
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО
ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ
СТАНДАРТ
РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

ГОСТ Р
58990—
2020

ТУРБИНЫ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Методика расчета характеристик турбины
на среднем диаметре

Издание официальное



Москва
Стандартинформ
2020

Предисловие

1 РАЗРАБОТАН Федеральным государственным унитарным предприятием «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова» (ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»)

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 323 «Авиационная техника»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 28 августа 2020 г. № 588-ст

4 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Правила применения настоящего стандарта установлены в статье 26 Федерального закона от 29 июня 2015 г. № 162-ФЗ «О стандартизации в Российской Федерации». Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодном (по состоянию на 1 января текущего года) информационном указателе «Национальные стандарты», а официальный текст изменений и поправок — в ежемесячном информационном указателе «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ближайшем выпуске ежемесячного информационного указателя «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет (www.gost.ru)

© Стандартинформ, оформление, 2020

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1 Область применения	1
2 Обозначения	1
3 Общие положения в расчете характеристик охлаждаемых турбин.	3
4 Расчет характеристик турбины	5

ТУРБИНЫ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Методика расчета характеристик турбины на среднем диаметре

Turbines of aircraft gas turbine engines. The method of calculation of turbine characteristics at the middle diameter

Дата введения — 2021—01—01

1 Область применения

Настоящий стандарт распространяется на охлаждаемые и неохлаждаемые турбины авиационных газотурбинных двигателей и устанавливает методику поверочного расчета характеристик турбины на среднем диаметре с использованием электронно-вычислительных машин (ЭВМ).

2 Обозначения

В настоящем стандарте применены следующие обозначения:

$a_{кр}$ — критическая скорость, м/с;

a — диаметр окружности, вписанной в горловом сечении решетки, м;

c, w — скорость потока в абсолютном и относительном движении, м/с;

$c_{ад} = \sqrt{H_{0г}}$ — скорость изэнтропического истечения в ступени, м/с;

D — диаметр, м;

d — толщина выходной кромки профиля, м;

F — площадь, м²;

G — расход, кг/с;

G_a — расход охлаждающего воздуха, кг/с;

$G_{гор}$ — расход рабочего тела в горловом сечении лопаточного венца, кг/с;

G_r — расход рабочего тела (газа) в осевом зазоре, кг/с;

$\bar{G}_a = \frac{G_a}{G_{гор}}$ — относительный расход охлаждающего воздуха, отнесенный к расходу газа в горловом

сечении первого соплового аппарата;

H — теплоперепад, Дж/кг;

$\bar{H} = \frac{H_{ад,т}}{H_{ад,т\bar{\Sigma}}}$ — относительный теплоперепад ступени турбины;

h — высота лопатки, м;

K — степень конфузурности;

K_r, K_a — показатель адиабаты газа, воздуха;

L — удельная работа, Дж/кг;

l — хорда профиля, м;

N_u, N_t — мощность без учета, с учетом потерь в радиальном зазоре, Вт;

N — число лопаточных венцов;

χ — коэффициент релаксации;

A — коэффициент в формулах (5), (28);

σ_p — коэффициент восстановления полного давления;

θ — сумма углов, град;
 $n_{об}$ — частота вращения ротора, об/мин;
 P — усилие, Н;
 p — давление, Н/м²;
 R — газовая постоянная, Дж/кг·К;
 r — радиус, м;
 Re — число Рейнольдса;
 T — температура, К;
 t — шаг решетки, м;
 u — окружная скорость, м/с;

$y_T = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n u_i^2}}{c_{ад, т.э.}}$ — параметр турбины;

Z — число лопаток в лопаточном венце;
 Z_n — число гребней лабиринтного уплотнения;
 α, β — углы потока в абсолютном или относительном движении;
 α_a — коэффициент избытка воздуха;
 $i = \alpha_{ок} - \alpha_0$ ($i = \beta_{1к} - \beta_1$) — угол атаки набегающего потока во входном сечении венца;
 $\delta_{щ}$ — ширина щели;
 δ_3 — радиальный зазор, мм;
 δ — угол отгиба;
 Δ — шаг, погрешность;
 $\Delta\eta_3$ — коэффициент потерь в радиальном зазоре;
 ζ — коэффициент потерь;
 η — коэффициент полезного действия (КПД);
 λ — коэффициент приведенной скорости;
 μ — динамическая вязкость, Па·с;

$C_p = R \frac{k}{k-1}$ — удельная теплоемкость при постоянном давлении, Дж/кг·К;

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

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

$q(\lambda) = \lambda \left[\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{k+1}{2}} \right]^{\frac{1}{k-1}}$ — приведенная плотность потока массы;

$m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ — коэффициент в формуле расхода;

B — коэффициент в формуле (193);

ξ — коэффициент в формуле (182);

$Y(\lambda)$ — коэффициент в формуле (117);

ρ — плотность газа, кг/м³;

φ, ψ — коэффициент скорости в сопловой или рабочей решетках;

π_t — перепад давления в турбине;

$\bar{}$ — относительная величина.

Нижние индексы:

l — первый лопаточный венец;

$ад$ — адиабатический;

a — аксиальный; в осевом направлении;

$в$ — воздух;

$вт$ — вторичные; во втулочном сечении;

г — газ;
 гор — горловой;
 д. гор — до горлового сечения;
 з — зазор;
 к — конструктивный;
 кр — кромочный; критический;
 л — лабиринт;
 нар — в наружном сечении;
 нач — начальное значение параметра;
 охл — охлаждение;
 опт — оптимальный;
 п — первичный;
 пр — профильные;
 п. гор — после горлового сечения;
 пер — перемычка;
 пред — предельный;
 см — смещение;
 ср — средний;
 t — изохропический;
 u — в окружном направлении;
 u_1 — в окружном направлении перед рабочим колесом;
 т — относится к ступени, мощностной;
 р.т — расчетная точка;
 щ — щель;
 ос — осевой;
 Σ — суммарный;
 t_{Σ} — относится к турбине;
 тр — трение;
 ут — утечки;
 эф — эффективный;
 max, min — наибольшее, наименьшее значение параметра;
 0 — перед турбиной, во входном сечении венца;
 1 — за сопловым аппаратом;
 гор 1 — в горловом сечении соплового аппарата;
 1с — за сопловым аппаратом в абсолютном движении;
 1с. см — за сопловым аппаратом после смещения рабочего тела и охлаждающего воздуха;
 1w — перед рабочим колесом в относительном движении;
 2 — за рабочим колесом;
 гор 2 — в горловом сечении рабочего колеса;
 2w — за рабочим колесом в относительном движении;
 2с — за рабочим колесом после смещения рабочего тела и охлаждающего воздуха;
 2с. см — за рабочим колесом в абсолютном движении;
 u_1 — в окружном направлении перед рабочим колесом;
 $i = 1, \dots, N$ — порядковый номер лопаточного венца;
 $j = 1, \dots, \frac{N}{2}$ — порядковый номер ступени турбины.

Верхние индексы:

0 — в начальном приближении; в автомоделной области по числу Re ; без учета потерь в радиальном зазоре;

$n, n-1$ — номер последовательного приближения, расчета;

* — относится к параметрам заторможенного потока.

3 Общие положения в расчете характеристик охлаждаемых турбин

Газодинамический расчет характеристик охлаждаемых газовых турбин проводится на среднем диаметре по одномерной теории.

При подмешивании охлаждающего воздуха к основному потоку учитываются:

- увеличение расхода рабочего тела в лопаточных венцах;
- дополнительные потери $\Delta\zeta_{\text{охл}}$ в потоке рабочего тела;
- изменение температуры смеси газа и воздуха за венцами.

Подвод охлаждающего воздуха в лопаточные венцы осуществляется до и после горлового сечения.

3.1 Приведенный расход охлаждающего воздуха через подводящие каналы системы охлаждения зависит.

- от конструктивной схемы охлаждения, определяющей потери полного давления $\sigma_{\text{сист.охл}}$ в системе охлаждения;
- отношения давления воздуха p_a в месте его выдува в проточную часть турбины к давлению p_a^* на входе в систему охлаждения;
- отношения температуры воздуха T_a^* на входе в систему охлаждения к температуре $T_{\text{гор1f}}^*$ рабочего тела в горловом сечении первого соплового аппарата турбины

$$\frac{G_a \sqrt{T_a^*}}{p_a^*} = f \left(\sigma_{\text{сист.охл}}, \frac{p_a}{p_a^*}, \frac{T_a^*}{T_{\text{гор1f}}^*} \right).$$

Давление в месте выдува охлаждающего воздуха можно принять равным давлению во внешнем потоке газа ($p_a = p_r$).

3.2 В турбине с определенной схемой охлаждения, работающей автономно (испытание турбины на стенде), температуры могут выбираться независимо от других определяющих параметров. Режим работы зависит от π_r^* , λ_{u1} и отношения давлений

$$\frac{p_a}{p_a^*} = f \left(\pi_r^*, \lambda_{u1}, \frac{p_a^*}{p_0^*} \right).$$

Приведенный расход газа зависит от π_r^* , λ_{u1} и режима работы системы охлаждения, т. е.

$$\frac{G_{\text{гор1f}} \sqrt{T_{\text{гор1f}}^*}}{p_0^*} = f \left(\pi_r^*, \lambda_{u1}, \bar{G}_a \right).$$

Относительный расход охлаждающего воздуха зависит от π_r^* , λ_{u1} и отношений давлений и температур

$$\bar{G}_a = \frac{G_a}{G_{\text{гор1f}}} = f \left(\pi_r^*, \lambda_{u1}, \frac{p_a^*}{p_0^*}, \frac{T_a^*}{T_{\text{гор1f}}^*} \right).$$

При выпуске охлаждающего воздуха в проточную часть появляются дополнительные потери ($\Delta\zeta_{\text{охл}}$), в основном зависящие от конструктивных параметров схемы выдува и относительного расхода охлаждающего воздуха

$$\Delta\zeta_{\text{охл}} = f(\text{схема выдува}, \bar{G}_a).$$

В коэффициент $\Delta\zeta_{\text{охл}}$ лопаточного венца можно ввести увеличение профильных потерь от повышенной турбулентности внешнего потока.

Характеристика работающей автономно охлаждаемой турбины представляется зависимостями параметров

$$\eta_{\text{т.эф}}, \frac{G_{\text{гор1f}} \sqrt{T_{\text{гор1f}}^*}}{p_0^*}, \rho, \alpha_2, \lambda_{2c}, \bar{G}_a$$

от независимых переменных

$$\pi_r^*, \lambda_{u1}, \frac{p_a^*}{p_0^*}, \frac{T_a^*}{T_{\text{гор1f}}^*}.$$

3.3 При работе турбины в системе двигателя параметры

$$\pi_r^*, \frac{p_a^*}{p_0^*}, \frac{T_a^*}{T_{\text{гор1}}^*}$$

определяются характеристикой компрессора (и вентилятора) и законом регулирования двигателя. Характеристика турбины на линии совместных режимов работы может быть представлена зависимостями параметров

$$\eta_{\text{т.эф}}^*, \frac{G_{\text{гор1}} \sqrt{T_{\text{гор1}}^*}}{p_0^*}, \rho, \alpha_2, \lambda_{2c}, \bar{G}_a$$

от одного независимого переменного λ_{y1} .

В двигателе возможно отключение подачи охлаждающего воздуха и скачкообразное изменение $\bar{G}_a$ на линии совместных режимов работы.

3.4 В данной методике, в узком диапазоне изменения π_r^*, λ_{y1} (например, вблизи расчетной точки) принимаются постоянными

$$\bar{G}_a = \bar{G}_{a.p.t} = \text{const}; \Delta \zeta_{\text{охл}} = \Delta \zeta_{\text{охл.p.t}} = \text{const},$$

что является упрощенным заданием характеристики системы охлаждения.

4 Расчет характеристик турбины

Расчет характеристик турбины проводят последовательно для всех лопаточных венцов, начиная с первого соплового аппарата первой ступени. В каждом лопаточном венце последовательными приближениями определяют скорость течения рабочего тела.

Теплоемкость газа в процессе расширения — переменная, определяемая показателем адиабаты в зависимости от температуры T в диапазоне от 200 до 1900 К, рассчитывается по формуле

$$K_r(T) = 0,034 \left(\frac{T}{1000} \right)^2 - 0,144 \frac{T}{1000} + 1,429, \quad (1)$$

справедливой для коэффициента избытка воздуха в газе $\alpha_a = 3$.

Динамическая вязкость газа аппроксимируется в диапазоне изменения температуры T от 873 до 1800 К и рассчитывается по формуле

$$\mu_r(T) = 44,3 \cdot 10^{-6} \left(\frac{T}{1073} \right)^{0,678}. \quad (2)$$

4.1 Исходные данные для расчета

4.1.1 Общее число лопаточных венцов — N .

4.1.2 В каждом лопаточном венце задаются: число лопаток Z ; в выходном сечении средний диаметр D и высота лопатки h ; хорда профиля l ; толщина выходной кромки d ; конструктивный угол во входном сечении венца $\alpha_{0к}(\beta_{0к})$; эффективный угол в выходном сечении венца $\alpha_{1эф}(\beta_{1эф}) = \arcsin \frac{a}{l}$, площадь горлового сечения $F_{\text{гор}}$.

Площадь горлового сечения лопаточного венца при переменном по радиусу угле $\alpha_{1эф}(r) = \text{var}$ рассчитывают по формуле

$$F_{\text{гор1}} = 2\pi \int_{r_{\text{вн}}}^{r_{\text{нар}}} \sin \alpha_{1эф} r dr, \quad (3)$$

а при постоянном по радиусу угле $\alpha_{1эф} = \text{const}$ — по формуле

$$F_{\text{гор1}} = \pi D_1 h_1 \sin \alpha_{1эф}. \quad (4)$$

4.1.3 На входе в турбину задаются параметры газа p_0^* , $T_{\text{гор1}}^*$, α_{0r} (угол потока), R_f (показатель адиабаты K_f рассчитывают для каждого венца внутри программы).

4.1.4 Параметры охлаждающего воздуха, подмешиваемого к основному потоку:

- до горлового сечения

$$\bar{G}_{\text{в.д.гор}} = \frac{G_{\text{в.д.гор}}}{G_{\text{гор1}}}, p_{\text{в.д.гор}}^*, T_{\text{в.д.гор}}^*$$

- после горлового сечения

$$\bar{G}_{\text{в.п.гор}} = \frac{G_{\text{в.п.гор}}}{G_{\text{гор1}}}, p_{\text{в.п.гор}}^*, T_{\text{в.п.гор}}^*$$

Показатель адиабаты K_a , газовая постоянная воздуха R_a .

Дополнительные потери в охлаждаемой решетке $\Delta \zeta_{\text{охл}}$ следует определять перед расчетом характеристики.

В неохлаждаемой решетке $\bar{G}_a = 0$; $\Delta \zeta_{\text{охл}} = 0$.

Для каждого лопаточного венца задается оптимальная величина $\lambda_{\text{топт}}$, при которой коэффициент профилейных потерь $\zeta_{\text{пр}}$ минимален. Величина $\lambda_{\text{топт}}$ в дозвуковых решетках может быть принята равной 0,9 для сопловых и 0,8 для рабочих решеток.

4.1.5 Влияние угла атаки рассчитывают по формуле

$$\Delta \zeta_{\text{пр}i} = A(1 - \zeta_{\text{пр}}^0) \left(\frac{\beta_{1k} - \beta_1}{\beta_{1k}} \right)^2. \quad (5)$$

В области положительных углов атаки ($i > 0$) можно принять $A_{i>0} = 0,8$, в области отрицательных углов атаки ($i < 0$) можно принять $A_{i<0} = 0,05—0,1$.

Для расчета потерь на перетекание в радиальном зазоре задаются:

- тип рабочих лопаток — бандажированные или безбандажные;
- величины радиального зазора δ_z ;
- хорда профиля на периферии $l_{\text{нар}}$;
- эффективный угол в выходном сечении рабочего венца на периферии $\beta_{2\text{эф.нар}}$;
- в бандажированных лопатках число Z_n гребней лабиринтного уплотнения.

Характеристику турбины с переменным по режимам работы радиальным зазором δ_z можно определить параметрически, просчитав ее для нескольких значений радиального зазора.

4.1.6 Область расчета характеристики задается начальными значениями приведенных скоростей первой ступени $\lambda_{u1\text{нач}}$ и $\lambda_{1ct1\text{нач}}$, шагами изменения параметров $\Delta \lambda_{u1}$, $\Delta \lambda_{1ct1}$ и числами точек расчета $N1$ по λ_{u1} и $N2$ по λ_{1ct1} .

4.1.7 Задаются требуемые относительные точности расчета $\Delta \bar{\lambda}$ при достижении $\lambda_{\text{кр}}$, $\lambda_{\text{пред}}$ и $\Delta \bar{G}$ — при расчете λ в горловом сечении венца. Рекомендуется принимать $\Delta \bar{\lambda} = 0,0005—0,001$, а $\Delta \bar{G} = 0,0005—0,001$. Коэффициент релаксации χ при расчете λ в венце может быть принят $\chi = 0,02—0,2$.

4.2 Последовательность расчета характеристик

4.2.1 Параметры, постоянные при расчете характеристик:

- геометрические константы

$$t = \frac{\pi D}{Z}, F_a = \pi D h; \quad (6)$$

- сумма углов лопаточного венца

$$\theta = \alpha_{0k} + \alpha_{1\text{эф}}, \quad (\theta = \beta_{1k} + \beta_{2\text{эф}}); \quad (7)$$

- степень конфузорности решетки

$$K = \frac{\sin \alpha_{0k}}{\sin \alpha_{1\text{эф}}}, \quad \left(K = \frac{\sin \beta_{1k}}{\sin \beta_{2\text{эф}}} \right); \quad (8)$$

- относительная толщина выходной кромки лопатки

$$\bar{d}_2 = \frac{d_2}{t \sin \alpha_{1\text{эф}}}, \left(\bar{d}_2 = \frac{d_2}{t \sin \beta_{2\text{эф}}} \right). \quad (9)$$

Коэффициенты потерь трения $\zeta_{\text{тр}}^0$ и кромочных потерь $\zeta_{\text{кр}}$ лопаточного венца в области, автомодельной по числу Re , при отсутствии угла атаки на входе, диапазона углов отгиба δ от 10° до 20° , близкой к оптимальной густоте решетки, для оптимальных режимов течения $\lambda_{\text{опт}}$, рассчитывают по формулам:

$$\zeta_{\text{тр}}^0 = \frac{3 \cdot 10^{-6}}{Y} (120 - X)^2 + \frac{0,022}{Y^3} + 0,01475; \quad (10)$$

$$\zeta_{\text{кр}} = 0,034 \bar{d}_2 + 0,38 \bar{d}_2^2. \quad (11)$$

Здесь области определения переменных:

$$X = \begin{cases} 40, & \text{если } \theta < 40; \\ \theta, & \text{если } \theta \leq 110; \\ 120, & \text{если } \theta > 120; \end{cases}$$

$$Y = \begin{cases} 11, & \text{если } K < 1,1; \\ K, & \text{если } K \leq 2,0; \\ 2,0, & \text{если } K > 2,0. \end{cases}$$

Относительные расходы рабочего тела:

- в горловом сечении лопаточного венца

$$\bar{G}_{\text{гор}i} = \frac{G_{\text{гор}i}}{G_{\text{гор}if}} = 1 + \sum_2^i \bar{G}_{\text{в.д.гор}i} + \sum_1^{i-1} \bar{G}_{\text{в.п.гор}i}; \quad (12)$$

- за венцом в осевом зазоре

$$\bar{G}_{\text{г}i} = \frac{G_{\text{г}i}}{G_{\text{гор}if}} = 1 + \sum_2^i \bar{G}_{\text{в.д.гор}i} + \sum_1^i \bar{G}_{\text{в.п.гор}i}. \quad (13)$$

4.2.2 Приведенную окружную скорость первого рабочего колеса λ_{u1} следует изменять в цикле с шагом $\Delta \lambda_{u1}$.

Истинный показатель адиабаты рабочего тела рассчитывают по формуле

$$K_r = K(T_{\text{гор}1}^*). \quad (14)$$

Число оборотов ротора рассчитывают по формуле

$$n_{\text{об}} = \frac{60}{\pi D_{u1}} \lambda_{u1} \sqrt{\frac{2K_r}{K_r + 1} R_r T_{\text{гор}1}^*}. \quad (15)$$

4.2.3 Приведенную скорость течения в выходном сечении соплового аппарата первой ступени $\lambda_{1\text{ctf}}$ следует изменять в цикле с шагом $\Delta \lambda_{1\text{ctf}}$.

4.2.4 Расчет турбины выполняют, начиная с первого соплового аппарата.

4.2.5 Параметры потока газа лопаточного венца в начальном приближении:

- истинный показатель адиабаты рабочего тела в сопловом аппарате (рабочем колесе)

$$K_r = K(T_{\text{гор}1}^*), (K_r = K(T_{\text{гор}2w}^*));$$

- критическая скорость при $T_{\text{гор}1}^*$, $T_{\text{гор}2w}^*$

$$a_{\text{кр.гор}} = \sqrt{\frac{2K_r}{K_r+1} R_r T_{\text{гор}1}^*} \left(a_{\text{кр.гор}} = \sqrt{\frac{2K_r}{K_r+1} R_r T_{\text{гор}2w}^*} \right); \quad (16)$$

- плотность рабочего тела по параметрам заторможенного потока

$$\rho_0^* = \frac{P_0^*}{R_r T_{\text{гор}1}^*} \left(\rho_0^* = \frac{P_{1w}^*}{R_r T_{\text{гор}2w}^*} \right); \quad (17)$$

Начальное приближение для приведенной скорости $\lambda_{\text{гор}1\text{ct}} (\lambda_{\text{гор}2w})$ всех лопаточных венцов, кроме первого, рассчитывают по формулам:

- при расчете первой точки характеристики по π_r^* для газа постоянной плотности

$$\lambda_{\text{гор}1\text{ct}} = \frac{G_{\text{гор}1} \bar{G}_{\text{гор}1}}{\rho_0^* a_{\text{кр.гор}} F_{\text{гор}}}; \quad (18)$$

- при расчете последующих точек характеристики по π_r^* с использованием результатов предыдущей $n-1$ точки характеристики данного венца

$$\lambda_{\text{гор}1\text{ct}} = \lambda_{\text{гор}1\text{ct}}^{n-1} + \frac{\lambda_{\text{гор}1\text{ct}}^{n-1}}{\frac{G_{\text{гор}} \sqrt{T_{\text{гор}}^*}}{\rho_0^*}} \left(\frac{G_{\text{гор}} \sqrt{T_{\text{гор}}^*}}{\rho_0^*} - \frac{G_{\text{гор}} \sqrt{T_{\text{гор}}^*}}{\rho_0^*} \right)^{n-1}; \quad (19)$$

4.2.6 Угол выхода потока из сопловой (рабочей) решетки:

- $\lambda_{1\text{ct}} \leq 1$ рассчитывают по формуле

$$\alpha_1 = \alpha_{1\text{эф}} = \arcsin \frac{a}{t}; \quad (20)$$

- $\lambda_{1\text{ct}} > 1$ рассчитывают по формуле, справедливой для плоского адиабатического течения в решетке с тонкими кромками и незначительными потерями в косом срезе решетки

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{\sin \alpha_{1\text{эф}}}{q(\lambda_{1\text{ct}})}; \quad (21)$$

4.2.7 Число Рейнольдса потока в лопаточном венце рассчитывают в следующей последовательности:

$$T'_{1\text{ад}} = T_{\text{гор}1\text{ct}}^* (\lambda_{\text{гор}1\text{ct}}); \quad (22)$$

$$K_{r1} = \frac{1}{2} [K_r (T_{\text{гор}1}^*) + K_r (T'_{1\text{ад}})]; \quad (23)$$

$$\rho_1 = \frac{\rho_0^* \pi (\lambda_{\text{гор}1\text{ct}})}{R_r T'_{1\text{ад}}}; \quad (24)$$

$$Re_1 = \frac{\lambda_{\text{гор}1\text{ct}} a_{\text{кр.гор}} l_1 \rho_1}{\mu_r (T'_{1\text{ад}})}; \quad (25)$$

4.2.8 Расчет коэффициента потерь в выходном сечении венца

Коэффициенты потерь трения $\Delta\zeta_{\text{тр}}^0$ и кривичных $\zeta_{\text{кр}}$ рассчитывают по формуле (10).

В области $10^4 < Re \leq 10^6$ коэффициент профильных потерь увеличивается на

$$\Delta\zeta_{\text{пр}Re} = \frac{2100}{Re_1} - 0,0021.$$

При отклонении значения λ_{1cl} от оптимального значения $\lambda_{1cl\text{онт}}$ для данной решетки коэффициент профильных потерь для выходного сечения венца увеличивается по приближенной экспериментальной зависимости

$$\Delta\zeta_{\text{пр}}(\lambda) = a_1(X-1)^2 + a_2(X-1), \quad (26)$$

$$\text{где } X = \begin{cases} 0,3, & \text{если } \bar{\lambda} < 0,3; \\ \bar{\lambda}, & \text{если } 0,3 \leq \bar{\lambda} \leq 1,35; \\ 1,35, & \text{если } \bar{\lambda} > 1,35. \end{cases}$$

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda_{1cl}}{\lambda_{1cl\text{онт}}}, \quad \left(\bar{\lambda} = \frac{\lambda_{2wt}}{\lambda_{2wt\text{онт}}} \right);$$

$\lambda_{1cl\text{онт}}$ — оптимальное значение λ_{1cl} (ориентировочно $\lambda_{1cl\text{онт}} = 0,85—0,90$, $\lambda_{2wt\text{онт}} = 0,8—0,85$).

Коэффициенты a_1 и a_2 :

при $\bar{\lambda} > 1$ для сопловых решеток: $a_1 = 0,3$; $a_2 = -0,015$;

для рабочих решеток: $a_1 = 0,28$; $a_2 = +0,035$;

при $\bar{\lambda} \leq 1$ для сопловых и рабочих решеток: $a_1 = 0,01$; $a_2 = -0,01$.

Коэффициент профильных потерь ($\lambda = \lambda_{\text{онт}}$ при угле атаки $i = 0$) без влияния скорости потока

$$\zeta_{\text{пр}}^0 = \zeta_{\text{тр}}^0 + \Delta\zeta_{\text{пр}Re} + \zeta_{\text{кр}} \quad (27)$$

При наличии угла атаки на входе коэффициент профильных потерь увеличивается на

$$\Delta\zeta_{\text{пр}i} = A_i(1 - \zeta_{\text{пр}}^0)\bar{\Gamma}^2, \quad (28)$$

$$\text{где } \bar{\Gamma} = \frac{\alpha_{0k} - \alpha_0}{\alpha_{0k}}, \quad \left(\bar{\Gamma} = \frac{\beta_{1k} - \beta_1}{\beta_{1k}} \right),$$

$$A_i = \begin{cases} A_{i>0} = 0,8 & \text{при } i > 0, \\ A_{i<0} = 0,05—0,1 & \text{при } i \leq 0. \end{cases}$$

Коэффициент профильных потерь при наличии угла атаки

$$\zeta_{\text{пр}} = \zeta_{\text{пр}}^0 + \Delta\zeta_{\text{пр}i}. \quad (29)$$

Коэффициент профильных потерь в горловом сечении рассчитывают по приближенной зависимости без влияния скорости потока

$$\zeta_{\text{пр.гор}} = 0,75 \left(\zeta_{\text{тр}}^0 + \Delta\zeta_{\text{пр}Re} + \Delta\zeta_{\text{пр}i} \right). \quad (30)$$

Коэффициент вторичных потерь:

- в выходном сечении

$$\zeta_{\text{вт}} = 2\zeta_{\text{пр}} \frac{t \sin \alpha_1}{h}; \quad (31)$$

- в горловом сечении

$$\zeta_{\text{вт.гор}} = 2\zeta_{\text{пр.гор}} \frac{t \sin \alpha_1}{h}. \quad (32)$$

Суммарный коэффициент потерь:

- в выходном сечении венца

$$\zeta_{\Sigma} = \zeta_{np} + \zeta_{вт} + \Delta\zeta_{np}(\lambda) + \Delta\zeta_{охл}; \quad (33)$$

- в горловом сечении (при $\lambda_{гор} \leq \lambda_{гор.кр}$)

$$\zeta_{гор} = \zeta_{np.гор} + \zeta_{вт.гор} + \Delta\zeta_{np}(\lambda). \quad (34)$$

Если значение ζ_{Σ} сильно возрастает ($\zeta_{\Sigma} > 1$), то осуществляется переход к следующей точке характеристики по π_r^* , начиная с 4.2.3, или точке характеристики по λ_{u1} , начиная с 4.2.26.

4.2.9 Коэффициент скорости:

- в выходном сечении венца

$$\varphi_{\Sigma} = \sqrt{1 - \zeta_{\Sigma}}; \quad (35)$$

- в горловом сечении венца

$$\varphi_{гор} = \sqrt{1 - \zeta_{гор}}. \quad (36)$$

4.2.10 Текущий расход газа в горловом сечении соплового (рабочего) венца

Коэффициент восстановления полного давления в венце рассчитывают по формуле

$$\sigma_p(\lambda_{гор1c}, \varphi_{гор}) = \left(\frac{1 - \frac{K_r + 1}{K_r} \lambda_{гор1c}^2}{1 - \frac{K_r + 1}{K_r} \lambda_{гор1c}^2} I \right)^{\frac{K_r}{K_r - 1}}, \quad (37)$$

где

$$I = \begin{cases} 1 & \text{— для соплового венца;} \\ \frac{T_{2w}^*}{T_{3w}^*} & \text{— для рабочего венца.} \end{cases}$$

Расход рабочего тела в горловом сечении соплового (рабочего) венца рассчитывают по формуле

$$G_{гор1} = m \frac{p_0^* F_{гор1}}{\sqrt{T_{гор1}^*}} \sigma_p(\lambda_{гор1c}, \varphi_{гор}) q(\lambda_{гор1c}). \quad (38)$$

4.2.11 Критический расход газа в горловом сечении лопаточного венца

Критический режим течения соответствует максимальной плотности тока $(pC)_{\max}$ в горловом сечении решетки. При $\lambda_{гор} = \lambda_{гор.кр}$ расход газа в венце достигает максимального значения $G_{гор.кр}$.

Критический расход газа в венце рассчитывается последовательно.

Начальное значение коэффициента потерь без учета влияния скорости потока

$$\zeta_{гор}^0 = \zeta_{np.гор} + \zeta_{вт.гор}. \quad (39)$$

Коэффициент скорости

$$\varphi_{гор.кр}^0 = \sqrt{1 - \zeta_{гор}^0}. \quad (40)$$

Приведенную скорость, соответствующую критическому расходу, вычисляют по формуле

$$\lambda_{\text{гор1кр}} = \sqrt{\frac{-b - \sqrt{b^2 - 4a}}{2a}}, \quad (41)$$

где $a = \frac{K_r - 1}{K_r + 1} \frac{1}{\varphi_{\text{гор.кр}}^2}$;

$$b = \frac{1}{K_r + 1} \left(K_r - 1 - \frac{3K_r - 1}{\varphi_{\text{гор.кр}}^2} \right).$$

По формуле (26) уточняют $\Delta \zeta_{\text{пр}}(\lambda_{\text{гор1кр}})$.

Уточненный коэффициент потерь в горловом сечении

$$\Delta \zeta_{\text{пр}}(\lambda_{\text{гор1кр}}) = \zeta_{\text{гор}}^0 + \Delta \zeta_{\text{пр}}(\lambda_{\text{гор1кр}}). \quad (42)$$

Уточненный коэффициент скорости

$$\varphi_{\text{гор.кр}} = \sqrt{1 - \zeta_{\text{гор}}(\lambda_{\text{гор.кр}})}. \quad (43)$$

Уточняется один раз величина $\lambda_{\text{гор1кр}}$ по формуле (41).

Коэффициент восстановления полного давления в венце рассчитывают по формуле

$$\sigma_p(\lambda_{\text{гор1кр}}, \varphi_{\text{кр}}) = \left[\frac{1 - \frac{K_r - 1}{K_r + 1} \left(\frac{\lambda_{\text{гор1кр}}}{\varphi_{\text{гор.кр}}} \right)^2}{1 - \frac{K_r - 1}{K_r + 1} \lambda_{\text{гор1кр}}^2} \right]^{\frac{K_r}{K_r - 1}}, \quad (44)$$

где $l = \begin{cases} 1 & \text{— для соплового венца;} \\ \frac{T_{2w}^*}{T_{1w}^*} & \text{— для рабочего венца.} \end{cases}$

Критический расход газа в венце рассчитывают по формуле

$$G_{\text{гор1кр}} = m \frac{p_0^* F_{\text{гор1}}}{\sqrt{T_{\text{гор1}}^*}} \sigma_p(\lambda_{\text{гор1кр}}, \varphi_{\text{гор.кр}}) q(\lambda_{\text{гор1кр}}). \quad (45)$$

Если в венце приведенная скорость больше критической ($\lambda_{1c} \geq \lambda_{\text{гор1кр}}(1 - \Delta \bar{\lambda})$), то текущий расход рабочего тела приравнивается к критическому, т. е. $G_{\text{гор1}} = G_{\text{гор1кр}}$.

В первом венце по заданному значению λ_{1cl} рассчитывают расход рабочего тела в горловом сечении первого соплового аппарата

$$G_{\text{гор1l}} = \begin{cases} G_{\text{гор1л}} & \text{если } \lambda_{1c} < \lambda_{1\text{кр}}(1 - \Delta \bar{\lambda}); \\ G_{\text{гор1кр}} & \text{если } \lambda_{1c} \geq \lambda_{1\text{кр}}(1 - \Delta \bar{\lambda}). \end{cases}$$

4.2.12 Анализ режимов течения в венце

Если заданный расход газа через данный лопаточный венец больше критического ($G_{\text{гор1}} > G_{\text{гор.кр1}}$), то в венце «невозможный режим» течения газа.

Рассчитывают наличие «запертых по расходу» лопаточных венцов, расположенных вверх по потоку от рассматриваемого.

Если вверх по течению нет «запертых по расходу» лопаточных венцов, тогда уточняется расход газа в первом венце турбины:

- при немонойтонной сходимости методом хорд с использованием результатов предыдущих приближений n и $n-1$

$$G_{\text{гор1f}} = \frac{\frac{G_{\text{гор,кр1}}^n}{G_{\text{гор1}}} G_{\text{гор1f}}^{n-1} - \frac{G_{\text{гор,кр1}}^{n-1}}{G_{\text{гор1}}} G_{\text{гор1f}}^n}{\frac{G_{\text{гор,кр1}}^n}{G_{\text{гор1}}} - \frac{G_{\text{гор,кр1}}^{n-1}}{G_{\text{гор1}}} - G_{\text{гор1f}}^{n-1} + G_{\text{гор1f}}^n}; \quad (46)$$

- при монотонной сходимости

$$G_{\text{гор1f}} = \frac{G_{\text{кр1}}^n}{G_{\text{гор1}}}. \quad (47)$$

Уточненное значение $\lambda_{\text{гор1ctf}}$ первого венца находится для показателя адиабаты K_{r1} интерполяцией функции $q(\lambda_{1ct1})\sigma_p(\lambda_{1ct1}, \varphi_1)$, заданной таблично на отрезке $(\lambda_{\text{гор1ctf}} - \Delta\lambda_{1ct})_{\varphi_{\text{гор}}} \leq \lambda_{1ct1} \leq (\lambda_{\text{гор1ctf}} + \Delta\lambda_{1ct})_{\varphi_{\text{гор}}}$ по значению

$$q(\lambda_{\text{гор1c}})\sigma_p(\lambda_{\text{гор1c}}, \varphi_{\text{гор}}) = \frac{G_{\text{гор1f}}}{m p_0 F_{\text{гор1}}}. \quad (48)$$

Величина $\lambda_{\text{гор1ctf}}$ уточняется по формуле

$$\lambda_{\text{гор1ctf}} = \lambda_{\text{гор1ctf}}^{n-1} + \chi(\lambda_{\text{гор1ctf}}^n - \lambda_{\text{гор1ctf}}^{n-1}). \quad (49)$$

Если вверх по течению есть «запертые по расходу» лопаточные венцы, тогда находится ближайший к рассматриваемому вверх по потоку лопаточный венец с номером $i1$. В найденном венце $i1$ уточняется приведенная скорость $\lambda_{\text{гор1cti1}}$ с использованием результатов предыдущего приближения:

$$\lambda_{\text{гор1cti1}} = \lambda_{\text{гор1cti1}}^n + \chi \left(\frac{G_{\text{гор1f}}^n}{G_{\text{гор1f}}} - \frac{G_{\text{гор,кр1}}^n}{G_{\text{гор1}}} \right) \frac{\lambda_{\text{гор1cti1}}^{n-1} - \lambda_{\text{гор1cti1}}^n}{\frac{G_{\text{гор,кр1}}^{n-1}}{G_{\text{гор1}}} - \frac{G_{\text{гор,кр1}}^n}{G_{\text{гор1}}}}. \quad (50)$$

Расчет повторяется для уточненной величины $\lambda_{\text{гор1cti1}}$, начиная с венца $i1$ по 4.2.6.

4.2.13 Расходы рабочего тела в лопаточных венцах турбины с учетом подмешивания воздуха

Расход охлаждающего воздуха в сопловом аппарате, рабочем колесе:

$$G_{\text{в1д,гор1}} = G_{\text{гор1f}} \bar{G}_{\text{в1д,гор1}}; \quad (51)$$

$$G_{\text{в2д,гор1}} = G_{\text{гор1f}} \bar{G}_{\text{в2д,гор1}}; \quad (52)$$

$$G_{\text{в1н,гор1}} = G_{\text{гор1f}} \bar{G}_{\text{в1н,гор1}}; \quad (53)$$

$$G_{\text{в2н,гор1}} = G_{\text{гор1f}} \bar{G}_{\text{в2н,гор1}}. \quad (54)$$

Расход газа перед турбиной

$$G_{r,0} = G_{\text{гор1f}} - G_{\text{в1д,гор1}}. \quad (55)$$

Температура газа перед турбиной

$$T_{r,0}^* = T_{rop1ct}^* + \frac{C_{pa} G_{a1d,rop} (T_{rop1f}^* - T_{a1d,rop}^*)}{C_{pr} G_0} \quad (56)$$

Расход рабочего тела в горловом сечении i лопаточного венца

$$G_{rop,i} = G_{r,i-1} + G_{a1d,rop} \quad (57)$$

Расход рабочего тела после смешения в осевом зазоре i лопаточного венца

$$G_{r,i} = G_{rop,i} + G_{a1d,rop} \quad (58)$$

4.2.14 Параметры потока газа перед турбиной определяются приближенно:

$$c_0 = \frac{G_{r,0}}{\rho_0^* F_{1a1} \sin \alpha_{01}}; \quad (59)$$

$$c_{0a} = c_0 \sin \alpha_{01}; \quad (60)$$

$$c_{0u} = c_0 \cos \alpha_{01}; \quad (61)$$

$$a_{rop,кр1} = \sqrt{\frac{2K_r}{K_r + 1} R_r T_{rop1f}^*}; \quad (62)$$

$$\lambda_{c_0} = \frac{c_0}{a_{rop,кр1}}; \quad (63)$$

$$p_0^* = \frac{\rho_0^*}{R_r T_{rop1f}^*}; \quad (64)$$

$$p_0 = p_0^* \pi(\lambda_{c_0}). \quad (65)$$

4.2.15 Приведенная скорость в горловом сечении лопаточного венца (кроме первого)

Если расход газа в горловом сечении лопаточного венца меньше максимального ($G_{rop} \leq G_{rop,кр}$)

и не достигнута требуемая относительная точность расчета расхода газа $\left(\left| \frac{G_{rop} - G}{G_{rop}} \right| > \Delta \bar{G} \right)$, то последовательными приближениями уточняется величина λ_{rop1ct} .

При $\lambda_{rop1ct} < 0,6$ вводится поправка.

- при первом приближении методом хорд

$$\Delta \lambda_{rop1ct} = \frac{G_{rop} - G}{G_{rop}} \lambda_{rop1ct}; \quad (66)$$

- начиная со второго приближения при монотонной сходимости методом касательных

$$\Delta \lambda_{rop1ct} = \frac{G_{rop} - G}{\frac{dG_{rop}}{d\lambda}}; \quad (67)$$

- при немонотонной сходимости методом хорд с использованием результатов предыдущего приближения

$$\Delta \lambda_{rop1ct} = (G_{rop} - G^n) \frac{\lambda_{rop1ct}^{n-1} - \lambda_{rop1ct}^n}{G^{n-1} - G^n}. \quad (68)$$

Уточненное значение приведенной скорости в горловом сечении венца

$$\lambda_{\text{гор1сг}} = \lambda_{\text{гор1сг}}^n + \Delta\lambda_{\text{гор1сг}}. \quad (69)$$

При $\lambda_{\text{гор1сг}} > 0,6$ по функции $q(\lambda_{\text{гор1сг}})\sigma_p(\lambda_{\text{гор1сг}}, \varphi_{\text{гор}})$, заданной таблично на отрезке $0,6\varphi_{\text{гор}} \leq \lambda_{\text{гор1сг}} \leq \lambda_{\text{гор1сгкр}}$, для значения

$$q(\lambda_{\text{гор1сг}})\sigma_p(\lambda_{\text{гор1сг}}, \varphi_{\text{гор}}) = \frac{G_{\text{гор}}\sqrt{T_{\text{гор1}}^*}}{mp_0^*F_{\text{гор}}} \quad (70)$$

интерполяцией находится уточненное значение $\lambda_{\text{гор1сг}}$.

Приведенная скорость в выходном сечении лопаточного венца

$$\lambda_{1с} = \lambda_{\text{гор1сг}}\varphi_{\text{гор}}, \quad (71)$$

а приведенная скорость изэнтропического течения в выходном сечении лопаточного венца $\lambda_{1сг} = \frac{\lambda_{1с}}{\varphi_{\Sigma}}$. Расчет повторяется для уточненной величины $\lambda_{1сг}$, начиная с 4.2.6.

4.2.16 Предельную приведенную скорость в косом срезе решетки, при которой осевая проекция скорости течения достигает скорости звука ($\lambda_a = 1$), рассчитывают по формуле

$$\lambda_{1с\text{пред}} = \sqrt{\frac{K_r + 1}{K_r - 1} \left[1 - \frac{2}{K_r + 1} \left[\frac{\sin \alpha_{1аф}}{\sigma_p(\lambda_{1с}, \varphi)} \right]^{\frac{2(K_r - 1)}{K_r + 1}} \right]}. \quad (72)$$

4.2.17 Параметры потока в сопловом аппарате

Температуру рабочего тела в горловом сечении соплового аппарата рассчитывают по формуле (в первом сопловом аппарате $T_{\text{гор1}}^*$ задана)

$$T_{\text{гор1}}^* = \frac{C_{pг}T_0^*G_0 + C_{pв}T_{a1д.гор}^*G_{a1д.гор}}{C_{pг}G_{г0} + C_{pв}G_{a1д.гор}}, \quad (73)$$

где T_0^* , $G_{г0}$ — параметры рабочего тела во входном сечении соплового аппарата.

Давление за сопловым аппаратом

$$p_1 = p_0^* \pi(\lambda_{1сг}). \quad (74)$$

Параметры рабочего тела с учетом изобарического смешения газа и охлаждающего воздуха в осевом зазоре вычисляют по формулам:

$$T_{1ссм}^* = \frac{C_{pг}G_{г0}T_0^* + C_{pв}G_{a1д.гор}T_{a1д.гор}^* + C_{pв}G_{a1н.гор}T_{a1н.гор}^*}{C_{pг}G_{г0} + C_{pв}G_{a1д.гор} + C_{pв}G_{a1н.гор}}; \quad (75)$$

$$a_{кп1ссм}^* = \sqrt{\frac{2K_r}{K_r + 1} R_g T_{1ссм}^*}; \quad (76)$$

$$\lambda_{1ссм} = \lambda_{1сг} \sqrt{\frac{T_{\text{гор1сг}}^*}{T_{1ссм}^*}}; \quad (77)$$

$$C_1 = \lambda_{1ссм} a_{кп1ссм}^*; \quad (78)$$

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1; \quad (79)$$

$$c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1; \quad (80)$$

$$\lambda_{1cfcm} = \frac{\lambda_{1cfcm}}{\psi_{\Sigma}}; \quad (81)$$

$$T_{1cm} = T_{1cfcm}^* \tau(\lambda_{1cfcm}); \quad (82)$$

$$p_{1cm} = \frac{p_1}{R_f T_{1cm}}. \quad (83)$$

Параметры рабочего тела в относительном движении перед рабочим колесом:

$$T_{1w}^* = T_{1cm}^* + \frac{1}{2C_{pf}}(u_1^2 - 2c_{1u}u_1); \quad (84)$$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 - 2c_{1u}u_1 + u_1^2}; \quad (85)$$

$$\beta_1 = \arcsin \frac{c_{1a}}{w_1}; \quad (86)$$

$$a_{kp1w}^* = \sqrt{\frac{2K_f}{K_f + 1} R_f T_{1w}^*}; \quad (87)$$

$$\lambda_{1w} = \frac{w_1}{a_{kp1w}^*}; \quad (88)$$

$$p_{1w}^* = \frac{p_1}{\pi(\lambda_{1w})}; \quad (89)$$

$$T_{2w}^* = T_{1w}^* + \frac{1}{2C_{pf}}(u_1^2 - u_2^2) \text{ (без учета подмешивания охлаждающего воздуха)}. \quad (90)$$

4.2.18 Параметры потока в рабочем колесе

Температуру в горловом сечении рабочего колеса рассчитывают по формуле

$$T_{гор2w}^* = \frac{C_{pf} G_{r1} T_{2w}^* + C_{pa} G_{a2д.гор} \left(T_{a2д.гор}^* + \frac{u_2^2}{2C_{pa}} \right)}{C_{pf} G_{r1} + C_{pa} G_{a2д.гор}}. \quad (91)$$

Давление за рабочим колесом:

$$p_{2w}^* = p_{1w}^* \sigma_p(\lambda_{2w}, \psi_{\Sigma}); \quad (92)$$

$$p_2 = p_{1w}^* \pi(\lambda_{2wt}). \quad (93)$$

Параметры рабочего тела в относительном движении с учетом смещения в осевом зазоре:

$$T_{2wcm}^* = \frac{C_{pf} G_{r1} T_{2w}^* + C_{pa} G_{a2д.гор} \left(T_{a2д.гор}^* + \frac{u_2^2}{2C_{pa}} \right) + C_{pa} G_{a2н.гор} \left(T_{a2н.гор}^* + \frac{u_2^2}{2C_{pa}} \right)}{C_{pf} G_{r1} + C_{pa} G_{a2д.гор} + C_{pa} G_{a2н.гор}}; \quad (94)$$

$$a_{\text{кр}2\text{W CM}}^* = \sqrt{\frac{2K_r}{K_r+1} R_r T_{2\text{W CM}}^*}; \quad (95)$$

$$\lambda_{2\text{W CM}} = \lambda_{2\text{W}} \sqrt{\frac{T_{2\text{W ГДР}}^*}{T_{2\text{W CM}}^*}}; \quad (96)$$

$$\lambda_{2\text{W ГДР}} = \frac{\lambda_{2\text{W CM}}}{\psi_{\Sigma}}; \quad (97)$$

$$w_2 = \lambda_{2\text{W CM}} a_{\text{кр}2\text{W CM}}^*; \quad (98)$$

$$w_{2u} = w_2 \cos \beta_2; \quad (99)$$

$$w_{2a} = w_2 \sin \beta_2; \quad (100)$$

$$T_{2\text{CM}} = T_{2\text{W CM}}^* \tau(\lambda_{2\text{W CM}}); \quad (101)$$

$$\rho_{2\text{CM}} = \frac{p_2}{R_r T_{2\text{W CM}}^*}. \quad (102)$$

Параметры в абсолютном движении за ступенью:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 - 2w_{2u}u_2 + u_2^2}; \quad (103)$$

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{w_{2a}}{c_2}; \quad (104)$$

$$T_{2\text{с.о}}^* = T_{2\text{W CM}}^* + \frac{1}{2C_{\text{пр}}} (u_2^2 - 2w_{2u}u_2) \quad (\text{без учета потерь на перетекание в радиальном зазоре}); \quad (105)$$

$$a_{\text{кр}2\text{с}}^0 = \sqrt{\frac{2K_r}{K_r+1} R_r T_{2\text{с.о}}^*}; \quad (106)$$

$$\lambda_{2\text{с}}^0 = \frac{c_2}{a_{\text{кр}2\text{с}}^0}; \quad (107)$$

$$\rho_{2\text{с}}^* = \frac{p_2}{\pi(\lambda_{2\text{с}}^0)}. \quad (108)$$

4.2.19 Потери от перетекания газа в радиальном зазоре

Параметры рабочего тела в периферийном сечении в осевом зазоре за сопловым аппаратом вычисляют по формулам (для закона профилирования соплового аппарата, близкого к $\alpha_1(r) = \text{const}$):

$$c_{1\text{нар}} = c_{1\text{ср}} \left(\frac{r_{\text{ср}}}{r} \right)^{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}; \quad (109)$$

$$\lambda_{1\text{с.нар}} = \frac{c_{1\text{нар}}}{a_{\text{кр}1}}; \quad (110)$$

$$\rho_{1нар} = \rho_0^* \left(1 - \frac{K_r - 1}{K_r + 1} \lambda_{1с нар}^2 \right)^{\frac{K_r}{K_r - 1}}; \quad (111)$$

$$\rho_{1нар} = \frac{\rho_{1нар}}{R_r T_{1с см}^* \tau(\lambda_{1с нар})}. \quad (112)$$

Для безбандажных ступеней коэффициент потерь от перетеканий через радиальный зазор приближенно вычисляют по формуле

$$\Delta \eta_3 = \frac{\delta_a D_{2нар}}{h_i D_1} \frac{\rho_{1нар}}{\rho_{1ср}} \left[1 + \frac{0,3}{\sin \beta_{2нар}} \left(\frac{l}{l} \right)_{2нар} \right] + 0,01, \quad (113)$$

где $\frac{\delta_a D_{2нар}}{h_i D_1}$ — относительный кольцевой радиальный зазор;

$\rho_{1нар}, \rho_{1ср}$ — плотность рабочего тела в осевом зазоре на периферии, на среднем диаметре;

$\left(\frac{l}{l} \right)_{2нар}$ — относительный шаг рабочей решетки в периферийном сечении.

Расход перетечки газа в осевом направлении рассчитывают по формуле

$$G_{ут.а} = \frac{\delta_a D_{2нар} \rho_{1нар}}{h_i D_1 \rho_{1ср}} G_{r1}. \quad (114)$$

Для ступеней с бандажированными рабочими лопатками расход перетечки газа через лабиринт в осевом направлении вычисляют по формуле

$$G_{ут.а} = \mu m \frac{Y(\lambda_{ут}) \rho_2 F_n}{\sqrt{r_{с см}} \sqrt{Z_n}}, \quad (115)$$

где $\lambda_{ут}$ — приведенная скорость перетечки газа в осевом зазоре, определяемая по формуле в предположении, что потери полного давления на поворот потока перед лабиринтным уплотнением над бандажной полкой равны динамическому напору ($\rho_{1нар}^* \approx \rho_{1нар}$):

$$\lambda_{ут} = \begin{cases} \sqrt{\frac{K_r + 1}{K_r - 1} \left[1 - \left(\frac{\rho_{2ср}}{\rho_{1нар}} \right)^{\frac{K_r - 1}{K_r}} \right]}, & \text{если } \frac{\rho_{2ср}}{\rho_{1нар}} < 1; \\ 0, & \text{если } \frac{\rho_{2ср}}{\rho_{1нар}} \geq 1; \end{cases} \quad (116)$$

Z_n — число гребней лабиринтного уплотнения на бандаже, коэффициент расхода лабиринтного уплотнения.

$$Y(\lambda_{ут}) = \left(\frac{K_r + 1}{2} \right)^{\frac{1}{K_r - 1}} \frac{\lambda_{ут}}{1 - \frac{K_r - 1}{K_r + 1} \lambda_{ут}^2}; \quad (117)$$

$$F_n = \delta_3 \pi D_{2нар};$$

$$\mu = \begin{cases} 0,9, & \text{если } Z_n = 1; \\ 1,2, & \text{если } Z_n > 1. \end{cases}$$

Коэффициент потерь от перетекания через радиальный зазор

$$\Delta\eta_3 \approx \frac{G_{\text{ут.з.}}}{G_{r1}}. \quad (118)$$

4.2.20 Параметры рабочего тела на выходе из ступеней с учетом потерь в радиальном зазоре:

$$T_{2c}^* = T_{2c0}^* + \frac{N_u \Delta\eta_3}{C_{pr} G_{\text{гор1c}}}; \quad (119)$$

$$a_{\text{кр}2c}^* = \sqrt{\frac{2K_r}{K_r + 1} R_r T_{2c}^*}; \quad (120)$$

$$\lambda_{2c} \approx \lambda_{2c0}^0 \sqrt{\frac{T_{2c0}^*}{T_{2c}^*}}; \quad (121)$$

$$T_{2cm} = T_{2c}^* \tau(\lambda_{2c}); \quad (122)$$

$$p_2 = \frac{p_2}{R_r T_{2cm}}. \quad (123)$$

4.2.21 Результаты расчета ступени:

$$K_{r\text{-ср}} \approx \frac{1}{2} [K_r (T_{\text{гор1}}^*) + K_r (T_{2\text{ад}}^*)] \text{ (средний показатель адиабаты рабочего тела при расширении в ступени);} \quad (124)$$

$$\pi_r = \frac{p_0^*}{p_2}, \quad \pi_r^* = \frac{p_0^*}{p_{2c}^*} \text{ (перепад давлений);} \quad (125)$$

$$H_{0r} = \frac{K_r}{K_r - 1} R_r T_{\text{гор1}}^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{K_r - 1}{K_r}} \right] \text{ (адиабатический теплоперепад);} \quad (126)$$

$$H_{0r}^* = \frac{K_r}{K_r - 1} R_r T_{\text{гор1}}^* \left[1 - \left(\frac{p_{2c}^*}{p_0^*} \right)^{\frac{K_r - 1}{K_r}} \right]; \quad (127)$$

$$c_{\text{ад}} = \sqrt{2H_{0r}^*}; \quad (128)$$

$$a_{\text{кр. гор1}}^* = \sqrt{\frac{2K_r}{K_r + 1} R_r T_{\text{гор1}}^*}; \quad (129)$$

$$\lambda_{\text{ад}} \approx \frac{c_{\text{ад}}}{a_{\text{кр. гор1}}^*}; \quad (130)$$

$$\tau(\lambda_{\text{ад}}); \quad (131)$$

$$\frac{u_2}{c_{\text{ад}}}, \quad p_{\text{ср}} = 1 - \left(\frac{c_{\text{ш}}}{c_{\text{ад}}} \right)^2 \text{ (реактивность ступени).} \quad (132)$$

Температура газа в конце адиабатического расширения при параметрах p_0^* , $T_{гор1}^*$ перед ступенью и p_2 за ступенью

$$T_{2ад} = T_{гор1}^* (\lambda_{ад}). \quad (133)$$

Мощность ступени без учета потерь на перетекание в радиальном зазоре

$$N_u = G_{r1} c_{fu} u_1 + G_{r2} c_{2u} u_2. \quad (134)$$

Мощность на валу с учетом потерь в радиальном зазоре

$$N_t = N_u (1 - \Delta\eta_3). \quad (135)$$

Удельная работа ступени, приходящаяся на 1 кг рабочего тела, поступающего в горловое сечение соплового аппарата

$$L_r = \frac{N_t}{G_{гор1}}. \quad (136)$$

Первичный КПД ступени с учетом потерь в радиальном зазоре рассчитывают по формулам:

$$\eta_{т.п} = \frac{N_t}{G_{гор1} H_{0т}}; \quad (137)$$

$$\eta_{ад.п} = \frac{N_t + G_{r2} \frac{c_2^2}{2}}{G_{гор1} H_{0т}}; \quad (138)$$

$$\eta_{т.п}^* = \frac{N_t}{G_{гор1} H_{0т}^*}. \quad (139)$$

Мощность, соответствующая энергии охлаждающего воздуха, подводимого в сопловом аппарате и рабочем колесе ступени до и после горлового сечения, при адиабатическом расширении от начальных параметров до статического давления за ступенью:

$$G_{в1д.гор} H_{в1д.гор} = G_{в1д.гор} C_{pв} T_{в1д.гор}^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{в1д.гор}^*} \right)^{\frac{\kappa_{в}-1}{\kappa_{в}}} \right]; \quad (140)$$

$$G_{в1н.гор} H_{в1н.гор} = G_{в1н.гор} C_{pв} T_{в1н.гор}^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{в1н.гор}^*} \right)^{\frac{\kappa_{в}-1}{\kappa_{в}}} \right]; \quad (141)$$

$$G_{в2д.гор} H_{в2д.гор} = G_{в2д.гор} C_{pв} T_{в2д.гор}^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{в2д.гор}^*} \right)^{\frac{\kappa_{в}-1}{\kappa_{в}}} \right]; \quad (142)$$

$$G_{в2н.гор} H_{в2н.гор} = G_{в2н.гор} C_{pв} T_{в2н.гор}^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{в2н.гор}^*} \right)^{\frac{\kappa_{в}-1}{\kappa_{в}}} \right]. \quad (143)$$

Адиабатический теплоперепад охлаждающего воздуха в ступени по параметрам заторможенного потока

$$H_a^* = C_{pa} T_a^* \left[1 - \left(\frac{p_{2c}^*}{p_a^*} \right)^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}} \right]. \quad (144)$$

Эффективный КПД ступени с учетом потерь в радиальном зазоре рассчитывают по формулам:

$$\eta_{т.эф} = \frac{N_y}{G_{гор1f} H_{0т} + G_{a1n.rop} H_{a1n.rop} + G_{a2д.rop} H_{a2д.rop} + G_{a2н.rop} H_{a2н.rop}}; \quad (145)$$

$$\eta_{ад.эф} = \frac{N_y + G_{r2} \frac{c_2^2}{2}}{G_{гор1f} H_{0т} + G_{a1н.rop} H_{a1н.rop} + G_{a2д.rop} H_{a2д.rop} + G_{a2н.rop} H_{a2н.rop}}; \quad (146)$$

$$\eta_{т.эф}^* = \frac{N_y}{G_{гор1f} H_{0т}^* + G_{a1н.rop} H_{a1н.rop}^* + G_{a2д.rop} H_{a2д.rop}^* + G_{a2н.rop} H_{a2н.rop}^*}. \quad (147)$$

4.2.22 Окружные P_u и осевые P_a усилия, действующие на лопаточные венцы:

$$P_{1u} = G_{r0} c_{0u} + G_{r1} c_{1u}; \quad (148)$$

$$P_{1a} = F_{0a} p_0 + G_{r0} c_{0a} - F_{1a} p_1 - G_{r1} c_{1a}; \quad (149)$$

$$P_{2u} = G_{r1} c_{1u} + G_{r2} c_{2u}; \quad (150)$$

$$P_{2a} = F_{1a} p_1 + G_{r1} c_{1a} - F_{2a} p_2 - G_{r2} c_{2a}. \quad (151)$$

4.2.23 Переход к расчету следующего лопаточного венца производится, начиная с 4.2.5.

4.2.24 Результаты расчета турбины:

$K_{г.ср} = \frac{1}{2} [K_r (T_{гор1f}^*) + K_r (T_{2ад.т}^*)]$ (средний показатель адиабаты рабочего тела при расширении в турбине);

$$\tau^* = \frac{T_r^*}{T_{гор1f}^*}; \quad (152)$$

$$\pi_r = \frac{p_0^*}{p_r^*}, \quad \pi_t = \frac{p_0^*}{p_t^*}. \quad (153)$$

$$\frac{G_{гор1f} \sqrt{T_{гор1f}^*}}{p_0^*}; \quad \frac{G_{гор1f} \sqrt{T_r^*}}{p_r^*} \quad (\text{приведенный расход рабочего тела в горловом сечении 1 венца}); \quad (154)$$

$$H_{0т} = \frac{K_r}{K_r - 1} R_r T_{гор1f}^* \left[1 - \left(\frac{p_r^*}{p_0^*} \right)^{\frac{K_r - 1}{K_r}} \right] \quad (\text{адиабатический теплоперепад}); \quad (155)$$

$$H_{0\tau}^* = \frac{K_r}{K_r - 1} R_r T_{\text{гор1}}^* \left[1 - \left(\frac{p_r^*}{p_0^*} \right)^{\frac{K_r - 1}{K_r}} \right]; \quad (156)$$

$$c_{\text{ад.т}} = \sqrt{2H_{0\tau}^*}; \quad (157)$$

$$a_{\text{кр.гор1}} = \sqrt{\frac{2K_r}{K_r + 1} R_r T_{\text{гор1}}^*}; \quad (158)$$

$$\lambda_{\text{ад.т}} = \frac{c_{\text{ад.т}}}{a_{\text{кр.гор1}}}; \quad (159)$$

$$\frac{n_{\text{об}}}{\sqrt{T_{\text{гор1}}^*}}. \quad (160)$$

Температура газа в конце адиабатического расширения от параметров p_0^* , $T_{\text{гор1}}^*$ перед турбиной до p_r за турбиной

$$T_{\text{т.ад}} = T_{\text{гор1}}^* \tau(\lambda_{\text{ад.т}}). \quad (161)$$

Суммарная мощность ступеней турбины

$$N_{\text{т}\Sigma} = \sum_{j=1}^n N_{\text{т}j}. \quad (162)$$

Относительные адиабатические теплоперепады ступеней турбины:

- по статическим параметрам

$$\bar{H}_{0\tau j} = \frac{H_{0\tau j}}{H_{0\tau}}; \quad (163)$$

- по параметрам заторможенного потока

$$H_{0\tau j}^* = \frac{H_{0j}^*}{H_{0\tau}^*}. \quad (164)$$

Первичный КПД турбины (рассчитывают по расходу газа в горловом сечении первого соплового аппарата) рассчитывают по формулам:

$$\eta_{\text{т.п}} = \frac{N_{\text{т}\Sigma}}{G_{\text{гор1}} H_{0\tau}}; \quad (165)$$

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{N_{\text{т}\Sigma} + G_{\text{рт}} \frac{c_r^2}{2}}{G_{\text{гор1}} H_{0\tau}}; \quad (166)$$

$$\eta_{\text{т.п}}^* = \frac{N_{\text{т}\Sigma}}{G_{\text{гор1}} H_{0\tau}^*}. \quad (167)$$

Мощность, соответствующая энергии охлаждающего воздуха, подводимого в сопловой аппарат первой ступени за горловым сечением и в остальные лопаточные венцы до и после горловых сечений при адиабатическом расширении его от начальных параметров до статического давления за турбиной

(без учета мощности, затрачиваемой на охлаждение первого соплового аппарата до горлового сечения), рассчитывается по формулам:

$$N_{\Sigma} = \sum_{j=1}^{\frac{N}{2}} \left\{ G_{a1j} C_{pa} T_{a1j}^* \left[1 - \left(\frac{p_r}{p_{a1j}^*} \right)^{\frac{\kappa_a-1}{\kappa_a}} \right] + G_{a2j} C_{pa} T_{a2j}^* \left[1 - \left(\frac{p_r}{p_{a2j}^*} \right)^{\frac{\kappa_a-1}{\kappa_a}} \right] \right\} \bigg|_{\text{д.гор}}^{\text{п.гор}}; \quad (168)$$

$$N_{\Sigma}^* = \sum_{j=1}^{\frac{N}{2}} \left\{ G_{a1j} C_{pa} T_{a1j}^* \left[1 - \left(\frac{p_r}{p_{a1j}^*} \right)^{\frac{\kappa_a-1}{\kappa_a}} \right] + G_{a2j} C_{pa} T_{a2j}^* \left[1 - \left(\frac{p_r}{p_{a2j}^*} \right)^{\frac{\kappa_a-1}{\kappa_a}} \right] \right\} \bigg|_{\text{д.гор}}^{\text{п.гор}}. \quad (169)$$

Эффективный КПД турбины (с учетом мощности охлаждающего воздуха) рассчитывают по формулам:

$$\eta_{\text{т.эф}} = \frac{N_{\text{т}}}{G_{\text{гор1}} H_{0\text{т}} + N_{\Sigma}}; \quad (170)$$

$$\eta_{\text{ад.эф}} = \frac{N_{\text{т}} + G_{\text{г.т}} \frac{c_p^2}{2}}{G_{\text{гор1}} H_{0\text{т}} + N_{\Sigma}}; \quad (171)$$

$$\eta_{\text{т.эф}}^* = \frac{N_{\text{т}}}{G_{\text{гор1}} H_{0\text{т}}^* + N_{\Sigma}^*}. \quad (172)$$

Суммарные параметры турбины:

$$Y_{\text{т}} = \frac{\sqrt{\sum_{j=1}^{\frac{N}{2}} u_{2j}^2}}{c_{\text{ад.т}}}; \quad (173)$$

$$\frac{N_{\Sigma}}{G_{\text{гор1}} T_{\text{гор1}}^*}. \quad (174)$$

4.2.25 Переход к расчету следующей точки характеристики турбины по $\pi_{\text{т}}$

Рассчитывают наличие «запертых по расходу» лопаточных венцов. Если в турбине нет «запертых по расходу» лопаточных венцов, увеличивается λ_{1ct1} первого соплового аппарата, т. е. $\lambda_{1ct1} = \lambda_{1ct1}^n + \Delta\lambda_{1ct1}$, и расчет продолжается, начиная с 4.2.3.

Если в турбине есть «запертые по расходу» лопаточные венцы, то находится номер $i2$ ближайшего к выходу из турбины «запертого по расходу» венца. В венце $i2$ увеличивается приведенная скорость, т. е. $\lambda_{1cti2} = \lambda_{1cti2}^n + \Delta\lambda_{1cti2}$, и если при этом венец $i2$ не будет «заперт по перепаду», то расчет продолжается, начиная с венца $i2$ для уточненного K_{i2} , начиная с 4.2.6.

4.2.26 Переход к расчету следующей точки характеристики турбины по λ_{u1}

Если просчитаны все точки характеристики по $\pi_{\text{т}}$ или достигнут предел расширения потока в турбине по $\pi_{\text{т}}$, то увеличивается λ_{u1} , т. е. $\lambda_{u1} = \lambda_{u1}^n + \Delta\lambda_{u1}$, и расчет продолжается, начиная с 4.2.2.

4.3 Оценка дополнительных потерь в охлаждаемых элементах турбинной ступени

Дополнительные потери в охлаждаемой решетке зависят от относительного расхода охлаждающего воздуха $\bar{G}_a = \frac{G_a}{G_{\text{гор1}}}$ и способа выпуска его в проточную часть. Наиболее распространенные способы:

выпуск воздуха через щели на выходной кромке или выпуск на вогнутую поверхность лопаток и выпуск воздуха на входной кромке через перфорированную поверхность.

В общем случае при выпуске охлаждающего воздуха на поверхность лопатки коэффициент дополнительных потерь равен

$$\Delta \zeta_{\text{охл}} = \zeta_{\text{см}} + \zeta_Q + \bar{G}_a - \zeta_a + \Delta \zeta_{\text{тр}}, \quad (176)$$

где $\zeta_{\text{см}}$ — коэффициент, учитывающий потери смешения выпускаемого воздуха с основным потоком;
 ζ_Q — коэффициент, учитывающий уменьшение работы расширения газа из-за теплоотвода в охлаждаемые лопатки;
 ζ_a — коэффициент, учитывающий энергию выпускаемого воздуха;
 $\Delta \zeta_{\text{тр}}$ — коэффициент, учитывающий изменение профильных потерь в охлаждаемой решетке заданной геометрии от охлаждения (неизотермичности пограничных слоев) и выпуска воздуха в проточную часть.

4.3.1 При выпуске воздуха из выходных кромок сопловых лопаток составляющие дополнительных потерь равны:

$$\zeta_{\text{см}} = \frac{\bar{G}_a (1 - \bar{c}_a)^2}{1 + \bar{G}_a}; \quad (176)$$

$$\zeta_Q = B_c \bar{G}_a; \quad (177)$$

$$\zeta_a = \bar{G}_a \bar{c}_a^2; \quad (178)$$

$$\bar{c}_a = \frac{c_a}{c_1} = \frac{F_{\text{гор}}}{F_{\text{щ}}} \frac{\gamma_r}{\gamma_a} \bar{G}_a; \quad (179)$$

$$B_c = \frac{C_{p,a}}{C_{p,r}} \frac{T_{a, \text{вх}}^* - T_{a, \text{в}}^*}{T_r^*} \frac{1}{1 + \tau_1}, \quad (180)$$

где $C_{p,a}$ и $C_{p,r}$ — теплоемкости воздуха и газа при постоянном давлении;

$T_{a, \text{в}}^*$ и $T_{a, \text{вх}}^*$ — температура воздуха на входе в систему охлаждения и на выходе из щели;

$\tau_1 = \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\kappa_r - 1}{\kappa_r}}$ — газодинамическая функция, соответствующая перепаду давлений в решетке;

c_a и c_1 — скорость выпуска воздуха из щели и скорость потока за решеткой;

$F_{\text{гор}}$ и $F_{\text{щ}}$ — площади горлового сечения межлопаточных каналов и выходного сечения щели.

Ориентировочно можно принять $T_a^* = T_m$ (от 150 до 200 К), где T_m — температура металла лопатки.

При умеренном сопротивлении системы охлаждения можно принять $c_a = 0,4—0,5$.

Поправка к профильным потерям в охлаждаемой решетке

$$\Delta \zeta_{\text{тр}} = \Delta \zeta_{\text{тр}}^* - \Delta \zeta_{\text{кр}}, \quad (181)$$

где $\Delta \zeta_{\text{тр}}^*$ — изменение потерь трения вследствие неизотермичности пограничного слоя на поверхности лопаток;

$\Delta \zeta_{\text{кр}}$ — изменение кромочных потерь при выпуске воздуха по сравнению с их значением

$\left(\zeta_{\text{кр}} = 0,2 \frac{d}{a} \right)$ при отсутствии выпуска воздуха.

Ориентировочно величину $\Delta \zeta_{\text{тр}}^*$ можно принять равной 0,005—0,015 (большие значения относятся к утолщенным профилям с $\bar{\delta}_{\text{max}}$ от 0,25 до 0,3 и повышенной глубине охлаждения).

При наличии в щели перемычек обтекаемой формы осредненную по шагу «щель — перемычка» величину $\Delta\zeta_{\text{кр}}$ можно определить по приближенной формуле

$$\Delta\zeta_{\text{кр}} = \xi \sqrt{\frac{d_2}{a_2} \frac{1}{K_{\delta_{\text{щ}}}}} \sqrt{K_{\delta_{\text{щ}}} \bar{G}_B} \frac{l_{\text{щ}}}{l_{\text{щ}} + l_{\text{пер}}}, \quad (182)$$

где $l_{\text{щ}}$ — длина щели;
 $l_{\text{пер}}$ — длина перемычки;
 $\delta_{\text{щ}}$ — ширина щели;

$$K_{\delta_{\text{щ}}} = \frac{a_2}{\delta_{\text{щ}}} \frac{\gamma_r}{\gamma_b};$$

$\xi = 0,3 - 0,5$ соответственно при $K_{\delta_{\text{щ}}} = 1,5 - 3$.

При $\Delta\zeta_{\text{кр}} > \Delta\zeta_{\text{кр}0} \approx 0,2 \frac{d_2}{a_2}$ следует полагать, что $\Delta\zeta_{\text{кр}} = \Delta\zeta_{\text{кр}0}$.

4.3.2 При выпуске воздуха через щели на вогнутой поверхности:

$$\zeta_{\text{см}} = \left(\frac{c'_r}{c_1} \right)^2 \bar{G}_{\text{охл}} \left(1 - \frac{c_b}{c'_r} \right)^2; \quad (183)$$

$$\zeta_b = \zeta_k + \zeta_p; \quad (184)$$

$$\zeta_Q = B_c \bar{G}_{\text{охл}}; \quad (185)$$

где c'_r и c_1 — приведенные скорости основного потока в месте расположения щели и за решеткой;

$\zeta_k = \bar{G}_B \left(\frac{c_b}{c_1} \right)^2$ — коэффициент, учитывающий относительную кинетическую энергию выпускаемого воздуха;

$\zeta_p = \bar{G}_B \frac{T_b^*}{T_r^*} \frac{1 - \tau_1}{1 - \tau_1^*}$ — коэффициент, учитывающий относительную работу расширения воздуха при выпуске его до горлового сечения;

$\tau_1^* = \left(\frac{\rho'}{\rho_0^*} \right)^{\frac{\kappa_r - 1}{\kappa_r}}$ — газодинамическая функция основного потока в зоне расположения щели.

При расположении щели вблизи выходной кромки выпускаемая пелена воздуха может заполнить закрывающий след, вследствие чего кромочные потери уменьшаются. Приближенно можно положить, что

$$\Delta\zeta_{\text{кр}} \approx (0,3 - 0,4) \Delta\zeta_{\text{кр}0}. \quad (186)$$

4.3.3 При наличии утечек воздуха через переднее уплотнение ротора в зазор между сопловым аппаратом и рабочим колесом также возникают дополнительные потери. Величина этих потерь может быть определена по формуле

$$\zeta_{\text{охл.ос.з}} = 2\bar{G}_B (1 - \bar{c}_{bu} \cos^2 \alpha_1 - \bar{c}_{ba} \sin^2 \alpha_1), \quad (187)$$

где c_{bu} и c_{ba} — окружная и осевая составляющие скорости воздуха, попадающего в осевой зазор, т. е.

$$c_{bu} = \frac{c_{bu}}{c_{1u}} \Big|_{\text{вз}}; \quad (188)$$

$$\bar{c}_{\text{вз}} = \frac{c_{\text{вз}}}{c_{\text{из}}} \bigg|_{\text{вз}}. \quad (189)$$

Предварительная закрутка воздуха по вращению рабочего колеса при выпуске его в осевой зазор может заметно уменьшить потери. Потери несколько уменьшаются также при выпуске воздуха в зазор с осевой составляющей скорости $c_{\text{вз}} > 0$.

4.3.4 В случае применения одновременно нескольких способов выпуска воздуха в первом приближении их влияние на эффективность решетки можно принимать не зависящими друг от друга.

4.3.5 Аналогичным образом могут быть определены потери при выпуске воздуха из охлаждаемых рабочих лопаток, в частности при выпуске воздуха из выходных кромок рабочих лопаток, т. е.

$$\zeta_{\text{см}} = \bar{G}_\text{в} (1 - \bar{w}_\text{в})^2; \quad (190)$$

$$\zeta_Q = B \bar{G}_\text{в}; \quad (191)$$

$$\zeta_\text{в} = \bar{G}_\text{в} \bar{w}_\text{в}^2, \quad (192)$$

где $\bar{w}_\text{в} = \frac{w_\text{в}}{w_2}$ — относительная скорость выпуска воздуха из рабочих лопаток;

$$B = \frac{C_{p\text{в}}}{C_{p\text{г}}} \frac{T_\text{в}^* - T_{\text{в}0}^*}{T_{1\text{в}}^*} \frac{1}{1 + \tau(\lambda_{2\text{в}})} \left[1 - \frac{u_2}{2C_{p\text{г}} (T_\text{в}^* - T_{\text{в}0}^*)} \right], \quad (193)$$

где $T_{1\text{в}}^*$ — температура заторможенного основного потока в относительном движении перед рабочим колесом;

$\tau(\lambda_{2\text{в}})$ — газодинамическая функция, соответствующая относительной скорости выхода газа из рабочей решетки;

u — окружная скорость рабочих лопаток.

Относительная скорость выпуска воздуха из выходных кромок рабочих лопаток в случае отбора воздуха из-за компрессора и подачи его через пустотелый ротор может достигать величины $\bar{w}_\text{в} = 0,4—0,55$, что объясняется большими располагаемыми перепадами давления по тракту охлаждающего воздуха по сравнению с сопловым аппаратом. Условно это же значение $\bar{w}_\text{в}$ можно принять для случая предварительной закрутки охлаждающего воздуха в направлении вращения ротора.

4.3.6 При наличии закрутки охлаждающего воздуха на входе в ротор приращение КПД ступени под действием этого фактора можно рассчитать по формуле

$$\Delta\eta^* = 2\bar{G}_\text{в} \left(\frac{u}{c_{\text{ад}}} \right)^2 \frac{c_{u\text{вх}}}{u_{\text{вх}}} \left(\frac{D_{\text{вх}}}{D_{\text{ср}}} \right)^2, \quad (194)$$

где $c_{u\text{вх}}$ и $u_{\text{вх}}$ — закрутка воздуха и окружная скорость вращения диска при входе воздуха в ротор.

БЗ 11—2020

Редактор *Л.В. Коретникова*
Технические редакторы *В.Н. Прусакова, И.Е. Черепкова*
Корректор *Е.Р. Ароян*
Компьютерная верстка *Ю.В. Половой*

Сдано в набор 30.09.2020. Подписано в печать 08.10.2020. Формат 60 × 84¹/₈. Гарнитура Ариал.
Усл. печ. л. 3,72. Уч.-изд. л. 2,75.

Подготовлено на основе электронной версии, предоставленной разработчиком стандарта

ИД «Юриспруденция», 115419, Москва, ул. Орджоникидзе, 11.
www.jurisizdat.ru y-book@mail.ru

Создано в единичном исполнении во ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ»
для комплектования Федерального информационного фонда стандартов,
117418 Москва, Нахимовский пр-т, д. 31, к. 2.
www.gostinfo.ru info@gostinfo.ru