

В.М. Кофман

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ТУРБИНЫ ГТД ПО ПАРАМЕТРАМ НЕРАВНОМЕРНЫХ ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ

С помощью программы осреднения параметров неравномерных газовых потоков выполнена обработка результатов испытаний турбины при ее работе в системе ГТД. Установлен наиболее обоснованный способ осреднения параметров неравномерных газовых потоков. Рассчитаны первичный и эффективный КПД турбины. Выполнена оценка погрешностей расчета КПД турбины, возникающих при использовании различных способов осреднения. *ГТД; турбина; неравномерный газовый поток; интегральные характеристики потока; способы осреднения; средние параметры; КПД турбины*

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Газодинамическое совершенство турбины ГТД определяется ее КПД, от величины которого зависит топливная экономичность двигателя.

Особенностью охлаждаемых турбин современных ГТД является высокая удельная работа, получаемая в одной ступени (до 400...450 кДж/кг), трансзвуковые и сверхзвуковые приведенные скорости на выходе из сопловых и рабочих лопаток ($\lambda_{с1 ад} = 1,1...1,4$, $\lambda_{w1 ад} = 0,9...1,2$) [1]. В сечении на входе в турбину имеет место высокий уровень температуры торможения газа (1800...1900 К) и высокая неравномерность температуры торможения газового потока, генерируемая камерой сгорания ГТД.

Для обеспечения прочности деталей турбины применяется открытое воздушное охлаждение ее лопаток, что приводит (из-за необходимости размещения в лопатках охлаждающих каналов) к утолщению профилей лопаток и их входных и выходных кромок. Утолщение охлаждаемых лопаток, выпуск охлаждающего воздуха в проточную часть турбины, высокий уровень скоростей потока приводят к увеличению профильных, волновых, кромочных потерь и появлению дополнительных потерь при смешении охлаждающего воздуха с газом [1, 2]. Как следствие, в проточной части турбины и в сечении на выходе из турбины увеличивается неравномерность поля скоростей и изменяется неравномерность температуры торможения газового потока.

В целом, увеличение гидравлических потерь в охлаждаемых высокоперепадных турбинах современных ГТД приводит к снижению КПД турбин и снижению топливной экономичности

двигателя. Поэтому одной из важных задач, направленной на повышение эффективности работы современного ГТД, является задача повышения КПД охлаждаемых турбин.

Необходимость повышения газодинамической эффективности турбин ГТД требует наряду с применением методов расчета пространственного течения вязкого сжимаемого газа в турбинах [3], увеличения объема экспериментальных исследований турбин при их автономных испытаниях на турбинных стендах и в системе ГТД. По результатам этих испытаний может быть проверена достоверность метода газодинамического расчета турбины, определена достигнутая величина КПД турбины и его изменение при введении в конструкцию турбины различных усовершенствований.

Газодинамическая эффективность турбины в системе ГТД может характеризоваться, согласно [1, 4], величиной так называемого первичного [1] (или увязочного [4]) КПД по параметрам заторможенного потока, который зависит от газодинамического совершенства проточной части турбины

$$\eta_{г}^* = \frac{N_{г}}{G_{г} H_{г.ад}^*} = \frac{N_{г}}{G_{г} \frac{k_{г}}{k_{г}-1} R_{г} T_{г}^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{г}^* \frac{k_{г}-1}{k_{г}}} \right)}, \quad (1)$$

где $N_{г}$ – мощность турбины, $G_{г}$ – расход газа на входе в турбину, $H_{г.ад}^*$ – адиабатическая работа расширения газа в турбине

$$H_{г.ад}^* = \frac{k_{г}}{k_{г}-1} R_{г} T_{г}^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{г}^* \frac{k_{г}-1}{k_{г}}} \right), \quad (2)$$

k_r – показатель адиабаты для газа, T_r^* – температура торможения осредненного потока газа на входе в турбину, $\pi_r^* = p_r^*/p_t^*$ – степень понижения давления газа в турбине, p_r^* и p_t^* – полные давления осредненных потоков газа в сечениях на входе и выходе из турбины.

Газодинамическая эффективность охлаждаемой турбины, согласно [1, 4], характеризуется величиной эффективного [1] (или термодинамического [4]) КПД по параметрам заторможенного потока, зависящего как от газодинамического совершенства проточной части турбины, так и от геометрических и газодинамических параметров системы охлаждения и ее гидравлического сопротивления [1, 4]

$$\eta_{т.эф}^* = \frac{N_T}{G_r H_{г.ад}^* + \sum_i G_{в.и} H_{в.ад.и}^*}, \quad (3)$$

где

$$H_{в.ад.и}^* = \frac{k_b}{k_b - 1} R_b T_{к.и}^* \left[1 - \left(\frac{p_t^*}{p_{к.и}^*} \right)^{\frac{k_b - 1}{k_b}} \right], \quad (4)$$

$H_{в.ад.и}^*$ – адиабатическая работа охлаждающего воздуха при его расширении от давления $p_{к.и}^*$ и температуры $T_{к.и}^*$ в месте отбора до полного давления газа p_t^* в сечении за турбиной, $G_{в.и}$ – расход охлаждающего воздуха, подводимого к лопаткам турбины, k_b – показатель адиабаты для воздуха.

Расчет КПД турбины по результатам ее испытаний выполняется по величинам измеренных частоты вращения, крутящего момента и величинам средних параметров T_r^* , p_r^* и p_t^* , полученным при обработке неравномерных газовых потоков на входе и выходе из турбины. В практике двигателестроения при обработке результатов испытаний турбин используются различные способы осреднения параметров неравномерных газовых потоков (по площади, по массовому расходу и другие) [5, 6]. Как известно, при использовании различных способов осреднения неравномерных газовых потоков характеристики одного и того же режима движения газа могут отличаться на несколько процентов [5, 6]. Соответственно при этом могут отличаться и величины КПД турбины, рассчитанные по средним параметрам, полученным с применением различных способов осреднения.

Учитывая это обстоятельство, для повышения точности расчета КПД турбин по результатам их испытаний на турбинных стендах и в системе ГТД, целесообразно установление наиболее обоснованного способа осреднения неравномерных газовых потоков, проведение расчетной оценки КПД турбины при использовании этого способа и оценки погрешностей расчета КПД турбины, возникающих при использовании других, применяемых в практике, способов осреднения.

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для расчета величины КПД турбины по параметрам неравномерных газовых потоков была выполнена обработка результатов испытаний выполненного ГТД «Б», имеющего осевую реактивную турбину. Исследуемая турбина на максимальном режиме работы ГТД имеет степень понижения давления газа $\pi_r^* = 1,9$, степень реактивности на среднем диаметре $\rho = 0,37$. Сопловые и рабочие лопатки турбины имеют конвективные системы охлаждения, реализованные путем установки во внутренних полостях лопаток дефлекторов. Суммарный расход на охлаждение сопловых, рабочих лопаток и корпуса (с учетом выпуска охлаждающего воздуха в осевой зазор между сопловым аппаратом и рабочим колесом 0,3 %) составляет 6 %.

В процессе испытаний ГТД «Б» сечении за турбиной производилось измерение полей температур торможения, полей полного и статического давлений газового потока (назовем его условно поток «Т»), с помощью специального технологического диффузора с вращающейся турелью, на которой были установлены приемники температур, полного и статического давлений. Схема технологического диффузора приведена на рис. 1.

Результаты измерения температуры торможения газа в сечении за турбиной на одном из радиусов ($R_i = R_3$) и при одном из угловых положений гребенки с приемниками температуры ($\varphi = 17$ градусов) приведены на рис. 2 и 3.

Характер изменения температуры газа в окружном направлении на других радиусах и в радиальном направлении при других величинах угла φ установки турели технологического диффузора примерно аналогичен характеру изменения температуры, показанному на рис. 2 и 3. Погрешность измерения температуры газа не превышала $\pm 0,5$ % от верхнего предела измеряемой величины.

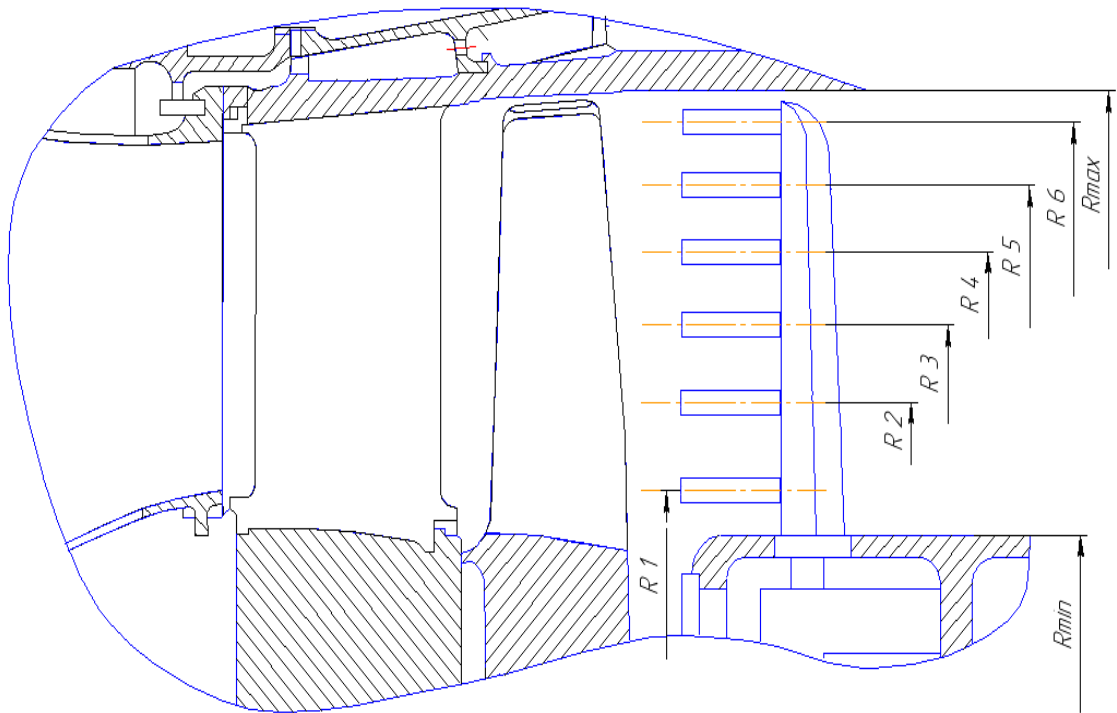


Рис. 1. Схема технологического диффузора для измерения полей параметров газа в сечении на выходе из турбины

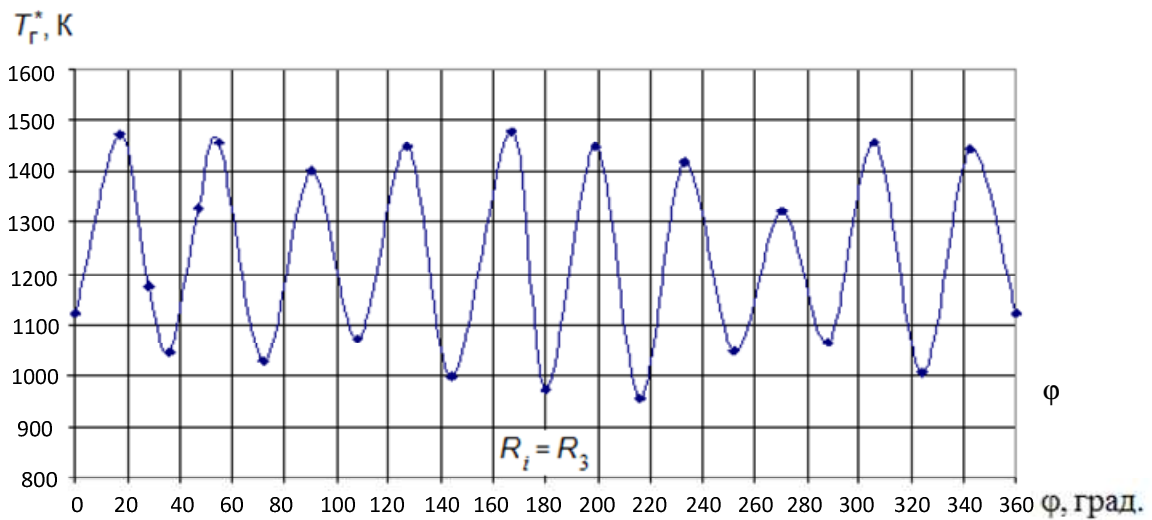


Рис. 2. Результаты измерения температуры торможения газа за турбиной в окружном направлении на радиусе $R_i = R_3$

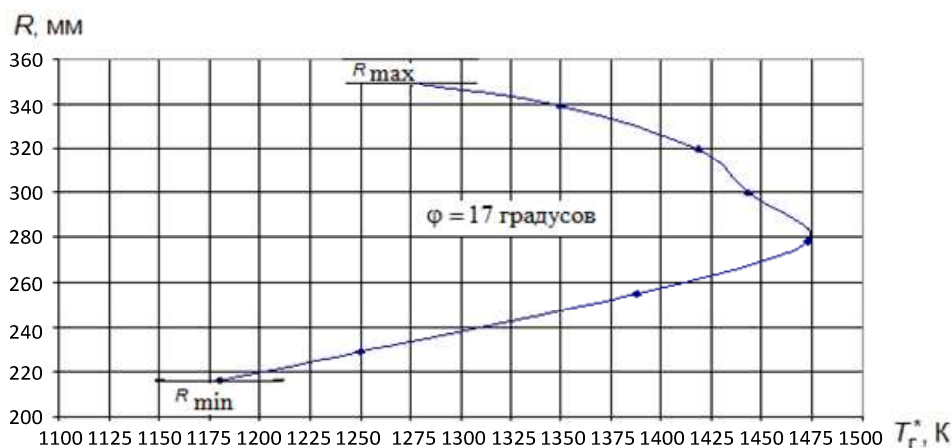


Рис. 3. Результаты измерения температуры торможения газа за турбиной в радиальном направлении при угловом положении приемников температуры $\varphi = 17$ градусов

Результаты измерения полного давления в сечении за турбиной приведены на рис. 4. Погрешность измерения давлений газа не превышала $\pm 0,5\%$ от верхнего предела измеряемой величины.

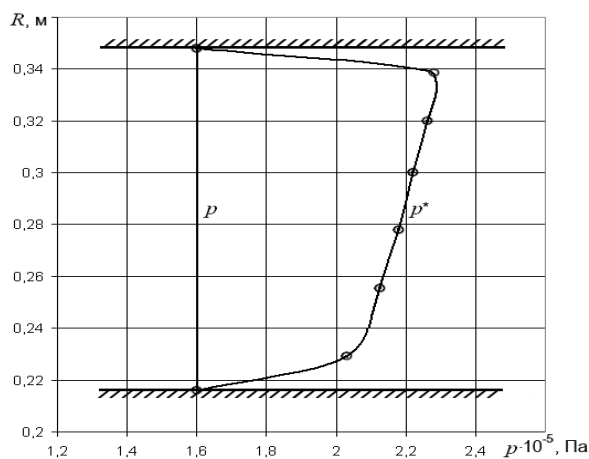


Рис. 4. Результаты измерения статического и полного давлений газа за турбиной ГТД «Б»

В процессе испытаний в сечении за турбиной измерялся угол закрутки потока газа в окружном направлении с помощью специальных приемников полного давления. По результатам измерений получено, что угол закрутки потока газа переменен по высоте канала и составляет в периферийном сечении 7 градусов (по направлению вращения ротора), в корневом сечении – 13 градусов (против направления вращения).

Газовый поток в сечении на выходе из турбины (назовем его условно поток «Т») имел высокую приведенную осевую скорость ($\lambda_c = 0,654$) и высокую температурную

неравномерность характеризуемую коэффициентами $T_{g,max}^*/T_{g,min}^* = 1,755$, $K_T = 53\%$, где

$$K_T = \frac{T_{g,max}^* - T_{g,min}^*}{T_{g,cp}^*} 100\%$$

Приведенная скорость газа была определена по величине среднемассовой скорости и величине средней температуры торможения, рассчитанной из уравнения потока полного теплосодержания. Величина коэффициента поля скоростей, характеризующего неравномерность поля скоростей, составляла $\tau_r = 1,108$. Число Рейнольдса в сечении за турбиной равно $Re = 1,162 \cdot 10^6$.

Температурное поле газа на выходе из камеры сгорания (на входе в турбину) ГТД «Б» было получено по результатам перерасчета измеренного температурного поля газа на выходе из турбины этого ГТД. При перерасчете температурного поля газа от сечения за турбиной к сечению на выходе из камеры сгорания (на входе в турбину) неравномерность температурного поля увеличивалась с помощью введения поправочных коэффициентов. При этом качественный характер эпюры температуры газа на входе в турбину был сохранен таким же, как и на выходе из турбины. Смещение зон максимальных и минимальных температур в окружном направлении при прохождении газа через колесо турбины при расчетах не учитывалось, так как это смещение (то есть принимаемое за точку отсчета значение угла $\varphi = 0$ градусов) не оказывает влияния на результаты осреднения. Полученные в результате пересчета температурные поля газа в сечении на выходе из камеры сгорания (на входе в турбину) на одном из радиусов и при одном из углов приведены на рис. 5 и 6.

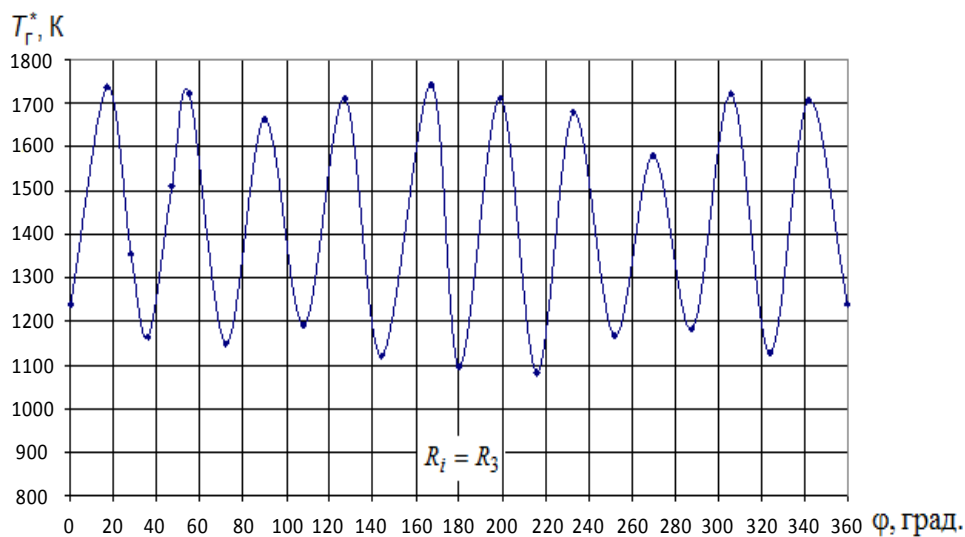


Рис. 5. Результаты расчета температуры газа на выходе из камеры сгорания в окружном направлении на радиусе $R_i = R_3$

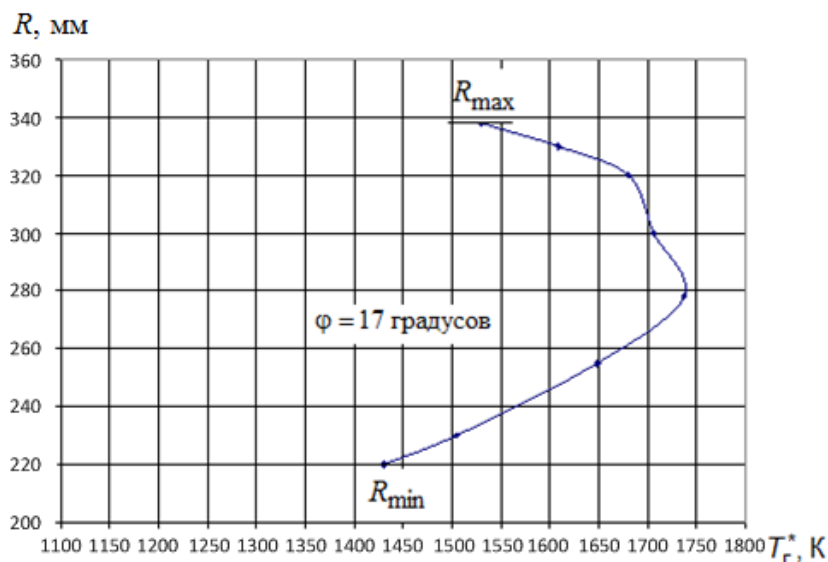


Рис. 6. Результаты расчета температуры газа на выходе из камеры сгорания в радиальном направлении при угловом положении приемников температуры $\varphi = 17$ градусов

Для оценки погрешности перерасчета температурного поля газа от сечения на выходе из турбины к сечению на ее входе определялись полученные при расчете величины коэффициентов максимальной и минимальной неравномерности температурного поля газа в сечении на входе в турбину (на выходе из камеры сгорания)

$$\Theta_{\max i} = \frac{T_{\Gamma \max i}^* - T_{\kappa}^*}{T_{\Gamma \text{cp}}^* - T_{\kappa}^*}, \quad \Theta_{\min i} = \frac{T_{\Gamma \min i}^* - T_{\kappa}^*}{T_{\Gamma \text{cp}}^* - T_{\kappa}^*}.$$

Сравнение полученных расчетных значений коэффициентов неравномерности с коэффици-

ентами неравномерности, полученными экспериментально при горячих продувках полноразмерной камеры сгорания ГТД «Б» на камерном стенде, показало их удовлетворительную сходимость (рис. 7).

Для выполнения осреднения параметров потока газа на выходе из камеры сгорания использовалась эпюра полного давления в этом сечении, полученная на основе известной (по результатам расчета с помощью математической модели ГТД «Б») величины среднего полного давления на выходе из камеры сгорания.

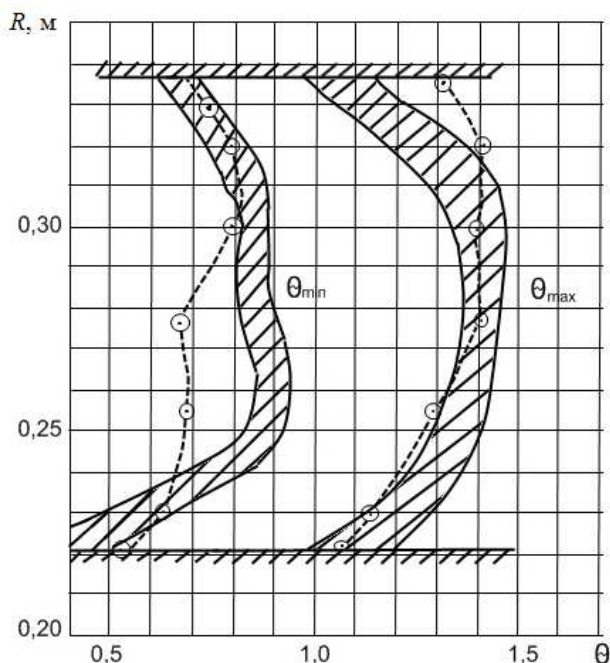




Рис. 7. Результаты сравнения расчетных коэффициентов неравномерности температурного поля газа на выходе из камеры сгорания с экспериментальными данными,  – эксперимент,  – расчет

Изменение скорости газа на выходе из жаровой трубы в ее пристеночных зонах принято в соответствии с зависимостью

$$W = W_0 \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1/n},$$

где W_0 – скорость воздуха на оси канала, δ – толщина пограничного слоя, y – расстояние от стенки канала, n – показатель полноты профиля скорости ($n \approx 7$).

Статическое давление газа в сечении на выходе из камеры сгорания рассчитывалось с помощью математической модели ГТД «Б», идентифицированной по результатам стендовых испытаний, и при проведении численных расчетов по осреднению параметров принималось постоянным. Эпюра полного давления на выходе из камеры сгорания, принятая для проведения расчетов, показана на рис. 8.

Газовый поток в сечении на выходе из камеры сгорания ГТД «Б» (назовем его условно поток «ТКС») имел коэффициент поля $\tau_r = 1,096$, приведенную среднemasсовую скорость $\lambda_c = 0,331$, $Re = 1,07 \cdot 10^6$, коэффициенты неравномерности температуры $T_{r \max}^* / T_{r \min}^* = 1,8$, $K_T = 56,4 \%$.

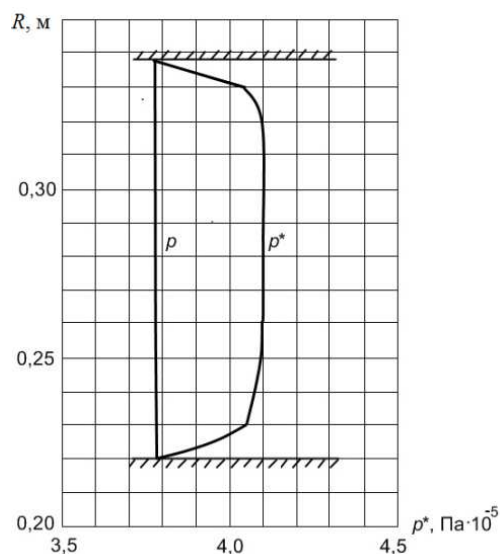


Рис. 8. Эпюра полного давления на выходе из камеры сгорания

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Для осреднения параметров газового потока в сечениях на входе и выходе из турбины были использованы алгоритмы осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков и программа, описанные в [8, 9].

Одним из допущений, принятых в алгоритмах и программе [8, 9] при обработке неравномерных воздушных и газовых потоков на входе и выходе из узлов ГТД, является одномерная аппроксимация течения элементарной газовой струйки и соответствующая форма записи уравнений интегральных потока. Принимаемое допущение, как правило характеристик, оправдано и соответствует реальным условиям работы узлов ГТД, так как оно применяется для выбираемых экспериментатором таких сечений проточной части ГТД, в которых закрутка потока в окружном направлении и угол скоса вектора скорости потока к оси канала малы [10].

Разработанные алгоритмы и программа позволяют осуществлять осреднение параметров неравномерных воздушных и газовых потоков в цилиндрических и кольцевых каналах по 12 способам. К ним относятся: осреднение по площади, по массовому расходу, с сохранением в каноническом осредненном потоке, как и в действительном неравномерном, величин трех интегральных характеристик потока: G, I, S ; G, I, Φ ; G, I^*, S ; G, I^*, Φ ; G, Φ, S ; Φ, S, I ; E, G, I ; E, G, Φ ; E, G, S ; G, I^*, E , где G – массовый расход, Φ – поток полного импульса, E – поток кинетической энергии, I^* – поток полного теплосодержания, I – поток теплосодержания, S – поток

энтропии. (В приведенном ниже тексте и таблицах способы осреднения условно обозначены буквами латинского алфавита).

Учет теплофизических свойств газа в программе осуществляется на уровне элементарных струек в области предполагаемой установки датчиков давления и температуры согласно [11]. При расчетах предполагается, что коэффициенты избытка воздуха в элементарных струйках в заданном сечении имеют одинаковое значение. Интегральные характеристики действительного неравномерного потока воздуха и газа (G, I^*, S, Φ, E) рассчитываются по формулам

$$G = \iint_D \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi,$$

$$I = \iint_D c_p(T) T(r, \varphi) \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi,$$

$$I^* = \iint_D c_p(T^*) T^*(r, \varphi) \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi,$$

$$\Phi = \iint_D (p(r, \varphi) + \rho(r, \varphi) W^2(r, \varphi)) r dr d\varphi,$$

$$S = R_\Gamma \iint_S \ln \left[\frac{T(r, \varphi)^{\frac{k(r, \varphi)}{k(r, \varphi)-1}}}{p(r, \varphi)} \right] \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi,$$

$$E = \iint_D \frac{1}{2} \rho(r, \varphi) W^3(r, \varphi) r dr d\varphi.$$

Кроме интегральных характеристик неравномерного потока в программе рассчитываются величина среднemasсовой скорости потока

$$c = \frac{\iint_D \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi}{\iint_D \rho(r, \varphi) r dr d\varphi}$$

и величина коэффициента поля τ_r [7], характеризующего степень неравномерности поля скоростей в потоке,

$$\tau_r = \iint_D \rho(r, \varphi) r dr d\varphi \frac{\iint_D \rho(r, \varphi) W^2(r, \varphi) r dr d\varphi}{\left[\iint_D \rho(r, \varphi) W(r, \varphi) r dr d\varphi \right]^2},$$

где $D = \{(R, \varphi) \mid R_1 \leq R \leq R_N, \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_N\}$ – область на плоскости в полярной системе координат; $\bar{R} = (R_1, R_2, \dots, R_N)$, $\bar{\varphi} = (\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_M)$ – массивы радиусов и углов, на которых осуществляется измерение параметров p_i, p_i^*, T_i^* в элементарных струйках; ρ, W – плотность и скорость воздуха, газа; r, φ – переменные интегрирования (радиус и угол).

При осреднении параметров неравномерных потоков по площади и по массовому расходу расчет средних давлений и температуры торможения осуществляется с помощью известных интегральных соотношений. Средняя статическая температура при этих способах (при известных величинах средних полного и статического давлений и средней температуре торможения) рассчитывается согласно [11] из уравнения

$$\exp \left(\frac{1}{R} \int_T^{T^*} c_p(T) \frac{dT}{T} \right) = \frac{p^*}{p}, \quad (5)$$

полученного при совместном решении 1-го закона термодинамики, уравнения энтропии и уравнения состояния идеального газа для случая изэнтропического процесса торможения.

При осреднении параметров по способам с сохранением в каноническом осредненном потоке, как и в действительном неравномерном, идентичными трех из шести перечисленных выше интегральных характеристик, в каждом случае (способе осреднения) решается система соответствующих трех из следующих шести уравнений

$$G = \bar{W} F \frac{\bar{p}}{R_\Gamma \bar{T}} = \frac{m \bar{p} q(\bar{\lambda}) F}{\sqrt{\bar{T}^*}},$$

$$I = G c_p(\bar{T}) \bar{T}, \quad I^* = G c_p(\bar{T}^*) \bar{T}^*,$$

$$S = R_\Gamma G \ln \left[\frac{\bar{T}^{\frac{k}{k-1}}}{\bar{p}} \right] = R_\Gamma G \ln \left[\frac{\bar{T}^{\frac{k}{k-1}}}{\bar{p}^*} \right],$$

$$\Phi = G \bar{W} + \bar{p} F = \frac{k+1}{2k} G a_{кр,z}(\bar{\lambda}), \quad E = \frac{G}{2} \bar{W}^2$$

и определяются для этого способа осреднения соответствующие средние параметры $\bar{p}, \bar{T}, \bar{W}$ или $\bar{p}^*, \bar{T}^*, \bar{\lambda}$. Далее из трех оставшихся уравнений определяются интегральные характеристики канонического осредненного потока, величины которых при данном способе осреднения могут не сохраняться равными величинам интегральных характеристик неравномерного действительного потока. Исключением является способ осреднения с сохранением Φ, S, I , где из-за наличия в трех уравнениях четырех неизвестных предполагается, что величина расхода G известна. Результаты, полученные при этом способе осреднения, рассматриваются для сведения.

ВЫБОР ОБОСНОВАННОГО СПОСОБА ОСРЕДНЕНИЯ

Важным вопросом при расчете КПД турбины по параметрам газовых потоков, имеющих динамическую и температурную неоднородность, является выбор из различных способов осреднения параметров потоков наиболее обоснованного способа. За критерий правильности выбора способа осреднения принято равенство величин интегральных характеристик и статического давления канонического равномерного осредненного потока величинам соответствующих параметров действительного неравномерного потока.

С целью установления наиболее обоснованного способа осреднения выполнено расчетное исследование, результаты которого приведены в [12].

В [12] приведены результаты осреднения параметров неравномерного газового потока на выходе из турбины ГТД «Б» (поток «Т»), полученные с помощью программы [9] по 12 вышеуказанным способам осреднения. Кроме этого, в [12] с целью оценки влияния температурной неравномерности газового потока на результаты осреднения его параметров было также выполнено осреднение газового потока «Т0», который по сравнению с потоком «Т», при прочих равных условиях, имел равномерное поле температуры торможения ($K_T = 0 \%$, $T_{r \max}^* / T_{r \min}^* = 1,0$). Величина температуры торможения в потоке «Т0» была принята равной средней температуре торможения, рассчитанной из уравнения потока полного теплосодержания потока «Т», имеющего температурную неравномерность.

Результаты осреднения газовых потоков «Т0» и «Т» показали [12], что свойства осредненного потока (величины его интегральных характеристик G , I^* , I , S , Φ , E) сохраняются такими же, как и в действительном потоке, только при способе осреднения по массовому расходу. При этом способе средние статическая температура и температура торможения равны величинам температур, рассчитанным из уравнений потоков теплосодержания I , I^* , а среднее статическое давление равно статическому давлению действительного потока.

При способе осреднения по площади [12], часто применяемом в практике обработки результатов испытаний ГТД и его узлов, отмечается погрешность расчета расхода газа (завышение расхода по отношению к действительному расходу) и погрешность расчета среднего

полного давления (занижение среднего полного давления по отношению к среднему полному давлению при осреднении по массовому расходу). Величины указанных погрешностей при способе осреднения по площади в случае появления в потоке температурной неравномерности изменяются незначительно, а при увеличении приведенной скорости потока λ_c и коэффициента поля τ_r — возрастают.

Результаты осреднения газовых потоков «Т0» и «Т» также показали [12], что при всех способах осреднения, в которых обеспечивается сохранение в осредненном потоке трех из шести интегральных характеристик действительного потока (G , I^* , I , S , Φ , E), свойства осредненного потока по сравнению со свойствами действительного потока сохраняются лишь частично. При всех этих способах, (в зависимости от сочетания сохраняемых интегральных характеристик), возникают погрешности расчета средних статической или температуры торможения, средних статического или полного давлений, средних скоростей по отношению к соответствующим параметрам при способе осреднения по массовому расходу. При этом величины погрешностей расчета интегральных характеристик осредненного потока, средних давлений, температур и скоростей возрастают при увеличении приведенной скорости потока λ_c и коэффициента поля τ_r .

Сравнение, при прочих равных условиях, величин интегральных характеристик действительных неравномерных в потоках «Т0» и «Т» показало, что при появлении в потоке «Т» неравномерности температуры торможения величины интегральных характеристик действительного потока изменяются. Например, расход газа в потоке «Т» по сравнению с потоком «Т0» увеличился на $\delta G = 0,286 \%$, что качественно и примерно количественно согласуется с приближенными аналитическими оценками, полученными в [13]. Величина потока энтропии в потоке «Т» по сравнению с потоком «Т0» уменьшилась на $\delta S = -0,245 \%$.

К числу параметров, которые используются при расчете по результатам испытаний турбины ее КПД, относятся средние полные давления газового потока в сечениях на входе и выходе из турбины.

Как указывается в [5, 6], способ осреднения неравномерных воздушных и газовых потоков с сохранением G , I^* , S является наиболее обоснованным и «позволяет правильно определить по осредненным параметрам величину энергии,

сообщаемой единице массы газа, величину необратимых потерь между двумя сечениями канала и расход газа через канал».

Как показывают расчеты, вышеуказанное положение справедливо лишь при отсутствии [14] или малой температурной неравномерности потока (T_{\max}^*/T_{\min}^* не более 1,066...1,088) [15, 16, 17]. В этом случае (при правильном расчете по способу с сохранением G, I^*, S средних температуры торможения и полного давления) имеют место погрешности расчета средних статических давления и температуры, средней скорости канонического потока, и погрешности расчета интегральных характеристик осредненного потока (I, Φ, E).

В случае же наличия в потоке высокой температурной неравномерности при использовании способа осреднения с сохранением G, I^*, S возникают ограничения, обусловленные тем, что величина среднего полного давления, рассчитанная с использованием этого способа, имеет значительную погрешность и может превышать величину максимального полного давления действительного потока [18, 19].

Возникающая погрешность расчета величины среднего полного давления обусловлена тем, что при появлении (при прочих равных условиях) в газовом потоке температурной неравномерности величина интегральной удельной энтропии этого потока s пропорциональная величине

$$\frac{1}{G} \int \ln T^{*\frac{k}{k-1}} dG$$

формально [18] при выполнении операции интегрирования и замене интеграла суммами, всегда меньше удельной энтропии потока, в котором отсутствует температурная неравномерность, т. е. имеет место неравенство

$$\frac{1}{G} \int \ln T^{*\frac{k}{k-1}} dG < \ln T_{\text{cp}}^{*\frac{k}{k-1}},$$

где T_{cp}^* – средняя температура торможения, рассчитанная при осреднении по массовому расходу или по способу с сохранением G, I^*, S

$$T_{\text{cp}}^* = \frac{1}{G} \int T^* dG = T_G^* = T_{GI^*S}^*.$$

Таким образом, предположение о сохранении в осредненном потоке величины энтропии такой же, как и интегральная величина энтропии в действительном неравномерном по тем-

пературе торможения потоке, всегда приводит (из-за формального уменьшения в неравномерном по температуре потоке величины удельной энтропии) к погрешности расчета (завышению) полного давления осредненного потока.

Для анализа и оценки влияния изменения массового расхода газа и потока энтропии на величину среднего полного давления, получаемого с помощью способа с сохранением G, I^*, S , запишем уравнение потока энтропии, (с помощью которого рассчитывается полное давление), в малых отклонениях [20]

$$\frac{-s^*}{p} = \frac{\left(\frac{T^*}{T}\right)^{\frac{k}{k-1}}}{y}, \quad \delta p^* = \delta(T^{*\frac{k}{k-1}}) - \delta y,$$

где

$$y = \exp\left(\frac{S}{RG}\right).$$

Как следует из полученного в малых отклонениях уравнения, некоторое увеличение расхода газа и уменьшение потока энтропии в неравномерном по температуре потоке газа приводит к относительному уменьшению параметра y и, соответственно, к относительному увеличению среднего полного давления в способе осреднения с сохранением G, I^*, S .

В потоке «Т», который имеет температурную неравномерность, по сравнению с потоком «Т0», из-за увеличения в потоке «Т» расхода газа ($\delta G = 0,286\%$) и уменьшения потока энтропии ($\delta S = -0,245\%$), происходит уменьшение параметра y на величину $\delta y = -11,5\%$ [12].

Уменьшение параметра y приводит к увеличению среднего полного давления в потоке «Т», по сравнению с потоком «Т0», на $\delta p^* = 11,5\%$. При этом величина среднего полного давления в осредненном потоке «Т», полученная при способе с сохранением G, I^*, S , превышает максимальное полное давление в действительных потоках на 6,5% [12].

Таким образом, появление в потоке газа «Т» температурной неравномерности приводит, по сравнению с равномерным по температуре потоком «Т0», при способе осреднения с сохранением G, I^*, S , к появлению существенной погрешности расчета среднего полного давления.

Как показали расчеты по осреднению параметров равномерного по температуре торможения газового потока «Т0» и потока «Т» неравномерного по температуре торможения, при способе осреднения по массовому расходу

среднее полное давление при появлении в потоке температурной неравномерности, при прочих равных условиях, не изменяется. При этом среднее полное давление при осреднении по массовому расходу сохраняется равным среднему полному давлению в потоке с постоянной температурой торможения при его осреднении по способу с сохранением G, I^*, S , т. е.

$$p_G^* (\text{при } T^* = \text{var}) = p_G^* (\text{при } T^* = \text{const}) = p_{GI^*S}^* (\text{при } T^* = \text{const}).$$

Исходя из всего вышеуказанного, способ осреднения неравномерных газовых потоков по массовому расходу является наиболее физически обоснованным при расчете средних температуры торможения и полного давления в сечениях на входе и выходе из турбины и, соответственно, при расчете по этим параметрам величин КПД и других показателей, характеризующих эффективность работы турбины ГТД.

РАСЧЕТ КПД ТУРБИНЫ ПО ПАРАМЕТРАМ НЕРАВНОМЕРНЫХ ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ

По полученным (при осреднении по различным способам) величинам средних полных давлений на входе и выходе из турбины и величинам средних температур торможения на входе в турбину ГТД «Б» выполнен расчет ее первичного КПД турбины по формулам

$$\eta_T^* = \frac{N_T}{G_{\text{кв}} L_{\text{т.ад}}}, \quad (6)$$

$$L_{\text{т.ад}} = \Delta i_{\text{кв}}^* - \Delta i_{\text{т.ад}}^*, \quad (7)$$

где

$$N_T = M_{\text{кр}} \omega, \quad \Delta i_{\text{т.ад}}^* = \int_{T_0}^{T_{\text{т.ад}}^*} C_p(T) dT,$$

$$\Delta i_{\text{кв}}^* = \int_{T_0}^{T_{\text{кв}}^*} C_p(T) dT,$$

$\Delta i_{\text{кв}}^*$, $\Delta i_{\text{т.ад}}^*$ – приращение энтальпии газа от начальной (заданной) температуры $T_0 = 293,15$ К до соответствующей температуры ($T_{\text{кв}}^*$ или $T_{\text{т.ад}}^*$).

Величина адиабатической температуры газа в сечении за турбиной $T_{\text{т.ад}}^*$, при известных $p_{\text{кв}}^*$, $p_{\text{т}}^*$ и $T_{\text{кв}}^*$, рассчитывалась с помощью уравнения вида (5) [11] для изэнтропического расширения газа от давления $p_{\text{кв}}^*$ до давления $p_{\text{т}}^*$

$$\exp \left(\frac{1}{R} \int_{T_{\text{т.ад}}^*}^{T_{\text{кв}}^*} C_p(T) \frac{dT}{T} \right) = \frac{p_{\text{кв}}^*}{p_{\text{т}}^*}.$$

Величина эффективного КПД турбины рассчитывалась по формулам

$$\eta_T^* = \frac{N_T}{G_{\text{кв}} L_{\text{т.ад}} + \sum_i G_{\text{охл.в.и}} L_{\text{в.ад.и}}}, \quad (8)$$

$$L_{\text{в.ад}} = \Delta i_{\text{кв}}^* - \Delta i_{\text{к-т.ад}}^*, \quad (9)$$

где

$$\Delta i_{\text{к-т.ад}}^* = \int_{T_0}^{T_{\text{к-т.ад}}^*} C_p(T) dT, \quad \Delta i_{\text{кв}}^* = \int_{T_0}^{T_{\text{кв}}^*} C_p(T) dT,$$

$\Delta i_{\text{к-т.ад}}^*$ – приращение энтальпии воздуха от начальной (заданной) температуры $T_0 = 293,15$ К до температуры $T_{\text{к-т.ад}}^*$. Величина адиабатической температуры охлаждающего воздуха $T_{\text{к-т.ад}}^*$ после его изэнтропического расширения от давления $p_{\text{к}}^*$ в месте отбора до давления $p_{\text{т}}^*$, при известном $T_{\text{к}}^*$, рассчитывалась с помощью уравнения вида (5) для изэнтропического расширения газа от давления $p_{\text{к}}^*$ до давления $p_{\text{т}}^*$.

Выбор для расчета КПД турбины формул (6)...(9) вместо формул (1)...(4) обусловлен необходимостью более точного учета при этом расчете зависимости изменения теплофизических свойств рабочего тела (удельной теплоемкости, газовой постоянной) от температуры и состава смеси воздуха и газа [11]. Мощность турбины на режиме работы, на котором производилось измерение параметров в сечении за турбиной, рассчитывалась с помощью ММ ГТД «Б» идентифицированной по результатам испытаний этого двигателя. Результаты расчета величин КПД, а также полных давлений на входе и выходе из турбины, температур торможения на входе, степени расширения газа, полученных при использовании различных способов осреднения параметров неравномерных газовых потоков приведены в таблице.

Для сравнения величин КПД и других параметров турбины, полученные с использованием различных способов осреднения, результаты расчета приведены в таблице в относительном виде. Отнесение параметров, полученных при различных способах осреднения, производилось к величинам соответствующих параметров, полученным при способе осреднения по массовому расходу.

Результаты расчета первичного и эффективного КПД турбины ГТД «Б»

Поток «ТКС» на входе в турбину – $\tau_r = 1,096$, $\lambda_c = 0,331$, $T_{r \max}^*/T_{r \min}^* = 1,8$.

Поток «Т» на выходе из турбины – $\tau_r = 1,108$, $\lambda_c = 0,654$, $T_{r \max}^*/T_{r \min}^* = 1,755$

	$\frac{P_{r i}^*}{P_{r G}^*}$	$\frac{P_{T i}^*}{P_{T G}^*}$	$\frac{\pi_{T i}^*}{\pi_{T G}^*}$	$\frac{T_{r i}^*}{T_{r G}^*}$	$\eta_{T i}^*$	$\frac{\eta_{T i}^*}{\eta_{T G}^*}$	$\delta\eta_T^* \%$	$\eta_{T \text{эф}}^*$	$\frac{\eta_{T \text{эф}}^*}{\eta_{T G \text{эф}}^*}$	$\delta\eta_{T \text{эф}}^* \%$
а) F $G_{rF} > G_{r \text{дейст.}}$	0,994	0,975	1,0187	1,0066	0,8133	0,9353	-6,47	0,7926	0,9362	-6,37
б) F $G_r = G_{r \text{дейст.}}$	0,994	0,975	1,0187	1,0066	0,8406	0,9667	-3,33	0,8186	0,9669	-3,307
в) F $G_r = G_{r \text{дейст.}}$ $T_r^* = T_{rG}^*$	0,994	0,975	1,0187	1,000	0,8463	0,9733	-2,67	0,8240	0,9733	-2,66
G	1	1	1	1	0,8695	1	0	0,8466	1	0
G, I, S	1,149	1,009	1,139	0,9939	0,7368	0,8473	-15,26	0,7205	0,851	-14,89
G, I, Φ	0,999	0,998	1,0005	0,9978	0,8708	1,00149	0,149	0,8477	1,00129	0,1299
Φ, S, I	1,104	0,9997	1,1048	0,9849	0,7719	0,8877	-11,22	0,7537	0,8902	-10,97
E, G, I	0,927	0,913	1,0149	1,000	0,8501	0,9776	-2,23	0,8259	0,9755	-2,44
E, G, Φ	0,994	0,972	1,022	1,0771	0,7808	0,8979	-10,2	0,7617	0,8997	-10,02
E, G, S	0,867	0,874	0,991	0,932	0,9455	1,0874	8,74	0,9144	1,0800	8,00
G, Φ, S	1,001	0,999	1,002	0,963	0,9009	1,0361	3,61	0,8763	1,0350	3,508
G, I^*, S	1,183	1,115	1,061	1,0005	0,8003	0,9204	-7,95	0,7834	0,9253	-7,465
G, I^*, Φ	0,996	0,990	1,006	1,0005	0,8608	0,9899	-1,00	0,8380	0,9898	-1,0158
G, I^*, E	0,928	0,9138	1,016	1,0005	0,8489	0,9763	-2,369	0,8248	0,9742	-2,57

В таблице также приведены действительные величины первичного ($\eta_{T i}^*$) и эффективного КПД ($\eta_{T \text{эф}}^*$) и их относительные отклонения (в процентах) от КПД, полученных при использовании способа осреднения по массовому расходу.

Расчет КПД турбины при способе осреднения параметров по площади выполнен для следующих вариантов:

а) когда при этом способе имеют место погрешности расчета расхода газа ($G_{rF} > G_{r \text{дейст.}}$, $\delta G = +3,36 \%$), погрешности расчета полного давления на входе и выходе из турбины (см. табл.), погрешности расчета температуры торможения ($\delta T_r^* = 0,66 \%$),

б) когда при этом способе расход газа равен расходу, полученному путем интегрирования по струйкам тока ($G_r = G_{r \text{дейст.}}$), но имеют место погрешности осреднения полного давления и температуры торможения,

в) когда при этом способе расход газа равен расходу, полученному путем интегрирования по струйкам тока ($G_r = G_{r \text{дейст.}}$), средняя температу-

ра торможения равна температуре осредненной по массовому расходу, но имеют место погрешности осреднения полного давления.

Из таблицы следует, что при осреднении параметров неравномерных газовых потоков на входе и выходе из турбины по массовому расходу величины первичного и эффективного КПД турбины ГТД «Б» равны соответственно 0,8695 и 0,8466. Следует отметить, что величина первичного КПД турбины ГТД «Б», полученная при идентификации математической модели этого ГТД по результатам его стендовых испытаний на режиме работы, на котором выполнялись измерения параметров газа за турбиной, составляет 0,875. Таким образом, отличие полученной при осреднении неравномерных газовых потоков величины первичного КПД от величины первичного КПД в идентифицированной математической модели ГТД «Б» составляет – 0,6 %.

Рассмотрение результатов расчета КПД турбины, полученных при 12 способах осреднения параметров неравномерных потоков на входе и выходе из турбины, показало, что при $G_r = G_{r \text{дейст.}} = \text{idem}$, практически при всех способах

осреднения, имеет место погрешность расчета величин первичного и эффективного КПД по сравнению с величинами КПД, полученными при осреднении по массовому расходу. Величина погрешности может достигать по абсолютной величине 1...15,5 %.

При осреднении по площади (вариант «а») величина первичного КПД, рассчитанного по параметрам осредненным по площади, меньше величины первичного КПД, рассчитанного при осреднении параметров потоков по массовому расходу, на 6,47 %.

При осреднении по площади (вариант «в»), (когда принято, что $G_r = G_{r \text{ действ}}$, а температура торможения газа на входе в турбину равна температуре, осредненной по массовому расходу) погрешность определения КПД турбины составляет (-2,67) %.

Следует отметить, что величина погрешности расчета КПД турбины, обусловленная погрешностью осреднения полных давлений и, как следствие, погрешностью расчета степени понижения давления газа в турбине, в случае увеличения степени понижения давления газа в турбине, например, с 1,9 до 5,0, уменьшается примерно в 2 раза [20].

Наименьшая погрешность расчета КПД имеет место при осреднении параметров по способу с сохранением G, I, Φ (0,14 %). Анализ результатов осреднения газовых потоков при различных величинах τ_r и λ_c показал, что при величинах коэффициента поля на входе и выходе из турбины $\tau_r = 1,09...1,11$ и при увеличении приведенной скорости газового потока от $\lambda_c \approx 0,35$ до $\lambda_c \approx 0,7$ полное давление, полученные при осреднении по способу с сохранением G, I, Φ , изменяются незначительно (не более 0,1 %). Величина полного давления осредненного по способу с сохранением G, I, Φ также незначительно изменяется при появлении в потоке значительной температурной неравномерности. Величина температуры торможения, полученная при осреднении по способу с сохранением G, I, Φ при $\tau_r = 1,09...1,11$ и при $\lambda_c \approx 0,35$ также незначительно отличается (не более -0,22 %) от температуры торможения газа, полученной при осреднении по массовому расходу. Однако, как показали расчеты, при $\tau_r = 1,09...1,11$ и при увеличении приведенной скорости потока до $\lambda_c \approx 0,65$, погрешность расчета средней температуры газового потока при способе осреднения с сохранением G, I, Φ возрастает до -2,08 %.

Поэтому при определении КПД турбины вентилятора ТРДД или КПД турбины низкого

давления ТРД, на входе в которые величина приведенной скорости может достигать $\lambda_c \approx 0,45...0,50$, осреднение параметров неравномерного потока по способу с сохранением G, I, Φ может приводить к погрешности расчета величины КПД до 1,0 %.

6. ВЫВОДЫ

1. Результаты расчетов по осреднению параметров неравномерных газовых потоков на входе и выходе из турбины ГТД, имеющих неравномерные поля скоростей и температур торможения ($\tau_r = 1,08...1,108$, $\lambda_c = 0,331... 0,668$, $T_{r \text{ max}}^*/T_{r \text{ min}}^* = 1,0...1,8$, $K_T = 0...56,4$ %) показали, что наиболее обоснованным способом осреднения неравномерных газовых потоков является способ осреднения по массовому расходу. При этом способе осреднения интегральные характеристики осредненного канонического потока и его среднее статическое давление равны интегральным характеристикам и статическому давлению действительного неравномерного потока, а средняя температура торможения и статическая температура осредненного потока равны температурам, полученным из соответствующих уравнений потоков теплосодержания. В связи с указанным, КПД турбины ГТД по параметрам неравномерных газовых потоков целесообразно определять по величинам средних параметров, полученным при использовании способа осреднения по массовому расходу.

2. Результаты осреднения параметров неравномерных потоков на входе и выходе из турбины ГТД и результаты расчета КПД турбины, полученные при использовании различных способов осреднения, показали, что при $G_r = \text{idem}$, при способах осреднения с сохранением $G, I, S; G, I, \Phi; G, I^*, S; G, I^*, \Phi; G, \Phi, S; E, G, I; E, G, \Phi; E, G, S; G, I^*, E$ и при способе осреднения по площади, по отношению к способу осреднения по массовому расходу, погрешность расчета КПД турбины может достигать по абсолютной величине 1...15 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Венедиктов В. Д. Газодинамика охлаждаемых турбин. М.: Машиностроение, 1990. 240 с.
2. Локай В. И. Дополнительные потери энергии в охлаждаемых ГТД // Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов. Межвузовск. сб. Казань: КАИ, 1979. Вып. 3. С. 3–11.

3. Современные методы пространственного проектирования проточной части газовых турбин / В. Д. Венедиктов [и др.] // Теплоэнергетика. 2002. № 9. С. 12–18.
4. **Копелев С. З.** Проектирование проточной части турбин авиационных двигателей. М.: Машиностроение, 1984. 224 с.
5. **Седов Л. И., Черный Г. Г.** Об осреднении неравномерных потоков газа в каналах // Теоретическая гидромеханика. М.: Оборонгиз, 1954. № 12. Вып. 4. С. 17–30.
6. **Седов Л. И.** Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука, 1967. 428 с.
7. **Абрамович Г. Н.** Прикладная газовая динамика. М.: Наука, 1976. 888 с.
8. **Кофман В. М., Тагирова Р. А.** Система алгоритмов и программ для осреднения параметров неравномерных газовых потоков при обработке результатов испытаний ГТД и его узлов // Вопросы авиационной науки и техники: науч.-техн. сб. Сер. «Авиационное двигателестроение». М.: ЦИАМ, 1992. Вып. 4. С. 13–17.
9. **Кофман В. М.** Система алгоритмов и программа для осреднения параметров неравномерных воздушных и газовых потоков при обработке результатов испытаний ГТД и его узлов // Вестник УГАТУ. 2009. Т. 13, № 1 (34). С. 38–47.
10. **Крокко Л.** Одномерное рассмотрение газовой динамики установившихся течений // Основы газовой динамики / под ред. Г. Эммонса. М.: Иностран. лит. 1963. С. 64–324.
11. **Дружинин Л. Н., Швец Л. И., Малинина Л. И.** Метод и подпрограмма расчета термодинамических параметров воздуха и продуктов сгорания углеводородных топлив // Двигатели авиационные и газотурбинные. Руководящий техн. материал авиационной техники. 1983. 1667 – 83. 68 с.
12. **Кофман В. М.** Исследование влияния температурной неравномерности газового потока в проточной части турбины ГТД на интегральные характеристики и осредненные параметры потока // Проблемы и перспективы развития авиации, наземного транспорта и энергетики «АНТЭ-2011»: Матер. VI Междунар. науч.-техн. конф. Казань, КГТУ им. А. Н. Туполева, 2011. Т. 1. С. 265–281.
13. **Абианц В. Х., Подвидз Г. Л., Лебедева Л. М.** Влияние радиальной и окружной неравномерности поля температур газа перед ступенью турбины на ее газодинамические параметры // Труды ЦИАМ. 1976. № 740. 17 с.
14. **Кофман В. М.** Сравнительный анализ способов осреднения при обработке параметров неравномерного воздушного потока на входе в ГТД // Вестник УГАТУ. 2009. Т. 12, № 2 (31). С. 35–42.
15. **Кофман В. М.** Определение коэффициента полезного действия вентилятора ГТД по параметрам неравномерных воздушных потоков // Полет: Общероссийск. науч.-техн. журнал. 2009. № 9. С. 38–47.
16. **Кофман В. М.** Определение показателей эффективности работы компрессора и вентилятора по параметрам неравномерных воздушных потоков // Вестник УГАТУ. 2010. Т. 14, № 5 (40). С. 27–37.
17. **Кофман В. М.** Определение показателей эффективности работы вентилятора ГТД при окружной неравномерности полного давления в потоке воздуха на входе // Авиадвигатели XXI века: Тезисы докладов III Международн. науч.-техн. конф. М.: ЦИАМ, 2010. С. 132–136.
18. **Зуев В. С., Макарон В. С.** Теория прямоточных и ракетно-прямоточных двигателей. М.: Машиностроение, 1971. 368 с.
19. **Межиров И. И.** Об ограничениях при осреднении полного давления неравномерных газовых потоков // Ученые записки ЦАГИ. 1982. Т. 13, № 4. С. 125–128.
20. **Черкез А. Я.** Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений. М.: Машиностроение, 1975. 380 с.

ОБ АВТОРЕ

Кофман Вячеслав Моисеевич, доц. каф. авиац. теплотехники и теплоэнергетики. Дипл. инженер-механик по авиац. двигателям (УГАТУ, 1970). Канд. техн. наук (УГАТУ, 1983). Иссл. в обл. идентификации и математическ. моделирования ГТД.