёток [4]. Учитывая высокий окружной к.п.д.

[содержание](#)

предкамерных турбин, в первом приближении для определения β_2 из формулы (1.21) можно задаться $\psi=0,9\dots0,95$.

Подставив необходимые величины в формулу (1.21) найдём β_2 и вновь уточним ψ и β_2 . Эффективный угол установки определяется по формуле $\sin \beta_{2\text{эф}} = \sin \beta_2 / m$.

Ширина рабочей решётки может быть выбрана в диапазоне $b_{\text{л}} = 15\dots40$ мм (меньшие значения для коротких лопаток). По характеристикам выбранной решётки определяем ζ и уточняем ψ .

1.5. Параметры потока на выходе из колеса

Оценка выходных потерь может быть произведена после определения скорости c_2 из плана скоростей:

$$c_2 = \sqrt{(w_2 \sin \beta_2)^2 + (w_2 \cos \beta_2 - u)^2}; \quad (1.24)$$

Угол потока и температура торможения на выходе из колеса определяются зависимостями:

$$\alpha_2 = \arctg \frac{w_2 \sin \beta_2}{w_2 \cos \beta_2 - u}, \quad (1.25)$$

$$T_{w_2} = T_{w_1}^* \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{w_2}^2 \right) \quad (1.26)$$

$$T_2^* = T_2 + \frac{k-1}{2kR} c_2^2 \quad \text{или} \quad T_2^* = T_{w_2}^* - \frac{w_2^2 - c_2^2}{2kR};$$

Угол потока на выходе из колеса в относительном движении β_2 находят следующим образом:

$$\beta_2 = \arcsin \left[\frac{\sqrt{RT_{w_1}^*} (m_T - m_y)}{m \varepsilon \pi D_{\text{сп}} p_{w_1}^* \sigma_2 q (\lambda_{w_2}) h_{1\text{л}}}, \right] \quad (1.27)$$

$$\text{Здесь } m_y = m_T \mu_3 \sqrt{1 + \rho_T \left(\frac{1}{\varphi^2 \sin^2 \alpha_1} - 1 \right) \left(1 + \frac{h_{1\text{л}}}{D_{\text{сп}}} \right) \frac{\Delta}{h_{1\text{л}}}},$$

где Δ - радиальный зазор, μ_3 - коэффициент расхода через зазор, m_y - расход утечки через зазор.

Эффективный угол решётки на выходе в относительном движении находится по формуле $\beta_{2\text{эф}} = \arcsin \left(\frac{\sin \beta_2}{m} \right)$, где m - коэффициент равный $1\dots1,08$.

содержание

1.6. Определение работы, мощности и к.п.д. турбины

Эффективный к.п.д. турбины, или просто к.п.д. турбины, является произведением частных к.п.д., учитывающих различные виды потерь в ступени:

$$\eta_T = \eta_u \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{тр.д}} \eta_y = \eta_{\text{вн}} \eta_{\text{мех}} ;$$

Так как турбина и насосы обычно составляют единый агрегат и механические потери в этом случае являются общими для всего агрегата, то их принято учитывать при расчёте насосов, тогда $\eta_{\text{мех}} = 1$ и $\eta_{\text{вн}} = \eta_T$.

Эффективный к.п.д. турбины можно определить как разность окружного к.п.д. η_u и дополнительных потерь, к которым относят потери на утечки через зазоры ζ_y , на трение боковой поверхности диска турбины и бандажа о газ $\zeta_{\text{тр.дб}}$. Тогда:

$$\eta_T = \eta_u - \zeta_y - \zeta_{\text{тр.дб}} ; \quad (1.28)$$

При этом потери, связанные с парциальностью здесь отсутствуют (принимая $\varepsilon = 1$).

Одной из наиболее сложных задач при определении к.п.д. турбины является определение потерь на утечку через радиальный зазор, так как конструктивное исполнение уплотнений в радиальном зазоре весьма разнообразно. Наличие радиального зазора значительно влияет на потери в реактивных турбинах, в отличие от активных, где оно заметно проявляется только при коротких лопатках ($D_{\text{ср}}/h_{\text{л}} > 12 \dots 15$). Значение Δr должно быть минимально возможным. Ориентировочно относительный зазор $\overline{\Delta r} = \frac{\Delta r}{h_{\text{л}}}$ можно принять равным 0,06...0,09.

Потери в радиальном зазоре турбины без бандажа складываются из потерь на утечку и концевых потерь из-за перетекания газа с корытца на спинку лопатки. Коэффициент потерь в этом случае определяется по формуле [4]:

$$\zeta_y = \frac{m_y}{m_T} = 1,37 \overline{\Delta r} (1 + 1,6 \rho_T) \left(1 + \frac{h_{\text{л}}}{D_{\text{ср}}} \right) \quad (1.29)$$

Если $\rho_T = 0$, то

$$\zeta_y = 1,37 \overline{\Delta r} \left(1 + \frac{h_{\text{л}}}{D_{\text{ср}}} \right), \quad (1.30)$$

Коэффициент потерь в радиальном зазоре для реактивной турбины с бандажом определяется по формуле [4]:

$$\zeta_{y\text{б}} = \mu_{\text{заз}} \sqrt{1 + \rho_T \left(\frac{1}{\varphi^2 \sin^2 \alpha_1} - 1 \right)} \left(1 + \frac{h_{\text{л}}}{D_{\text{ср}}} \right) \overline{\Delta r}, \quad (1.31)$$

содержание

$$\text{При } \rho_T = 0 \quad \zeta_{y6} = \mu_{\text{зав}} \left(1 + \frac{h_l}{D_{\text{ср}}}\right) \overline{\Delta r} \quad (1.32)$$

Коэффициент расхода в зазоре можно принимать равным 0,4...0,6 в зависимости от наличия и типа уплотнений.

Потери на трение диска о газ особенно велики при высоких скоростях $u_{\text{ср}}$. Коэффициент потерь на трение диска без бандажа подсчитывают по формуле [2]:

$$\zeta_{\text{трд}} = B \frac{(D_{\text{ср}} - h_l)^2}{\pi D_{\text{ср}} h_l \sin \alpha_{1\text{эф}}} \left(\frac{u}{c_{\text{ад}}}\right)^3, \quad (1.33)$$

где $B=f(\Delta/D_{\text{кор}}, Re)$ – коэффициент, зависящий от зазора между диском и корпусом Δ , диаметра диска в корневом сечении лопатки $D_{\text{кор}} = D_{\text{ср}} - h_l$, числа Рейнольдса $Re = \frac{u_{\text{кор}} D_{\text{кор}}}{\nu}$. Для турбин ТНА коэффициент $B=0,012...0,016$. Причём меньшие значения соответствуют водородным ТНА.

Коэффициент потерь на трение диска с бандажом о газ определяется по формуле [2]:

$$\zeta_{\text{трдб}} = B \frac{(D_{\text{ср}} - h_l)}{\pi D_{\text{ср}} h_l \sin \alpha_{1\text{эф}}} \left(\frac{u}{c_{\text{ад}}}\right)^3 \left(1 + 2,5 \frac{b_{\text{об}}}{D_{\text{ср}}}\right) \quad (1.34)$$

где $b_{\text{об}} \approx b_l + (0...0,2 \text{ мм})$ – ширина обода.

Теперь можно определить к.п.д. турбины по формуле (1.26).

$$\text{Эффективная мощность турбины равна } N_T = N_{\text{ад}} \eta_T = L_{\text{ад}} m_T \eta_T \quad (1.35)$$

$$\text{Эффективная работа турбины} \quad L_T = \frac{N_T}{m_T} \quad (1.36)$$

$$\text{Коэффициент работы} \quad \bar{L}_T = \frac{L_T}{u_{\text{ср}}^2} \quad (1.37)$$

Возможен и другой алгоритм расчёта. Отдельно находится расходный к.п.д.: $\eta_p = m_k/m_T$, окружная мощность N_u , мощность трения диска и бандажа

$$N_{\text{трд}} = 2C_{\text{трд}} \rho_2 \omega^3 \left(\frac{D_{\text{ср}} - h_{1л}}{2}\right)^5; \quad C_{\text{трд}} = \frac{0,039}{\sqrt{Re}}; \quad N_{\text{трб}} = C_6 \rho_1 \omega^3 b_6 D_6^4,$$

$$\text{где} \quad C_6 = \frac{0,1}{\sqrt{Re_6}} \quad (1.38)$$

Эффективная мощность турбины в этом случае находится по формуле:

$$N_T = N_u - N_{\text{трд}} - N_{\text{трб}} \quad (1.39)$$

содержание

1.7. Проверка механических напряжений у корня лопатки

Лопатка турбины испытывает механические нагрузки, включающие напряжения растяжения от центробежной силы, изгибающие напряжения от воздействия потока и центробежной силы, вибрационные напряжения. Наиболее часто поломка лопаток происходит из-за их колебаний на резонансных режимах.

До проведения прочностных расчётов целесообразно произвести оценку значения действующего напряжения и сравнить его с допустимым.

Для оценки растягивающих напряжений у корня лопатки воспользуемся выражением [2]:

$$\sigma_p = \frac{2\rho u_{cp}^2 h_l}{D_{cp}\Phi}, \text{ Па} \quad (1.40)$$

где ρ – плотность материала лопатки (обычно $\rho = 8000...8400 \text{ кг/м}^3$, Φ – коэффициент формы (для лопаток постоянного по высоте сечения $\Phi=1$), $\bar{h}_l = h_l/D_{cp}$

выбирается по D_{cp} из Таблицы 1.

Допустимое напряжение $\sigma_{доп}$ зависит от используемого материала, от T_0^* , $\delta_T = p_0^*/p_2$, ω и требуемого ресурса и надёжности. Например, для турбины с лопатками из материала ЖС-6 при $T_0^* = 1000 \text{ К}$, $\sigma_{доп} = 280...300 \text{ МПа}$. Если σ_p больше $\sigma_{доп}$, то нужно рассмотреть доступные конструктивные возможности или придётся уменьшить выбранное отношение \bar{h}_l . Расчёты необходимо откорректировать, проведя уточнённое определение напряжений после окончательного расчёта турбины.

1.8. Построение $I - S$ диаграммы рабочего процесса

По результатам расчёта может быть построена $I - S$ диаграмма рабочего процесса в ступени турбины. На этой диаграмме наглядно видны адиабатные работы в сопловом аппарате и в рабочем колесе, профильные потери L_φ и L_ψ , а также следует отложить значения L_u и потерь с выходной скоростью.

На рис. 8 приведен пример такой диаграммы.

содержание

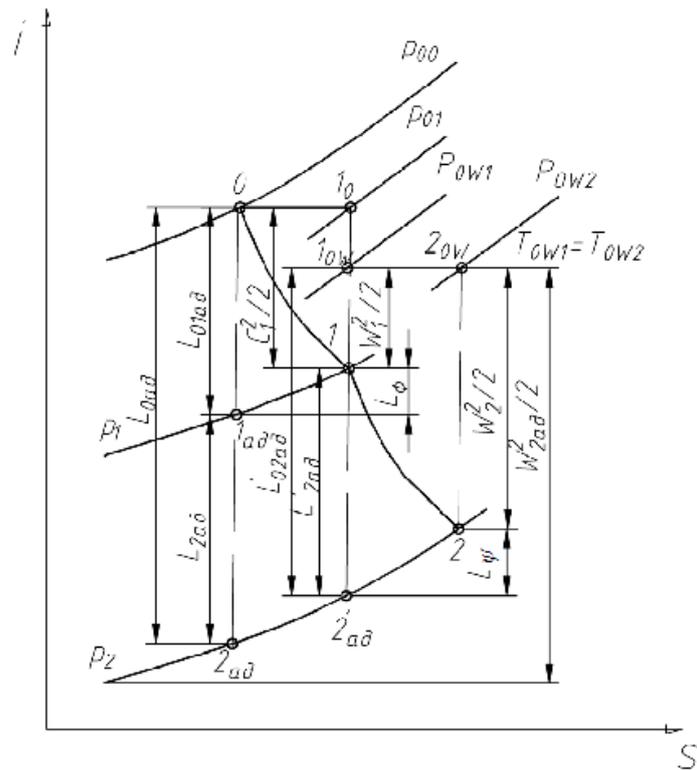


Рис. 8. I – S диаграмма рабочего процесса в реактивной ступени

2. Пример расчёта осевой предкамерной турбины

Таблица 2

NN пп	Величина	Обозна чение	Размер ность	Значен ие	Примечание
1	2	3	4	5	6
Исходные данные					
1	Мощность турбины	N_T	кВт	1262	Задана из баланса мощностей
2	Расход газа	m_T	кг/с	30,86	Задан из расчёта ТНА
3	Полное давление на входе в турбину	P_0^*	МПа	16,48	- // -
4	Давление на выходе из турбины	P_2	МПа	13,04	- // -
5	Т - ра торможения на входе	T_0^*	К	700	- // -
6	Газовая постоянная	R	Дж/кгК	350	- // -
7	Показатель адиабаты	к		1,3	- // -
8	Частота вращения	ω	1/с	2770	- // -
Расчитываемые и выбираемые величины					
9	Перепад давления на турбине	δ		1,263	Из балансового уравнения
10	Адиабатная работа	$L_{ад}$	Дж/кг	55720	Ф-ла (1.2)
11	Степень реактивности	ρ_T		0,2	Задаётся
12	Адиабатная скорость	$C_{ад}$	м/с	333,8	
13	Критическая скорость звука	$a_{1кр}$	м/с	526,3	См. стр. 10
14	Приведенная адиабатная скорость	$\lambda_{с1ад}$		0,567	См. стр. 10
15	Статическое давление за с.а.	p_1	МПа	13,68	Ф-ла (1.4)
16	Адиабатная т-ра на выходе из с.а.	$T_{1ад}$	К	671	Ф-ла (1.5)
17	Адиабатная плотность газа	$\rho_{1ад}$	кг/м ³	58,29	$\rho_{1ад} = \frac{p_1}{RT_{1ад}}$
18	Адиабатный объёмный расход	$Q_{1ад}$	м ³ /с	0,529	Ф-ла (1.3)
19	Коэффициент быстроходности	$n_{сТ}$		107	Ф-ла (1.1)
20	Степень парциальности	ε		1	Принимаем
21	Отношение скоростей	$\frac{u}{C_{ад}}$		0,5	Зад-ся по рис.2
22	Окружная скорость на $D_{ср}$	$u_{ср}$	м/с	166,9	< 300 м/с
23	Средний диаметр лопаток	$D_{ср}$	м	0,1205	
Расчёт параметров соплового аппарата					
24	Адиабатная работа с.а.	$L_{ад1}$	Дж/кг	44576	
25	Адиабатная скорость истечения	$c_{1ад}$	м/с	298,6	
26	Скоростной коэффициент с.а.	φ		0,975	Задаётся
27	Скорость на выходе из с.а.	c_1	м/с	291,1	См. стр. 10
28	Приведенная скорость	$\lambda_{с1}$		0,553	См. стр. 10
1	2	3	4	5	6

содержание

С.Н. Леонтьев, Н.С. Дорош. «ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА. Часть 2. Проектирование газовой турбины. 2.1. Предкамерная осевая турбина»

29	Приведенный расход	$q(\lambda_{c_1})$		0,77	Ф-ла (1.13)
30	Коэффициент полного давления.	σ_1		0,991	Ф-ла (1.11)
31	Угол потока на входе в с.а.	α_0	град	90	Задаёмся
32	Число Маха по адиаб. скорости	$M_{c_{1ад}}$		0,54	Ф-ла (1.14)
33	Эффективный угол решётки	$\alpha_{1эф}$	град	19°42′	См. стр. 14
34	Угол потока на выходе из с.а.	α_1	град	13	Задаёмся
35	Высота сопловой решётки	h_c	м	0,0214	Ф-ла (1.10)
36	Выбор профиля по параметрам				C9015A
37	Относительный шаг	\bar{t}		0,8	Выбираем из[5]
38	Угол установки профиля	χ	град	37	тоже
39	Ширина решётки	b_c	мм	15	Задаёмся
40	Хорда соплового профиля	$b_{лс}$	мм	24,9	
41	Шаг решётки	t_c	мм	19,94	$t_c = \bar{t}b_{лс}$
42	Количество лопаток соплового аппарата.	z_c		19	
43	Относительная высота лопатки	\bar{h}_c		0,8585	
44	Коэффициент потерь в с.а.	ζ_c		0,15	См. [5]
45	Скоростной коэффициент с.а.	φ		0,922	См. стр. 13
Параметры потока в осевом зоре					
46	Полное давление	p_1^*	МПа	16,32	$p_1^* = \sigma_1 p_0^*$
47	Статическое давление	p_1	МПа	13,81	$p_1 = p_0^* \pi(\lambda_{c_1})$
48	Статическая температура	T_1	К	672	См. (1.18)
49	Плотность газа	ρ_1	кг/м ³	58,71	
50	Скорость звука	a_1	м/с	553	См. (1.18)
51	Число Маха	M_1		0,5265	
52	Температура торможения в относительном движении	T_{w1}^*	К	678	См. (1.18)
53	Относительная скорость	w_1	м/с	133,9	Ф-ла (1.17)
54	Критическая скорость звука в относительном движении	$a_{крw1}$	м/с	517,9	
55	Приведенная относительная скорость	λ_{w1}		0,2585	
56	Приведенный расход в относительном движении	$q(\lambda_{w1})$		0,4	
57	Число Маха в относит. движении	M_{w1}		0,242	См. (1.18)
58	Полное давление в относительном движении	p_{w1}^*	МПа	14,34	См. (1.18)
Определение параметров рабочей решётки					
59	Высота лопатки на входе	$h_{1л}$	мм	23,4	Ф-ла (1.23) $\Delta h_k = 1\text{мм};$ $\Delta h_{\Pi} = 1\text{мм}$
60	Угол потока на входе	β_1	град	29°17′	
61	Адиабатная скорость на выходе	$w_{2ад}$	м/с	200,5	Ф-ла (1.19)
62	Приведенная адиабат. скорость	$w_{2ад}$	м/с	0,387	Ф-ла (1.20)
63	Число Маха	$M_{w_{2ад}}$		0,365	
64	Скоростной коэффициент	ψ		0,93	Задаёмся
1	2	3	4	5	6
65	Относит. скорость на выходе	w_2	м/с	186,5	

содержание

66	Приведенная относит. скорость	λ_{w_2}		0,36	
67	Приведенный расход	$q(\lambda_{w_2})$		0,542	
68	Коэффициент полного давления	σ_2		0,988	Ф-ла (1.22)
69	Угол потока на выходе	β_2	град	17°53′	Ф-ла (1.27) $\Delta=1.5$ мм; $\mu_3=0,4$ – зад-ся
70	Эффективный угол решётки	$\beta_{2эф}$	град	16°55′	$m=1,06$ – зад-ся
71	Выбираем профиль по параметрам				C2314A, см.[5]
72	Угол установки профиля	χ	град	79	[5]
73	Относительный шаг	\bar{t}		0,62	[5]
74	Ширина решётки	b_k	мм	16	Задаёмся
75	Хорда лопатки	$b_{лк}$	мм	16,3	
76	Шаг решётки	t_k	мм	10,11	
77	Количество лопаток	z_k		37	
78	Относительная высота лопатки	\bar{h}_k		1,44	$\bar{h}_k = \frac{h_{1л}}{b_{лк}}$
79	Коэффициент потерь в решётке	ζ_k		0,2	[5]
80	Скоростной коэффициент	ψ		0,895	$\psi = \sqrt{1 - \zeta_k}$
Параметры потока на выходе из колеса					
81	Полное давление в относительном движении	$p_{w_2}^*$	МПа	14,04	$p_{w_2}^* = \frac{p_2}{\pi(\lambda_{w_2})}$
82	Абсолютная скорость	C_2	м/с	58,17	Ф-ла (1.24)
83	Угол потока в абсолютном движ.	α_2	град	79°31′	Ф-ла (1.25)
84	Статическая температура	T_{w_2}	К	666,5	Ф-ла (1.26)
85	Температура торможения	T_2^*	К	667,6	там же
86	Критическая скорость звука	$a_{кр_2}$	м/с	514	
87	Приведенная скорость	λ_{c_2}		0,113	
88	Полное давление	p_2^*	МПа	13,14	$p_2^* = p_{w_2}^* \frac{\pi(\lambda_{w_2})}{\pi(\lambda_{c_2})}$
89	Плотность газа на выходе	ρ_2	кг/м ³	55,91	
Определение работы, мощности и к.п.д. турбины					
90	Отношение скоростей	$\frac{u}{c_1}$		0,5734	
91	Окружной к.п.д.	η_u		0,75	Ф-ла (1.6)
92	Окружная работа	L_u	Дж/кг	41507	$L_u = \eta_u L_{ад}$
93	Расход утечек	m_y	кг/с	2,26	см. п.69
94	Расход газа через решётку	m_k	кг/с	28,6	$m_k = m_T - m_y$
95	Расходный к.п.д.	η_p		0,927	$\eta_p = \frac{m_k}{m_T}$
96	Окружная мощность	N_u	кВт	1187,1	$N_u = L_u m_k$
97	Мощность дискового трения	$N_{трд}$	кВт	1,9	Ф-ла (1.38)
98	Мощность трения бандажа	$N_{трб}$	кВт	12,1	там же
99	Эффективная мощность турбины	N_T	кВт	1173,1	Ф-ла (1.39)
1	2	3	4	5	6
100	Эффективная работа турбины	L_T	Дж/кг	38014	$L_T = \frac{N_T}{m_T}$

содержание

С.Н. Леонтьев, Н.С. Дорosh. «ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА. Часть 2. Проектирование газовой турбины. 2.1. Предкамерная осевая турбина»

101	Коэффициент работы	\bar{L}_T		1,36	$\bar{L}_T = \frac{L_T}{u_{ср}^2}$
102	К.п.д. турбины	η_T		0,682	$\eta_T = \frac{N_T}{N_{ад}}$

[содержание](#)

3. Перечень вопросов для подготовки к защите курсового проекта

1. Энергетический баланс ТНА в схеме с автономной турбиной, влияние $L_{ад}$ и к.п.д. турбины на удельный импульс камеры и ДУ.
2. Обоснование выбора восстановительного газогенератора для схемы с автономной турбиной.
3. Обоснование необходимости перехода к схемам с предкамерной турбиной с ростом p_k .
4. Энергетический баланс ДУ с предкамерной турбиной, выбор минимального давления в газогенераторе.
5. Обоснование преимуществ окислительного газогенератора для двигателей с предкамерной турбиной.
6. Зависимость располагаемой мощности турбины $N_T = m_T L_{ад} \eta_T$ и потребной мощности насосов от степени расширения газа в турбине.
7. Запуск турбины в ДУ открытой и замкнутой схемы.
8. Применение пусковых турбин, БТНА, время выхода на режим.
9. Газовые и гидравлические турбины для привода БТНА, схемы с шестерёнчатым редуктором.
10. Выбор частоты вращения и других параметров БТНА, влияние к.п.д. турбин на этот выбор и параметры ДУ.
11. Компоновочные схемы ТНА с автономной и предкамерной турбинами.
12. Применение уплотнений, гидрозатворов в ТНА с автономной и предкамерной турбинами.
13. Влияние частоты вращения ротора на диаметр колеса турбины, длину лопаток, степень парциальности, к.п.д.
14. Особенности турбин ЖРД малой тяги.
15. Возникновение осевой силы на роторе турбины. Способы разгрузки опор ТНА от осевых сил.
16. Регулирование мощности турбины при необходимости изменения тяги двигателя.
17. Конструктивные схемы газогенераторов, влияние к-фазы в продуктах сгорания на работу турбины, способы борьбы с к-фазой.
18. Схемы ДУ с использованием отработанного в турбинах газа для наддува баков.

[содержание](#)

19. Устройство ступени осевой турбины.
20. Уравнение Эйлера для осевой турбины, термодинамика активной ступени ($I - S$ диаграмма).
21. Влияние угла установки сопла α_1 на к.п.д. турбины и профиль рабочих лопаток.
22. Виды сопловых решёток турбин.
23. Влияние косо́го среза соплового аппарата на параметры рабочего колеса.
24. Виды потерь в рабочем колесе турбины.
25. Связь потерь φ с высотой h_c и шириной b_c сопловой решётки, применение конических сопел и парциальных турбин.
26. Связь потерь ψ с относительной высотой $\frac{h_l}{b_k}$ лопаток рабочей решётки.

Список использованной литературы

1. Леонтьев С.Н. Проектирование турбонасосного агрегата. Ч.1. Расчёт и проектирование шнекоцентробежного насоса: методические указания к курсовому проекту по курсу «Теория и проектирование турбонасосных агрегатов»/под ред. Д.А. Ягодникова. – М.: Изд-во МГОУ, 2012. – 98 с.
2. Васильев Ю.А., Лоскутникова Г.Т., Андреев Е.А. Расчёт и проектирование газовой турбины: методические указания к курсовому проекту «Теория и проектирование турбонасосных агрегатов»/под ред. Д.А. Ягодникова. – М.: Логос, 2002. – 72 с.
3. Локай В.И., МаксUTOва М.К., Стрункин В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1979. – 446 с.
4. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчёт агрегатов питания ЖРД. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.
5. Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас профилей решёток осевых турбин. – М.: Машиностроение, 1965. – 96 с.

[содержание](#)