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

gost.e-ecolog.ru

## 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 (*gost.e-ecolog.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

НАЦИОНАЛЬНЫЙ СТАНДАРТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

# 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;

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

$D$ — диаметр, м;

$d$ — толщина выходной кромки профиля, м;

$F$ — площадь, м$^2$;

$G$ — расход, кг/с;

$G_в$ — расход охлаждающего воздуха, кг/с;

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

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

$\overline{G}_в = \dfrac{G_в}{G_{гор\,I}}$ — относительный расход охлаждающего воздуха, отнесенный к расходу газа в горловом сечении первого соплового аппарата;

$H$ — теплоперепад, Дж/кг;

$\overline{H} = \dfrac{H_{ад.т}}{H_{ад.т\Sigma}}$ — относительный теплоперепад ступени турбины;

$h$ — высота лопатки, м;

$K$ — степень конфузорности;

$K_г$, $K_в$ — показатель адиабаты газа, воздуха;

$L$ — удельная работа, Дж/кг;

$l$ — хорда профиля, м;

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

$N$ — число лопаточных венцов;

$\chi$ — коэффициент релаксации;

$A$ — коэффициент в формулах (5), (28);

$\sigma_p$ — коэффициент восстановления полного давления;

**Издание официальное**

$\theta$ — сумма углов, град;

$n_{об}$ — частота вращения ротора, об/мин;

$P$ — усилие, Н;

$p$ — давление, Н/м$^2$;

$R$ — газовая постоянная, Дж/кг·К;

$r$ — радиус, м;

$Re$ — число Рейнольдса;

$T$ — температура, К;

$t$ — шаг решетки, м;

$u$ — окружная скорость, м/с;

$y_T = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{n} u_1^2 i}}{c_{ад.т\Sigma}}$ — параметр турбины;

$Z$ — число лопаток в лопаточном венце;

$Z_л$ — число гребней лабиринтного уплотнения;

$\alpha$, $\beta$ — углы потока в абсолютном или относительном движении;

$\alpha_в$ — коэффициент избытка воздуха;

$i = \alpha_{0к} - \alpha_0 \left(i = \beta_{1к} - \beta_1\right)$ — угол атаки набегающего потока во входном сечении венца;

$\delta_{щ}$ — ширина щели;

$\delta_э$ — радиальный зазор, мм;

$\delta$ — угол отгиба;

$\Delta$ — шаг, погрешность;

$\Delta\eta_э$ — коэффициент потерь в радиальном зазоре;

$\zeta$ — коэффициент потерь;

$\eta$ — коэффициент полезного действия (КПД);

$\lambda$ — коэффициент приведенной скорости;

$\mu$ — 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);

$\xi$ — коэффициент в формуле (182);

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

$\rho$ — плотность газа, кг/м$^3$;

$\varphi$, $\psi$ — коэффициент скорости в сопловой или рабочей решетках;

$\pi_т$ — перепад давления в турбине;

$\bar{}$ — относительная величина.

Нижние индексы:

$I$ — первый лопаточный венец;

ад — адиабатический;

а — 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 — смешение;
ср — средний;
$t$ — изоэнтропический;
$u$ — в окружном направлении;
$u_1$ — в окружном направлении перед рабочим колесом;
т — относится к ступени, мощностной;
р.т — расчетная точка;
щ — щель;
ос — осевой;
$\Sigma$ — суммарный;
$т_{\Sigma}$ — 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 смешения рабочего тела и охлаждающего воздуха;
1$w$ — перед рабочим колесом в относительном движении;
2 — за рабочим колесом;
гор 2 — в горловом сечении рабочего колеса;
2$w$ — за рабочим колесом в относительном движении;
2$w$ см — за рабочим колесом после смешения рабочего тела и охлаждающего воздуха;
2с — за рабочим колесом в абсолютном движении;
$u$1 — в окружном направлении перед рабочим колесом;
$i = 1, \ldots, N$ — порядковый номер лопаточного венца;
$j = 1, \ldots, \frac{N}{2}$ — порядковый номер ступени турбины.

Верхние индексы:

0 — в начальном приближении; в автомодельной 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 $\Delta\zeta_{охл}$ 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 $\sigma_{сист.охл}$ в системе охлаждения;
- отношения давления воздуха $p_в$ в месте его выдува в проточную часть турбины к давлению $p_в^*$ на входе в систему охлаждения;
- отношения температуры воздуха $T_в^*$ на входе в систему охлаждения к температуре $T_{гор1/}^*$ рабочего тела в горловом сечении первого соплового аппарата турбины

$$\frac{G_в\sqrt{T_в^*}}{p_в^*} = f\left(\sigma_{сист.охл},\ \frac{p_в}{p_в^*},\ \frac{T_в^*}{T_{гор1/}^*}\right).$$

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

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 $\pi_т^*$, $\lambda_{u1}$ и отношения давлений

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

Приведенный расход газа зависит от $\pi_т^*$, $\lambda_{u1}$ и режима работы системы охлаждения, т. е.

$$\frac{G_{гор1/}\sqrt{T_{гор1/}^*}}{p_0^*} = f\left(\pi_т^*,\ \lambda_{u1},\ \overline{G}_в\right).$$

Относительный расход охлаждающего воздуха зависит от $\pi_т^*$, $\lambda_{u1}$ и отношений давлений и температур

$$\overline{G}_в = \frac{G_в}{G_{гор1/}} = f\left(\pi_т^*,\ \lambda_{u1},\ \frac{p_в^*}{p_0^*},\ \frac{T_в^*}{T_{гор1/}^*}\right).$$

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

$$\Delta\zeta_{охл} = f\left(\text{схема выдува},\ \overline{G}_в\right).$$

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

Характеристика работающей автономно охлаждаемой турбины представляется зависимостями параметров

$$\eta_{т.эф}^*,\ \frac{G_{гор1/}\sqrt{T_{гор1/}^*}}{p_0^*},\ \rho,\ \alpha_2,\ \lambda_{2c},\ \overline{G}_в$$

от независимых переменных

$$\pi_т^*,\ \lambda_{u1},\ \frac{p_в^*}{p_0^*},\ \frac{T_в^*}{T_{гор1/}^*}.$$

3.3 При работе турбины в системе двигателя параметры

$$\pi_т^*,\ \frac{p_в^*}{p_0^*},\ \frac{T_в^*}{T_{гор1}^*}$$

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

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

от одного независимого переменного $\lambda_{u1}$.

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

3.4 В данной методике, в узком диапазоне изменения $\pi_т^*$, $\lambda_{u1}$ (например, вблизи расчетной точки) принимаются постоянными

$$\overline{G}_в = \overline{G}_{в.р.т} = \text{const};\ \Delta\zeta_{охл} = \Delta\zeta_{охл.р.т} = \text{const},$$

**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

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

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

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

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

### 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 $\alpha_{0к}\ (\beta_{1к})$; эффективный угол в выходном сечении венца $\alpha_{1эф}\ (\beta_{1эф}) = \arcsin\frac{a}{t}$, площадь горлового сечения $F_{гор}$.

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

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

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

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

4.1.3 На входе в турбину задаются параметры газа $p_0^*$, $T_{гор1/}^*$, $\alpha_{0г}$ (угол потока), $R_г$ (показатель адиабаты $K_г$ рассчитывают для каждого венца внутри программы).

4.1.4 Параметры охлаждающего воздуха, подмешиваемого к основному потоку:

- до горлового сечения

$$\overline{G}_{в.д.гор} = \frac{G_{в.д.гор}}{G_{гор1/}},\ p_{в.д.гор}^*,\ T_{в.д.гор}^*;$$

- после горлового сечения

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

Показатель адиабаты $K_в$, газовая постоянная воздуха $R_в$.

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

В неохлаждаемой решетке $\overline{G}_в = 0$; $\Delta\zeta_{эохл} = 0$.

Для каждого лопаточного венца задается оптимальная величина $\lambda_{t опт}$, при которой коэффициент профильных потерь $\zeta_{пр}$ минимален. Величина $\lambda_{t опт}$ 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

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

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 $\delta_э$;
- хорда профиля на периферии $l_{нар}$;
- эффективный угол в выходном сечении рабочего венца на периферии $\beta_{2эф.нар}$;
- в бандажированных лопатках число $Z_л$ гребней лабиринтного уплотнения.

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

4.1.6 Область расчета характеристики задается начальными значениями приведенных скоростей первой ступени $\lambda_{u1нач}$ и $\lambda_{1cl нач}$, шагами изменения параметров $\Delta\lambda_{u1}$, $\Delta\lambda_{1cl}$ и числами точек расчета $N1$ по $\lambda_{u1}$ и $N2$ по $\pi_т^*$.

4.1.7 Задаются требуемые относительные точности расчета $\Delta\overline{\lambda}$ при достижении $\lambda_{кр}$, $\lambda_{пред}$ и $\Delta\overline{G}$ — при расчете $\lambda$ в горловом сечении венца. Рекомендуется принимать $\Delta\overline{\lambda} = 0{,}0005$—$0{,}001$, а $\Delta\overline{G} = 0{,}0005$—$0{,}001$. Коэффициент релаксации $\chi$ при расчете $\lambda$ 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

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

- сумма углов лопаточного венца

$$\theta = \alpha_{0к} + \alpha_{1эф},\ \left(\theta = \beta_{1к} + \beta_{2эф}\right); \qquad (7)$$

- степень конфузорности решетки

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

- относительная толщина выходной кромки лопатки

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

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

$$\zeta^0_{тр} = \frac{3\cdot10^{-6}}{Y}(120-X)^2 + \frac{0{,}022}{Y^3} + 0{,}01475; \quad (10)$$

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

Здесь области определения переменных:

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

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

**Относительные расходы рабочего тела:**

- в горловом сечении лопаточного венца

$$\overline{G}_{горi} = \frac{G_{горi}}{G_{горi\,I}} = 1 + \sum_2^i \overline{G}_{в.д.горi} + \sum_1^{i-1} \overline{G}_{в.п.горi}; \quad (12)$$

- за венцом в осевом зазоре

$$\overline{G}_{гi} = \frac{G_{гi}}{G_{горi\,I}} = 1 + \sum_2^i \overline{G}_{в.д.горi} + \sum_1^i \overline{G}_{в.п.горi}. \quad (13)$$

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

Истинный показатель адиабаты рабочего тела рассчитывают по формуле

$$K_г = K\left(T^*_{гор1I}\right). \quad (14)$$

Число оборотов ротора рассчитывают по формуле

$$n_{об} = \frac{60}{\pi D_{1I}}\lambda_{u1}\sqrt{\frac{2K_г}{K_г+1}R_г T^*_{гор1I}}. \quad (15)$$

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

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)

$$K_г = K\left(T^*_{гор1}\right), \left(K_г = K\left(T^*_{гор2w}\right)\right);$$

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

$$a_{\text{кр.гор}} = \sqrt{\frac{2K_г}{K_г+1}R_г T^*_{\text{гор}1/}} \left( a_{\text{кр.гор}} = \sqrt{\frac{2K_г}{K_г+1}R_г T^*_{\text{гор}2w}} \right); \tag{16}$$

- плотность рабочего тела по параметрам заторможенного потока

$$\rho^*_0 = \frac{P^*_0}{R_г T^*_{\text{гор}1}}, \left( \rho^*_0 = \frac{P^*_{1w}}{R_г T^*_{\text{гор}2w}} \right). \tag{17}$$

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

- при расчете первой точки характеристики по $\pi^*_т$ для газа постоянной плотности

$$\lambda_{\text{гор}1ct} = \frac{G_{\text{гор}1}\bar{G}_{\text{гор}1}}{\rho^*_0 a_{\text{кр.гор}} F_{\text{гор}}}; \tag{18}$$

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

$$\lambda_{\text{гор}1ct} = \lambda^{n-1}_{\text{гор}1ct} + \frac{\lambda^{n-1}_{\text{гор}1ct}}{\left|\frac{G_{\text{гор}}\sqrt{T^*_{\text{гор}}}}{p^*_0}\right|^{n-1}} \left( \left|\frac{G_{\text{гор}}\sqrt{T^*_{\text{гор}}}}{p^*_0}\right|^{n} - \left|\frac{G_{\text{гор}}\sqrt{T^*_{\text{гор}}}}{p^*_0}\right|^{n-1} \right). \tag{19}$$

4.2.6 Угол выхода потока из сопловой (рабочей) решетки:

- $\lambda_{1ct} \le 1$ рассчитывают по формуле

$$\alpha_1 = \alpha_{1эф} = \arcsin\frac{a}{t}; \tag{20}$$

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

$$\alpha_1 = \arcsin\frac{\sin\alpha_{1эф}}{q\left(\lambda_{1ct}\right)}. \tag{21}$$

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

$$T'_{1ад} = T^*_{\text{гор}1c}\tau\left(\lambda_{\text{гор}1ct}\right); \tag{22}$$

$$K_{г1} = \frac{1}{2}\left[K_г\left(T^*_{\text{гор}1}\right) + K_г\left(T'_{1ад}\right)\right]; \tag{23}$$

$$\rho_1 = \frac{p^*_0\pi\left(\lambda_{\text{гор}1ct}\right)}{R_г T'_{1ад}}; \tag{24}$$

$$Re_1 = \frac{\lambda_{\text{гор}1ct}a_{\text{кр.гор}}l_1\rho_1}{\mu_г\left(T'_{1ад}\right)}. \tag{25}$$

**4.2.8 Расчет коэффициента потерь в выходном сечении венца**

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

В области $10^4 < Re \le 10^6$ коэффициент профильных потерь увеличивается на $\Delta\zeta_{пр_{Re}} = \frac{2100}{Re_1} - 0{,}0021$.

При отклонении значения $\lambda_{1cf}$ от оптимального значения $\lambda_{1cf\,опт}$ для данной решетки коэффициент профильных потерь для выходного сечения венца увеличивается по приближенной экспериментальной зависимости

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

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

$\overline{\lambda} = \frac{\lambda_{1cf}}{\lambda_{1cf\,опт}}, \left(\overline{\lambda} = \frac{\lambda_{2wf}}{\lambda_{2wf\,опт}}\right)$;

$\lambda_{1cf\,опт}$ — оптимальное значение $\lambda_{1cf}$ (ориентировочно $\lambda_{1cf\,опт}$ = 0,85—0,90, $\lambda_{2wf\,опт}$ = 0,8—0,85).

Коэффициенты $a_1$ и $a_2$:

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

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

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

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

$$\zeta^0_{пр} = \zeta^0_{тр} + \Delta\zeta_{пр_{Re}} + \zeta_{кр}. \tag{27}$$

При наличии угла атаки на входе коэффициент профильных потерь увеличивается на

$$\Delta\zeta_{пр\,i} = A_i\left(1 - \zeta^0_{пр}\right)\overline{i}^2, \tag{28}$$

где $\overline{i} = \frac{\alpha_{0к} - \alpha_0}{\alpha_{0к}}, \left(\overline{i} = \frac{\beta_{1к} - \beta_1}{\beta_{1к}}\right)$,

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

Коэффициент профильных потерь при наличии угла атаки

$$\zeta_{пр} = \zeta^0_{пр} + \Delta\zeta_{пр\,i}. \tag{29}$$

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

$$\zeta_{пр.гор} = 0{,}75\left(\zeta^0_{тр} + \Delta\zeta_{пр_{Re}} + \Delta\zeta_{пр\,i}\right). \tag{30}$$

Коэффициент вторичных потерь:

- в выходном сечении

$$\zeta_{вт} = 2\zeta_{пр}\frac{t\sin\alpha_1}{h}; \tag{31}$$

- в горловом сечении

$$\zeta_{вт.гор} = 2\zeta_{пр.гор}\frac{t\sin\alpha_1}{h}. \tag{32}$$

Суммарный коэффициент потерь:

- в выходном сечении венца

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

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

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

Если значение $\zeta_{\Sigma}$ сильно возрастает ($\zeta_{\Sigma} > 1$), то осуществляется переход к следующей точке характеристики по $\pi_{т}^{*}$, начиная с 4.2.3, или точке характеристики по $\lambda_{u1}$, 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

$$\sigma_{р}\left(\lambda_{гор1с}, \varphi_{гор}\right) = \left(\frac{1-\frac{K_{г}-1}{K_{г}+1}\lambda_{гор1ct}^{2}}{1-\frac{K_{г}-1}{K_{г}+1}\lambda_{гор1с}^{2}}I\right)^{\frac{K_{г}}{K_{г}-1}}, \quad (37)$$

где

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

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

$$G_{гор1} = m\frac{p_{0}^{*}F_{гор1}}{\sqrt{T_{гор1}^{*}}}\sigma_{р}\left(\lambda_{гор1с}, \varphi_{гор}\right)q\left(\lambda_{гор1с}\right). \quad (38)$$

**4.2.11 Критический расход газа в горловом сечении лопаточного венца**

Критический режим течения соответствует максимальной плотности тока $(\rho C)_{max}$ 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

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

Коэффициент скорости

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

Приведенную скорость, соответствующую критическому расходу, вычисляют по формуле

$$\lambda_{\text{гор1скр}} = \sqrt{\frac{-b-\sqrt{b^2-4a}}{2a}}, \tag{41}$$

где $a = \dfrac{K_r - 1}{K_r + 1}\dfrac{1}{\varphi^{02}_{\text{гор.кр}}}$;

$$b = \frac{1}{K_r + 1}\left(K_r - 1 - \frac{3K_r - 1}{\varphi^{02}_{\text{гор.кр}}}\right).$$

По формуле (26) уточняют $\Delta\zeta_{\text{пр}}\left(\lambda_{\text{гор1скр}}\right)$.

Уточненный коэффициент потерь в горловом сечении

$$\Delta\zeta_{\text{пр}}\left(\lambda_{\text{гор1скр}}\right) = \zeta^0_{\text{гор}} + \Delta\zeta_{\text{пр}}\left(\lambda_{\text{гор1скр}}\right). \tag{42}$$

Уточненный коэффициент скорости

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

Уточняется один раз величина $\lambda_{\text{гор1скр}}$ по формуле (41).

Коэффициент восстановления полного давления в венце рассчитывают по формуле

$$\sigma_{\text{р}}\left(\lambda_{\text{гор1скр}},\ \varphi_{\text{кр}}\right) = \left[\frac{1-\dfrac{K_r - 1}{K_r + 1}\left(\dfrac{\lambda_{\text{гор1скр}}}{\varphi_{\text{гор.кр}}}\right)^2}{1-\dfrac{K_r - 1}{K_r + 1}\lambda^2_{\text{гор1скр}}}\, l\right]^{\frac{K_r}{K_r - 1}}, \tag{44}$$

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

Критический расход газа в венце рассчитывают по формуле

$$G_{\text{гор1кр}} = m\frac{p^*_0 F_{\text{гор1}}}{\sqrt{T^*_{\text{гор1}}}}\sigma_{\text{р}}\left(\lambda_{\text{гор1скр}},\ \varphi_{\text{гор.кр}}\right)q\left(\lambda_{\text{гор1скр}}\right). \tag{45}$$

Если в венце приведенная скорость больше критической $\left(\lambda_{1\text{с}} \geq \lambda_{\text{гор1скр}}\left(1-\Delta\bar{\lambda}\right)\right)$, то текущий расход рабочего тела приравнивается к критическому, т. е. $G_{\text{гор1}} = G_{\text{гор1кр}}$.

В первом венце по заданному значению $\lambda_{1ct\,l}$ рассчитывают расход рабочего тела в горловом сечении первого соплового аппарата

$$G_{\text{гор1}l} = \begin{cases} G_{\text{гор1}l}, & \text{если } \lambda_{1\text{с}} < \lambda_{1\text{скр}}\left(1-\Delta\bar{\lambda}\right); \\ G_{\text{гор1кр}}, & \text{если } \lambda_{1\text{с}} \geq \lambda_{1\text{скр}}\left(1-\Delta\bar{\lambda}\right). \end{cases}$$

**4.2.12 Анализ режимов течения в венце**

Если заданный расход газа через данный лопаточный венец больше критического $\left(G_{\text{гор}i} > G_{\text{гор.кр}i}\right)$, 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 немонотонной сходимости методом хорд с использованием результатов предыдущих приближений $n$ и $n-1$

$$G_{\text{гор}1l} = \frac{\frac{G^{n}_{\text{гор кр}l}}{\overline{G}_{\text{гор}l}} G^{n-1}_{\text{гор}1l} - \frac{G^{n-1}_{\text{гор.кр}l}}{\overline{G}_{\text{гор}l}} G^{n}_{\text{гор}1l}}{\frac{G^{n}_{\text{гор.кр}l}}{\overline{G}_{\text{гор}l}} - \frac{G^{n-1}_{\text{гор.кр}l}}{\overline{G}_{\text{гор}l}} - G^{n}_{\text{гор}1l} + G^{n-1}_{\text{гор}1l}}; \tag{46}$$

- при монотонной сходимости

$$G_{\text{гор}1l} = \frac{G^{n}_{\text{кр}l}}{\overline{G}_{\text{гор}l}}. \tag{47}$$

Уточненное значение $\lambda_{\text{гор}1\text{ст}l}$ первого венца находится для показателя адиабаты $K_{\text{г}l}$ интерполяцией функции $q\left(\lambda_{1\text{с}l}\right)\sigma_{\text{р}}\left(\lambda_{1\text{с}l}, \varphi_{i}\right)$, заданной таблично на отрезке $\left(\lambda_{\text{гор}1\text{ст}} - \Delta\lambda_{1\text{ст}}\right)\varphi_{\text{гор}} \le \lambda_{1\text{с}l} \le \left(\lambda_{\text{гор}1\text{ст}} + \Delta\lambda_{1\text{ст}}\right)\varphi_{\text{гор}}$ по значению

$$q\left(\lambda_{\text{гор}1\text{с}}\right)\sigma_{\text{р}}\left(\lambda_{\text{гор}1\text{с}}, \varphi_{\text{гор}}\right) = \frac{G_{\text{гор}1l}}{m p_{0}^{*} F_{\text{гор}1l}}. \tag{48}$$

Величина $\lambda_{\text{гор}1\text{ст}l}$ уточняется по формуле

$$\lambda_{\text{гор}1\text{ст}l} = \lambda^{n\ 1}_{\text{гор}1\text{ст}l} + \chi\left(\lambda^{n}_{\text{гор}1\text{ст}l} - \lambda^{n-1}_{\text{гор}1\text{ст}l}\right). \tag{49}$$

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 $\lambda_{\text{гор}1\text{ст}i1}$ с использованием результатов предыдущего приближения:

$$\lambda_{\text{гор}1\text{ст}i1} = \lambda^{n}_{\text{гор}1\text{ст}i1} + \chi\left(\frac{G^{n}_{\text{гор}i1}}{\overline{G}_{\text{гор}i1}} - \frac{G^{n}_{\text{гор.кр}i}}{\overline{G}_{\text{гор}i}}\right)\frac{\lambda^{n-1}_{\text{гор}1\text{ст}i1} - \lambda^{n}_{\text{гор}1\text{ст}i1}}{\frac{G^{n-1}_{\text{гор.кр}i}}{\overline{G}_{\text{гор}i}} - \frac{G^{n}_{\text{гор.кр}i}}{\overline{G}_{\text{гор}i}}}. \tag{50}$$

Расчет повторяется для уточненной величины $\lambda_{\text{гор}1\text{ст}i1}$, 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:

$$G_{\text{в1д.гор}i} = G_{\text{гор}1l}\overline{G}_{\text{в1д.гор}i}; \tag{51}$$

$$G_{\text{в2д.гор}i} = G_{\text{гор}1l}\overline{G}_{\text{в2д.гор}i}; \tag{52}$$

$$G_{\text{в1п.гор}i} = G_{\text{гор}1l}\overline{G}_{\text{в1п.гор}i}; \tag{53}$$

$$G_{\text{в2п.гор}i} = G_{\text{гор}1l}\overline{G}_{\text{в2п.гор}i}. \tag{54}$$

Расход газа перед турбиной

$$G_{\text{г.0}} = G_{\text{гор}1l} - G_{\text{в1д.гор}}. \tag{55}$$

Температура газа перед турбиной

$$T^*_{г.0} = T^*_{гор1с1} + \frac{C_{рв} G_{в1д.гор} \left(T^*_{гор1г} - T^*_{в1д.гор}\right)}{C_{рг} G_0}. \quad (56)$$

Расход рабочего тела в горловом сечении $i$ лопаточного венца

$$G_{гор.i} = G_{г.i-1} + G_{в.i.д.гор}. \quad (57)$$

Расход рабочего тела после смешения в осевом зазоре $i$ лопаточного венца

$$G_{г.i} = G_{гор.i} + G_{в.in.гор}. \quad (58)$$

4.2.14 Параметры потока газа перед турбиной определяются приближенно:

$$c_0 = \frac{G_{г.0}}{\rho^*_0 F_{1а.i} \sin\alpha_{0.i}}; \quad (59)$$

$$c_{0а} = c_0 \sin\alpha_{0.i}; \quad (60)$$

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

$$a_{гор.кр1} = \sqrt{\frac{2K_г}{K_г + 1} R_г T^*_{гор1.i}}; \quad (62)$$

$$\lambda_{c_0} = \frac{c_0}{a_{гор.кр1}}; \quad (63)$$

$$\rho^*_0 = \frac{p^*_0}{R_г T^*_{гор1.i}}; \quad (64)$$

$$p_0 = p^*_0 \pi\left(\lambda_{c_0}\right). \quad (65)$$

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

Если расход газа в горловом сечении лопаточного венца меньше максимального $\left(G_{гор} \le G_{гор.кр}\right)$ и не достигнута требуемая относительная точность расчета расхода газа $\left(\left|\frac{G_{гор} - G}{G_{гор}}\right| > \Delta\overline{G}\right)$, то последовательными приближениями уточняется величина $\lambda_{гор1ct}$.

При $\lambda_{гор1ct} < 0{,}6$ вводится поправка.

- при первом приближении методом хорд

$$\Delta\lambda_{гор1ct} = \frac{G_{гор} - G}{G_{гор}} \lambda_{гор1ct}; \quad (66)$$

- начиная со второго приближения при монотонной сходимости методом касательных

$$\Delta\lambda_{гор1ct} = \frac{G_{гор} - G}{\frac{dG_{гор}}{d\lambda}}; \quad (67)$$

- при немонотонной сходимости методом хорд с использованием результатов предыдущего приближения

$$\Delta\lambda_{гор1ct} = \left(G_{гор} - G^n\right) \frac{\lambda^{n-1}_{гор1ct} - \lambda^n_{гор1ct}}{G^{n-1} - G^n}. \quad (68)$$

Уточненное значение приведенной скорости в горловом сечении венца

$$\lambda_{\text{гор1}cf} = \lambda^{n}_{\text{гор1}cf} + \Delta\lambda_{\text{гор1}cf}. \tag{69}$$

При $\lambda_{\text{гор1}cf} > 0{,}6$ по функции $q\left(\lambda_{\text{гор1с}}\right)\sigma_{p}\left(\lambda_{\text{гор1с}}, \varphi_{\text{гор}}\right)$, заданной таблично на отрезке $0{,}6\varphi_{\text{гор}} \le \lambda_{\text{гор1с}} \le \lambda_{\text{гор1скр}}$, для значения

$$q\left(\lambda_{\text{гор1с}}\right)\sigma_{p}\left(\lambda_{\text{гор1с}}, \varphi_{\text{гор}}\right) = \frac{G_{\text{гор}}\sqrt{T^{*}_{\text{гор1}}}}{mp^{*}_{0}F_{\text{гор}}} \tag{70}$$

интерполяцией находится уточненное значение $\lambda_{\text{гор1с}}$.

Приведенная скорость в выходном сечении лопаточного венца

$$\lambda_{1\text{с}} = \lambda_{\text{гор1}cf}\varphi_{\text{гор}}, \tag{71}$$

а приведенная скорость изоэнтропического течения в выходном сечении лопаточного венца $\lambda_{1cf} = \dfrac{\lambda_{1\text{с}}}{\varphi_{\Sigma}}$.

Расчет повторяется для уточненной величины $\lambda_{1cf}$, начиная с 4.2.6.

4.2.16 Предельную приведенную скорость в косом срезе решетки, при которой осевая проекция скорости течения достигает скорости звука $\left(\lambda_{a} = 1\right)$, рассчитывают по формуле

$$\lambda_{1\text{спред}} = \sqrt{\frac{K_{\text{г}} + 1}{K_{\text{г}} - 1}\left\{1 - \frac{2}{K_{\text{г}} + 1}\left[\frac{\sin\alpha_{1\text{эф}}}{\sigma_{p}\left(\lambda_{1\text{с}}, \varphi\right)}\right]^{\frac{2\left(K_{\text{г}} - 1\right)}{K_{\text{г}} + 1}}\right\}}. \tag{72}$$

**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)

$$T^{*}_{\text{гор1}} = \frac{C_{p\text{г}}T^{*}_{0}G_{0} + C_{p\text{в}}T^{*}_{\text{в1д.гор}}G_{\text{в1д.гор}}}{C_{p\text{г}}G_{\text{г}0} + C_{p\text{в}}G_{\text{в1д.гор}}}, \tag{73}$$

где $T^{*}_{0}$, $G_{\text{г}0}$ — параметры рабочего тела во входном сечении соплового аппарата.

Давление за сопловым аппаратом

$$p_{1} = p^{*}_{0}\pi\left(\lambda_{1cf}\right). \tag{74}$$

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

$$T^{*}_{1\text{с см}} = \frac{C_{p\text{г}}G_{\text{г}0}T^{*}_{0} + C_{p\text{в}}G_{\text{в1д.гор}}T^{*}_{\text{в1д.гор}} + C_{p\text{в}}G_{\text{в1п.гор}}T^{*}_{\text{в1п.гор}}}{C_{p\text{г}}G_{\text{г}0} + C_{p\text{в}}G_{\text{в1д.гор}} + C_{p\text{в}}G_{\text{в1п.гор}}}; \tag{75}$$

$$a^{*}_{\text{кр1с см}} = \sqrt{\frac{2K_{\text{г}}}{K_{\text{г}} + 1}R_{\text{г}}T^{*}_{1\text{с см}}}; \tag{76}$$

$$\lambda_{1\text{с см}} = \lambda_{1\text{с}}\sqrt{\frac{T^{*}_{\text{гор1с}}}{T^{*}_{1\text{с см}}}}; \tag{77}$$

$$c_{1} = \lambda_{1\text{с см}}a^{*}_{\text{кр1с см}}; \tag{78}$$

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

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

$$\lambda_{1ct\,см} = \frac{\lambda_{1c\,см}}{\varphi_\Sigma}; \quad (81)$$

$$T_{1см} = T^*_{1c\,см}\tau\left(\lambda_{1c\,см}\right); \quad (82)$$

$$p_{1см} = \frac{p_1}{R_г T_{1см}}. \quad (83)$$

Параметры рабочего тела в относительном движении перед рабочим колесом:

$$T^*_{1w} = T^*_{1c\,см} + \frac{1}{2C_{pг}}\left(u_1^2 - 2c_{1u}u_1\right); \quad (84)$$

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

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

$$a^*_{кр\,1w} = \sqrt{\frac{2K_г}{K_г + 1}R_г T^*_{1w}}; \quad (87)$$

$$\lambda_{1w} = \frac{w_1}{a^*_{кр\,1w}}; \quad (88)$$

$$p^*_{1w} = \frac{p_1}{\pi\left(\lambda_{1w}\right)}; \quad (89)$$

$$T^*_{2w} = T^*_{1w} + \frac{1}{2C_{pг}}\left(u_1^2 - u_2^2\right) \text{ (без учета подмешивания охлаждающего воздуха).} \quad (90)$$

**4.2.18 Параметры потока в рабочем колесе**

Температуру в горловом сечении рабочего колеса рассчитывают по формуле

$$T^*_{гор\,2w} = \frac{C_{pг}G_{г1}T^*_{2w} + C_{pв}G_{в2д.гор}\left(T^*_{в2д.гор} + \frac{u_2^2}{2C_{pв}}\right)}{C_{pг}G_{г1} + C_{pв}G_{в2д.гор}}. \quad (91)$$

Давление за рабочим колесом:

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

$$p_2 = p^*_{1w}\pi\left(\lambda_{2wt}\right). \quad (93)$$

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

$$T^*_{2w\,см} = \frac{C_{pг}G_{г1}T^*_{2w} + C_{pв}G_{в2д.гор}\left(T^*_{в2д.гор} + \frac{u_2^2}{2C_{pв}}\right) + C_{pв}G_{в2п.гор}\left(T^*_{в2п.гор} + \frac{u_2^2}{2C_{pв}}\right)}{C_{pг}G_{г1} + C_{pв}G_{в2д.гор} + C_{pв}G_{в2п.гор}}; \quad (94)$$

$$a^*_{кр2w\,см} = \sqrt{\frac{2K_r}{K_r+1}R_r T^*_{2w\,см}}; \quad (95)$$

$$\lambda_{2w\,см} = \lambda_{2w}\sqrt{\frac{T^*_{2w\,гор}}{T^*_{2w\,см}}}; \quad (96)$$

$$\lambda_{2w\,t\,см} = \frac{\lambda_{2w\,см}}{\psi_\Sigma}; \quad (97)$$

$$w_2 = \lambda_{2w\,см} a^*_{кр\,2w\,см}; \quad (98)$$

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

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

$$T_{2\,см} = T^*_{2w\,см}\tau\left(\lambda_{2w\,см}\right); \quad (101)$$

$$\rho_{2\,см} = \frac{p_2}{R_r T_{2w\,см}}. \quad (102)$$

Параметры в абсолютном движении за ступенью:

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

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

$$T^*_{2c.a} = T^*_{2w\,см} + \frac{1}{2C_{pr}}\left(u_2^2 - 2w_{2u}u_2\right) \text{ (без учета потерь на перетекание в радиальном зазоре);} \quad (105)$$

$$a^0_{кр\,2c} = \sqrt{\frac{2K_r}{K_r+1}R_r T^*_{2c.a}}; \quad (106)$$

$$\lambda^0_{2c} = \frac{c_2}{a^0_{кр\,2c}}; \quad (107)$$

$$p^*_{2c} = \frac{p_2}{\pi\left(\lambda^0_{2c}\right)}. \quad (108)$$

**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 $\alpha_1(r) = \text{const}$):

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

$$\lambda_{1c.нар} = \frac{c_{1нар}}{a_{кр1}}; \quad (110)$$

$$p_{1нар} = p_0^* \left(1 - \frac{K_г - 1}{K_г + 1} \lambda_{1с.нар}^2\right)^{\frac{K_г}{K_г - 1}}; \quad (111)$$

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

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

$$\Delta\eta_з = \frac{\delta_а D_{2нар}}{h_1 D_1} \frac{\rho_{1нар}}{\rho_{1ср}} \left[1 + \frac{0,3}{\sin\beta_{2нар}} \left(\frac{l}{t}\right)_{2нар}\right] + 0,01, \quad (113)$$

где $\frac{\delta_а D_{2нар}}{h_1 D_1}$ — относительный кольцевой радиальный зазор;

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

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

Расход перетечки газа в осевом направлении рассчитывают по формуле

$$G_{ут.а} = \frac{\delta_э D_{2нар} \rho_{1нар}}{h_1 D_1 \rho_{1ср}} G_{г1}. \quad (114)$$

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

$$G_{ут.а} = \mu m \frac{Y\left(\lambda_{ут}\right) p_2 F_л}{\sqrt{T_{1с см}^*} \sqrt{Z_л}}, \quad (115)$$

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 ($p_{1нар}^* \approx p_{1нар}$):

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

$Z_л$ — число гребней лабиринтного уплотнения на бандаже, коэффициент расхода лабиринтного уплотнения.

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

$$F_л = \delta_э \pi D_{2нар};$$

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

Коэффициент потерь от перетекания через радиальный зазор

$$\Delta\eta_з = \frac{G_{ут.а}}{G_{г1}}. \quad (118)$$

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

$$T^*_{2с} = T^*_{2с0} + \frac{N_u \Delta\eta_з}{C_{pг} G_{гор1с}}; \quad (119)$$

$$a^*_{кр2с} = \sqrt{\frac{2K_г}{K_г + 1} R_г T^*_{2с}}; \quad (120)$$

$$\lambda_{2с} = \lambda^0_{2с} \sqrt{\frac{T^*_{2с0}}{T^*_2}}; \quad (121)$$

$$T_{2см} = T^*_{2с} \tau(\lambda_{2с}); \quad (122)$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_г T_{2см}}. \quad (123)$$

4.2.21 Результаты расчета ступени:

$$K_{г.ср} = \frac{1}{2}\left[K_г\left(T^*_{гор1}\right) + K_г\left(T'_{2ад}\right)\right]$$ (средний показатель адиабаты рабочего тела при расширении в ступени); (124)

$$\pi_т = \frac{p^*_0}{p_2}, \ \pi^*_т = \frac{p^*_0}{p^*_{2с}}$$ (перепад давлений); (125)

$$H_{0т} = \frac{K_г}{K_г - 1} R_г T^*_{гор1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p^*_0}\right)^{\frac{K_г - 1}{K_г}}\right]$$ (адиабатический теплоперепад); (126)

$$H^*_{0т} = \frac{K_г}{K_г - 1} R_г T^*_{гор1} \left[1 - \left(\frac{p^*_{2с}}{p^*_0}\right)^{\frac{K_г - 1}{K_г}}\right]; \quad (127)$$

$$c_{ад} = \sqrt{2H_{0т}}; \quad (128)$$

$$a_{кр.\,гор1} = \sqrt{\frac{2K_г}{K_г + 1} R_г T^*_{гор1}}; \quad (129)$$

$$\lambda_{ад} = \frac{c_{ад}}{a_{кр.\,гор1}}; \quad (130)$$

$$\tau(\lambda_{ад}); \quad (131)$$

$$\frac{u_2}{c_{ад}}, \ \rho_{ср} = 1 - \left(\frac{c_{1t}}{c_{ад}}\right)^2$$ (реактивность ступени). (132)

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

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

Мощность ступени без учета потерь на перетекание в радиальном зазоре

$$N_u = G_{г1} c_{1u} u_1 + G_{г2} c_{2u} u_2. \quad (134)$$

Мощность на валу с учетом потерь в радиальном зазоре

$$N_т = N_u (1 - \Delta\eta_э). \quad (135)$$

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

$$L_т = \frac{N_т}{G_{гор1}}. \quad (136)$$

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

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

$$\eta_{ад.п} = \frac{N_т + G_{г2} \frac{c_2^2}{2}}{G_{гор1} H_{0т}}; \quad (138)$$

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

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:

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

$$G_{в1п.гор} H_{в1п.гор} = G_{в1п.гор} C_{pв} T_{в1п.гор}^* \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_{в1п.гор}^*} \right)^{\frac{\kappa_в - 1}{\kappa_в}} \right]; \quad (141)$$

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

$$G_{в2п.гор} H_{в2п.гор} = G_{в2п.гор} C_{pв} T_{в2п.гор}^* \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_{в2п.гор}^*} \right)^{\frac{\kappa_в - 1}{\kappa_в}} \right]. \quad (143)$$

Адиабатический теплоперепад охлаждающего воздуха в ступени по параметрам заторможенного потока

$$H_{в}^{*} = C_{pв} T_{в}^{*} \left[ 1 - \left( \frac{p_{2c}^{*}}{p_{в}^{*}} \right)^{\frac{K_{в}-1}{K_{в}}} \right]. \quad (144)$$

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

$$\eta_{т.эф} = \frac{N_{т}}{G_{гор1г} H_{0т} + G_{в1п.гор} H_{в1п.гор} + G_{в2д.гор} H_{в2д.гор} + G_{в2п.гор} H_{в2п.гор}}; \quad (145)$$

$$\eta_{ад.эф} = \frac{N_{т} + G_{г2} \frac{c_{2}^{2}}{2}}{G_{гор1г} H_{0т} + G_{в1п.гор} H_{в1п.гор} + G_{в2д.гор} H_{в2д.гор} + G_{в2п.гор} H_{в2п.гор}}; \quad (146)$$

$$\eta_{т.эф}^{*} = \frac{N_{т}}{G_{гор1г} H_{0т}^{*} + G_{в1п.гор} H_{в1п.гор}^{*} + G_{в2д.гор} H_{в2д.гор}^{*} + G_{в2п.гор} H_{в2п.гор}^{*}}. \quad (147)$$

4.2.22 Окружные $P_{u}$ и осевые $P_{a}$ усилия, воздействующие на лопаточные венцы:

$$P_{1u} = G_{г0} c_{0u} + G_{г1} c_{1u}; \quad (148)$$

$$P_{1a} = F_{0a} p_{0} + G_{г0} c_{0a} - F_{1a} p_{1} - G_{г1} c_{1a}; \quad (149)$$

$$P_{2u} = G_{г1} c_{1u} + G_{г2} c_{2u}; \quad (150)$$

$$P_{2a} = F_{1a} p_{1} + G_{г1} c_{1a} - F_{2a} p_{2} - G_{г2} c_{2a}. \quad (151)$$

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

4.2.24 Результаты расчета турбины:

$K_{г.ср} = \frac{1}{2}\left[ K_{г}\left( T_{гор1г}^{*} \right) + K_{г}\left( T'_{2ад.т} \right) \right]$ (средний показатель адиабаты рабочего тела при расширении в турбине);

$$\tau_{т}^{*} = \frac{T_{т}^{*}}{T_{гор1г}^{*}}; \quad (152)$$

$$\pi_{т} = \frac{p_{0}^{*}}{p_{т}}; \ \pi_{т}^{*} = \frac{p_{0}^{*}}{p_{т}^{*}}. \quad (153)$$

$\frac{G_{гор1г}\sqrt{T_{гор1}^{*}}}{p_{0}^{*}}; \frac{G_{гор1г}\sqrt{T_{т}^{*}}}{p_{т}^{*}}$ (приведенный расход рабочего тела в горловом сечении 1 венца); (154)

$$H_{0т} = \frac{K_{г}}{K_{г}-1} R_{г} T_{гор1г}^{*} \left[ 1 - \left( \frac{p_{т}}{p_{0}^{*}} \right)^{\frac{K_{г}-1}{K_{г}}} \right]$$ (адиабатический теплоперепад); (155)

$$H_{0т}^{*} = \frac{K_г}{K_г - 1} R_г T_{гор1/}^{*} \left[ 1 - \left( \frac{p_т^{*}}{p_0^{*}} \right)^{\frac{K_г - 1}{K_г}} \right]; \quad (156)$$

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

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

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

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

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

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

Суммарная мощность ступеней турбины

$$N_{тΣ} = \sum_{j=1}^{\frac{n}{2}} N_{тj}. \quad (162)$$

Относительные адиабатические теплоперепады ступеней турбины:

- по статическим параметрам

$$\overline{H}_{0т\,j} = \frac{H_{0т\,j}}{H_{0т}}; \quad (163)$$

- по параметрам заторможенного потока

$$\overline{H}_{0т\,j}^{*} = \frac{H_{0j}^{*}}{H_{0т}^{*}}. \quad (164)$$

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

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

$$\eta_{ад} = \frac{N_{тΣ} + G_{гт} \frac{c_т^2}{2}}{G_{гор1} H_{0т}}; \quad (166)$$

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

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:

$$N_{в\Sigma} = \sum_{j=1}^{\frac{N}{2}} \left\{ G_{в1j} C_{рв} T^*_{в1j} \left[ 1 - \left( \frac{p_т}{p^*_{в1j}} \right)^{\frac{\kappa_в - 1}{\kappa_в}} \right] + G_{в2j} C_{рв} T^*_{в2j} \left[ 1 - \left( \frac{p_т}{p^*_{в2j}} \right)^{\frac{\kappa_в - 1}{\kappa_в}} \right] \right\}_{\text{д.гор}}^{\text{п.гор}}; \quad (168)$$

$$N^*_{в\Sigma} = \sum_{j=1}^{\frac{N}{2}} \left\{ G_{в1j} C_{рв} T^*_{в1j} \left[ 1 - \left( \frac{p^*_т}{p^*_{в1j}} \right)^{\frac{\kappa_в - 1}{\kappa_в}} \right] + G_{в2j} C_{рв} T^*_{в2j} \left[ 1 - \left( \frac{p_т}{p^*_{в2j}} \right)^{\frac{\kappa_в - 1}{\kappa_в}} \right] \right\}_{\text{д.гор}}^{\text{п.гор}}. \quad (169)$$

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

$$\eta_{т.эф} = \frac{N_т}{G_{гор1i} H_{0т} + N_{в\Sigma}}; \quad (170)$$

$$\eta_{ад.эф} = \frac{N_т + G_{г.т} \frac{c_т^2}{2}}{G_{гор1i} H_{0т} + N_{в\Sigma}}; \quad (171)$$

$$\eta^*_{т.эф} = \frac{N_т}{G_{гор1i} H^*_{0т} + N^*_{в\Sigma}}. \quad (172)$$

Суммарные параметры турбины:

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

$$\frac{N_{т\Sigma}}{G_{гор1i} T^*_{гор1i}}. \quad (174)$$

**4.2.25 Переход к расчету следующей точки характеристики турбины по $\pi_т$**

Рассчитывают наличие «запертых по расходу» лопаточных венцов. Если в турбине нет «запертых по расходу» лопаточных венцов, увеличивается $\lambda_{1ct\,i}$ первого соплового аппарата, т. е. $\lambda_{1ct\,i} = \lambda^n_{1ct\,i} + \Delta\lambda_{1ct}$, 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. $\lambda_{1ct\,i2} = \lambda^n_{1ct\,i2} + \Delta\lambda_{1ct}$, и если при этом венец $i2$ не будет «заперт по перепаду», то расчет продолжается, начиная с венца $i2$ для уточненного $K_{ri2}$, начиная с 4.2.6.

**4.2.26 Переход к расчету следующей точки характеристики турбины по $\lambda_{u1}$**

Если просчитаны все точки характеристики по $\pi_т$ или достигнут предел расширения потока в турбине по $\pi_т$, то увеличивается $\lambda_{u1}$, т. е. $\lambda_{u1} = \lambda^n_{u1} + \Delta\lambda_{u1}$, 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 $\overline{G}_в = \frac{G_в}{G_{гор1i}}$ 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

$$\Delta\zeta_{эохл} = \zeta_{см} + \zeta_Q + \bar{G}_в - \zeta_в + \Delta\zeta_{эпр}, \quad (175)$$

где $\zeta_{см}$ — коэффициент, учитывающий потери смешения выпускаемого воздуха с основным потоком;

$\zeta_Q$ — коэффициент, учитывающий уменьшение работы расширения газа из-за теплоотвода в охлаждаемые лопатки;

$\zeta_в$ — коэффициент, учитывающий энергию выпускаемого воздуха;

$\Delta\zeta_{эпр}$ — 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:

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

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

$$\zeta_в = \bar{G}_в\bar{c}_в^2; \quad (178)$$

$$\bar{c}_в = \frac{c_в}{c_1} = \frac{F_{гор}}{F_щ}\frac{\gamma_г}{\gamma_в}\bar{G}_в; \quad (179)$$

$$B_c = \frac{C_{pв}}{C_{pг}}\frac{T^*_{в.щ} - T^*_{в0}}{T^*_г}\frac{1}{1+\tau_1}, \quad (180)$$

где $C_{pв}$ и $C_{pг}$ — теплоемкости воздуха и газа при постоянном давлении;

$T^*_{в0}$ и $T^*_{в.щ}$ — температура воздуха на входе в систему охлаждения и на выходе из щели;

$\tau_1 = \left(\frac{p_1}{p^*_0}\right)^{\frac{\kappa_г-1}{\kappa_г}}$ — газодинамическая функция, соответствующая перепаду давлений в решетке;

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

$F_{гор}$ и $F_щ$ — площади горлового сечения межлопаточных каналов и выходного сечения щели.

Ориентировочно можно принять $T^*_в = T_м$ – (от 150 до 200 К), где $T_м$ — температура металла лопатки.

При умеренном сопротивлении системы охлаждения можно принять $c_в = 0{,}4—0{,}5$.

Поправка к профильным потерям в охлаждаемой решетке

$$\Delta\zeta_{эпр} = \Delta\zeta_{этр} - \Delta\zeta_{экр}, \quad (181)$$

где $\Delta\zeta_{этр}$ — изменение потерь трения вследствие неизотермичности пограничного слоя на поверхности лопаток;

$\Delta\zeta_{экр}$ — изменение кромочных потерь при выпуске воздуха по сравнению с их значением $\left(\zeta_{экр} = 0{,}2\frac{d}{a}\right)$ при отсутствии выпуска воздуха.

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

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

$$\Delta\zeta_{\text{экр}} = \xi\sqrt{\frac{d_2}{a_2}\frac{1}{K_{\delta_{\text{щ}}}}}\sqrt[3]{K_{\delta_{\text{щ}}}\bar{G}_{\text{в}}}\frac{l_{\text{щ}}}{l_{\text{щ}}+l_{\text{пер}}}, \quad (182)$$

где $l_{\text{щ}}$ — длина щели;

$l_{\text{пер}}$ — длина перемычки;

$\delta_{\text{щ}}$ — ширина щели;

$K_{\delta_{\text{щ}}} = \frac{a_2}{\delta_{\text{щ}}}\frac{\gamma_{\text{г}}}{\gamma_{\text{в}}}$;

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

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

4.3.2 При выпуске воздуха через щели на вогнутой поверхности:

$$\zeta_{\text{эсм}} = \left(\frac{c_{\text{г}}'}{c_1}\right)^2 \bar{G}_{\text{охл}}\left(1-\frac{c_{\text{а}}}{c_{\text{г}}'}\right)^2; \quad (183)$$

$$\zeta_{\text{эв}} = \zeta_{\text{эк}} + \zeta_{\text{эр}}; \quad (184)$$

$$\zeta_{\text{эQ}} = B_c\bar{G}_{\text{охл}}, \quad (185)$$

где $c_{\text{г}}'$ и $c_1$ — приведенные скорости основного потока в месте расположения щели и за решеткой;

$\zeta_{\text{эк}} = \bar{G}_{\text{в}}\left(\frac{c_{\text{а}}}{c_1}\right)^2$ — коэффициент, учитывающий относительную кинетическую энергию выпускаемого воздуха;

$\zeta_{\text{эр}} = \bar{G}_{\text{в}}\frac{T_{\text{в}}^*}{T_{\text{г}}^*}\frac{1-\frac{\tau_1}{\tau_1'}}{1-\tau_1}$ — коэффициент, учитывающий относительную работу расширения воздуха при выпуске его до горлового сечения;

$\tau_1' = \left(\frac{p'}{p_0^*}\right)^{\frac{\kappa_{\text{г}}-1}{\kappa_{\text{г}}}}$ — газодинамическая функция основного потока в зоне расположения щели.

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

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

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

$$\zeta_{\text{эохл.ос.з}} = 2\bar{G}_{\text{в}}(1-\bar{c}_{\text{в}u}\cos^2\alpha_1 - \bar{c}_{\text{в}a}\sin^2\alpha_1), \quad (187)$$

где $c_{\text{в}u}$ и $c_{\text{в}a}$ — окружная и осевая составляющие скорости воздуха, попадающего в осевой зазор, т. е.

$$c_{\text{в}u} = \left.\frac{c_{\text{а}u}}{c_{1u}}\right|_{\text{вт}}; \quad (188)$$

$$\overline{c}_{ва} = \left.\frac{c_{ва}}{c_{1а}}\right|_{вт}. \quad (189)$$

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 $c_{ва} > 0$.

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.

$$\zeta_{см} = \overline{G}_в \left(1 - \overline{w}_в\right)^2; \quad (190)$$

$$\zeta_Q = B\overline{G}_в; \quad (191)$$

$$\zeta_в = \overline{G}_в \overline{w}_в^2, \quad (192)$$

где $\overline{w}_в = \dfrac{w_в}{w_2}$ — относительная скорость выпуска воздуха из рабочих лопаток;

$$B = \frac{C_{pв}}{C_{pг}} \frac{T_в^* - T_{в0}^*}{T_{1w}^*} \frac{1}{1 + \tau(\lambda_{2w})} \left[1 - \frac{u_2}{2C_{pг}\left(T_в^* - T_{в0}^*\right)}\right], \quad (193)$$

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

$\tau\left(\lambda_{2w}\right)$ — 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 $\overline{w}_в = 0{,}4 - 0{,}55$, что объясняется большими располагаемыми перепадами давления по тракту охлаждающего воздуха по сравнению с сопловым аппаратом. Условно это же значение $\overline{w}_в$ 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

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

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

УДК 658.513.5:006.354 ОКС 03.100.01

Ключевые слова: двигатели газотурбинные, методика, расчет характеристик, турбина

**БЗ 11—2020**

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

Сдано в набор 30.09.2020. Подписано в печать 08.10.2020. Формат 60 × 84 1/8. 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.
gost.e-ecolog.ru gost.e-ecolog.ru

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

gost.e-ecolog.ru