

УДК 621.438

УСЛОВИЯ СОВМЕСТИМОСТИ КОМПРЕССОРА И КАМЕРЫ СГОРАНИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ТУРБИНЫ ПРИ ИХ РАБОТЕ В СОСТАВЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРА

© 2013 А. В. Григорьев¹, М. Ю. Илюшин¹, В. А. Митрофанов²,
В. А. Рассохин³, О. А. Рудаков¹, А. В. Соловьева¹

¹ОАО «Климов», г. Санкт-Петербург,

²Санкт-Петербургский институт машиностроения (ЛМЗ-ВТУЗ) «ПИМаш»,

³Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Показана необходимость согласования совместной работы компрессора и камеры сгорания при проектировании газогенератора с целью обеспечения работоспособности турбины и дана формула для расчёта значения приведённой скорости потока на выходе из компрессора как параметра согласования, обеспечение которого исключает нестабильность поля температуры газа на выходе из камеры сгорания и, соответственно, предотвращает повреждение лопаток турбины.

Согласование, компрессор, камера сгорания, турбина, газогенератор, критерии, приведённая скорость потока, нестабильность, поле температуры газа, диффузор, отрывы потока.

Несогласованность совместной работы компрессора, камеры сгорания и турбины газогенератора при создании нового двигателя приводит впоследствии в процессе его эксплуатации к дефектам сопловых и рабочих лопаток турбины, вызываемым неравномерностью поля температуры газа на выходе из камеры сгорания. Опасность повреждения лопаток усугубляется явлениями нестабильности температурного поля на разных экземплярах двигателей, изготовленных по одному чертежу.

Эта нестабильность определяется течением потока за компрессором с его отрывом от стенок диффузора камеры сгорания. Так, на некоторых серийных двигателях значение коэффициента неравномерности поля температуры газа может возрастать более чем на 60%. Практика показывает, что серийные двигатели с нестабильным полем температуры подлежат отладке перед отправкой в эксплуатацию путем замены топливных форсунок, жаровых труб, установкой регулирующих шайб в проточной части или отбраковываются и перебираются, что нетехнологично, дорого и ненадёжно. На двигателях с охлаждаемыми лопатками

из-за нестабильности поля приходится увеличивать расход охлаждающего воздуха с потерей экономичности. Осуществляется контроль температурного поля на сдаточных испытаниях на каждом двигателе перед отправкой в эксплуатацию. Следовательно, актуальным является создание условий для обеспечения стабильности параметров потока на входе в турбину ещё на стадии проектирования двигателя. Эти условия возможно обосновать только на основе представлений об интегральной математической модели камеры сгорания [1], которая однозначно определяет оптимальные геометрические размеры камеры сгорания [1, 2], при обеспечении согласования параметров потока в граничном сечении его между компрессором и камерой сгорания.

В работе [3] показано, что приведённая скорость потока газа I_k на выходе из компрессора (на входе в камеру сгорания) является связующим звеном компрессора и камеры сгорания, оптимальное значение которого обеспечит согласование их совместной работы.

Таким образом, цель работы состоит в обосновании условий совместимости работы компрессора и камеры сгорания,

обеспечивающих стабильность параметров газа, в частности, его поля температуры на входе в турбину путём разработки метода расчёта необходимого значения приведённой скорости потока I_k в его сечении в месте газодинамической стыковки компрессора и камеры сгорания.

В работе [1] получен конструктивный критерий стабильности течения газа в диффузоре камеры сгорания A на основе преобразований и интегрирования дифференциальных уравнений сохранения количества движения, неразрывности и переноса кинетической энергии турбулентных пульсаций в потоке газа. Определено его численное значение путём обработки экспериментальных данных испытаний

камер сгорания с различными конструкциями диффузоров (рис. 1). За параметр неустойчивости $\Delta\theta_{\max}/\theta_{\max}$ принято отношение максимального «разброса» и среднего значения коэффициента окружной неравномерности поля температуры газа по результатам испытаний нескольких экземпляров камер сгорания определённой конструкции:

$$q_{\max} = \frac{T_{\max} - T_z}{T_z - T_k},$$

где T_{\max} , T_z , T_k – температура газа за камерой сгорания, соответственно, максимальная местная, среднемассовая и температура воздуха за компрессором.

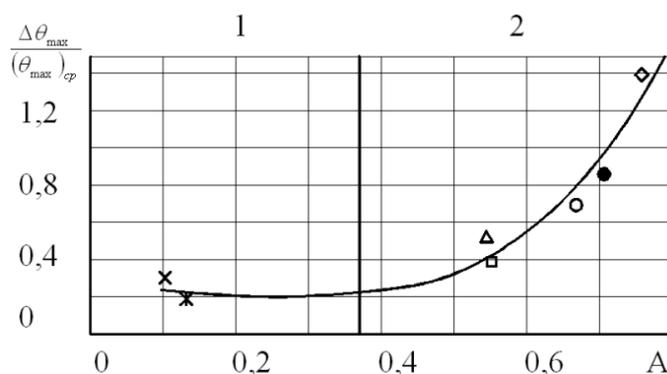


Рис. 1. Влияние величины конструктивного критерия диффузора на уровень стабильности температуры газа перед турбиной по испытаниям камер сгорания с разными схемами диффузоров [1]:

- Δ , \circ , \bullet – кольцевой с центральным телом;
- \square – кольцевой ступенчатый (с малым диффузором) с центральным телом;
- \diamond – криволинейный ступенчатый; \sim , $*$ – кольцевой безотрывный (противоточные камеры сгорания).

Сплошная кривая – эмпирическая зависимость уровня поля температуры газа.

1 – область безотрывного течения газа; 2 – течение газа с отрывом от стенок диффузора.

$A \leq 0,374$ - условие обеспечения стабильности поля температуры газа

Условие перехода от неустойчивого течения с отрывом потока от стенок диффузора к стабильному выражено следующей зависимостью:

$$A = \frac{\left(1 - \frac{F_k}{F_{kk}}\right) \cdot V_\delta (\bar{l}_\delta)^{-0,38}}{F_{kk} l_\delta} \leq 0,374,$$

где F_k и F_{kk} – соответственно площади поперечного сечения за компрессором и кольцевого канала камеры сгорания; V_δ –

объем диффузора; $\bar{l}_\delta = \frac{l_\delta}{h_k}$; l_δ – длина

диффузора, h_k – высота канала на входе в диффузор (выход из компрессора).

Для прямоточной кольцевой камеры сгорания, имеющей наиболее распространенную схему ступенчатого диффузора с центральным телом, приведена расчётная формула для определения значения A [1], которая после выполненных нами преобразований примет следующий вид, как функция от I_k :

$$A = a \cdot \left(1 - \frac{s_{\partial}}{1 - d_{\Sigma\text{омб}}} \cdot \frac{q(I_o)}{q(I_{\kappa})} \cdot \frac{1}{n_2} \right) \cdot \left\{ b + c_1 \cdot \frac{D_{\kappa} \cdot q(I_{\kappa})}{\bar{G}_B} \times \right. \\ \left. \times \left[\sqrt{\left(D_{\kappa} + \frac{n_1 \cdot a_2 \cdot \bar{G}_B}{D_{\kappa} \cdot q(I_o)} \right)^2 + a_3 \cdot n_2 \cdot \bar{G}_B \cdot \frac{1}{q(I_o)}} - \sqrt{\left(D_{\kappa} - \frac{n_1 \cdot a_2 \cdot \bar{G}_B}{D_{\kappa} \cdot q(I_o)} \right)^2 - a_3 \cdot n_2 \cdot \bar{G}_B \cdot \frac{1}{q(I_o)}} \right] \right\}, \quad (1)$$

где $a = \frac{0,115}{\left[\frac{1}{2} (5a_{\partial 1}^{-0,38} - 1) \cdot \text{ctg} \frac{a_{\partial 1}}{2} + \frac{\Delta}{h_k} \right]^{1,38}};$

$a_{\partial 1}$ – центральный угол малого «безотрывного» диффузора камеры сгорания;

Δ – расстояние от выходного сечения малого диффузора до обтекателя жаровой трубы (до центрального тела);

$a_2 = 0,8$, $a_3 = 1,6$ для показателя адиабаты $k = 1,4$ (из уравнения расхода);

$$b = \frac{1}{2} (5a_{\partial 1}^{-0,38} + 1) \cdot (5a_{\partial 1}^{-0,38} - 1) \cdot \text{ctg} \frac{a_{\partial 1}}{2};$$

$$c_1 = \frac{\Delta/h_k}{a_2}, \quad \frac{\Delta}{h_k} = 2 - 3 \text{ (по статистике);}$$

$s_{\partial} = 0,98$ – коэффициент восстановления полного давления в диффузоре камеры сгорания;

$d_{\Sigma\text{омб}}$ – суммарный относительный расход воздуха, отбираемого за компрессором, не проходящего через жаровую трубу;

q – приведённая плотность потока массы, характеризующая изменение площади поперечного сечения струи в изэнтропическом, изоэнергетическом потоке в зависимости от его скорости (газодинамическая функция от I и k);

I_o и I_{κ} – приведённые скорости потока, проходящего через суммарную эффективную площадь всех отверстий жаровой трубы и на выходе из компрессора соответственно;

D_{κ} – средний диаметр последней ступени компрессора;

$$\bar{G}_B = \frac{G_B \cdot \sqrt{T_{\kappa}^*}}{p_{\kappa}^* \cdot 10^{-5}}, \text{ м}^2, \quad G_B, \frac{\text{кг}}{\text{с}} - \text{расход}$$

воздуха за компрессором;

T_{κ}^*, K и $p_{\kappa}^*, \text{МПа}$ – температура и давление воздуха за компрессором;

$$n_1 = \frac{F_{\text{жс}}}{\Sigma m \cdot F_o}, \quad F_{\text{жс}} \text{ и } \Sigma m \cdot F_o - \text{площади}$$

жаровой трубы в миделевом сечении и суммарная площадь всех отверстий и щелей жаровой трубы камеры сгорания;

$$n_2 = \frac{F_{\text{кк}}}{\Sigma m \cdot F_o}, \quad F_{\text{кк}} - \text{площадь кольце-$$

вого канала камеры сгорания.

Для камеры сгорания с оптимальным режимом работы [1, 2], обеспечивающим максимальную устойчивость рабочего процесса – значение $I_o = 0,22 \pm 0,1$, максимальную полноту сгорания топлива, минимальные вредные выбросы на выходе и минимальную среднюю неравномерность поля температуры газа перед турбиной – значения $n_1 = 7 \pm 1,5$, $n_2 \geq 1,95$. По известным значениям D_{κ} и \bar{G}_B формула (1) даёт возможность определять I_{κ} , при котором исключается нестабильность поля температуры газа на входе в турбину. При этом $A \leq 0,374$. В этом случае разброс неравномерности поля температуры от экземпляра к экземпляру камеры сгорания будет определяться только допусками на её изготовление (см. рис. 1), слева от значения $A = 0,374$.

Значение максимальной местной неравномерности поля температуры газа с учётом разброса, который необходимо

учитывать при тепловом расчёте турбины, можно найти по формуле

$$q_{\max \max} = q_{\max} \cdot \left(1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta q_{\max}}{q_{\max}} \right),$$

где $\frac{\Delta q_{\max}}{q_{\max}}$ находится из рис. 1 по соответствующему значению A .

Среднестатистическое значение q_{\max} может быть определено по формулам, приведённым в работах [1, 3, 4]. Там же показано, каким образом можно рассчитать и радиальную неравномерность поля температуры газа $q_{p \max}$.

Высота кольцевого пограничного сечения между камерой сгорания и компрессором (высота лопатки последней ступени компрессора)

$$h_k \equiv \bar{G}_a \cdot a_2 \cdot \frac{1}{D_k} \cdot \frac{1}{q(I_k)} \cdot 10^3, \text{ мм.}$$

Степень геометрического расширения кольцевого диффузора камеры сгорания определим из выражения

$$n_o = \frac{(1 - d_{\Sigma \text{отб}}) \cdot q(I_k) \cdot n_2}{s_o \cdot q(I_o)}$$

Работу формулы (1) с учётом рис. 1 демонстрируем на примере поверочного расчёта серийного двигателя для много-режимного самолёта.

Задано:

$$\bar{G}_B = 0,00608, \text{ м}^2; D_k = 0,5075, \text{ м};$$

$$I_k = 0,294.$$

Значения конструктивных критериев камеры сгорания близки к оптимальному режиму работы (см. выше):

$$n_1 = 6,4; n_2 = 1,95; I_o = 0,252;$$

$$d_{\Sigma \text{отб}} = 0,17; s_o = 0,98; a_{o1} = 25^0;$$

$$\frac{\Delta}{h_k} = 2,5; q_{\max} = 0,32;$$

$$a = 0,02; a_2 = 0,8; a_3 = 1,6; b = 2,619;$$

$$c = 3,125.$$

Задавшись значениями I_k , определим величины A по формуле (1), причём безотрывность потока в диффузоре камеры сгорания и, следовательно, стабильность поля температуры газа перед турбиной будет обеспечена только при том значении I_k , при котором критерий стабильности параметров газа имеет значение $A \leq 0,374$.

На рис. 2 представлены результаты поверочного расчёта зависимости I_k от A . Там же приведены графики изменения параметров $q_{\max \max}$, h_k и n_o в зависимости от A .

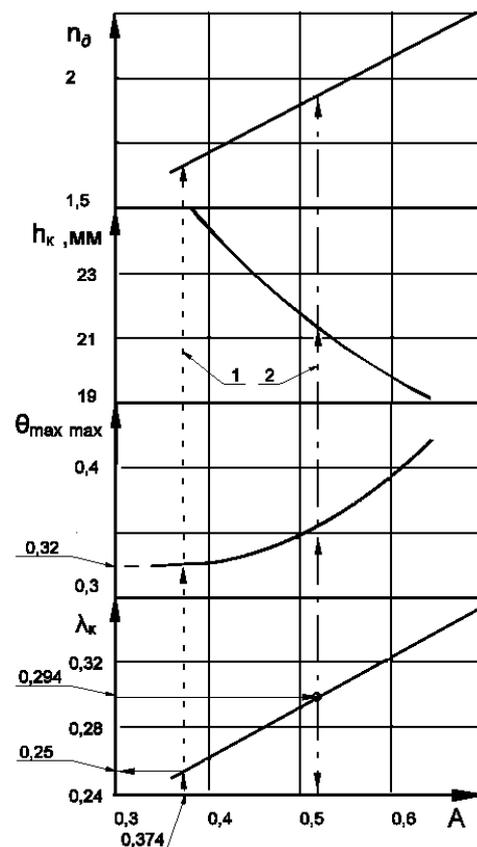


Рис. 2 Расчётные зависимости

I_k , $q_{\max \max}$, h_k и n_o от критерия неустойчивости

A для параметров серийного двигателя:

1 – линия, определяющая условия стабильности параметров газа на входе в турбину $A \leq 0,374$ ($I_k \leq 0,25$);

2 – линия, определяющая фактическое состояние неустойчивости параметров газа перед турбиной на серийном двигателе $I_k = 0,294$ ($A = 0,52$).

Анализ графиков показывает, что согласование работы компрессора и камеры сгорания, определяемое значением приведённой скорости потока за компрессором I_k на серийном двигателе не обеспечено, так как $I_k=0,294$ ($A=0,52$; $q_{\max \max}=0,36$) вместо $I_k=0,25$ ($A=0,374$; $q_{\max}=0,32$), которое должно было бы быть выполнено при проектировании компрессора и при котором исключалась бы нестабильность поля температуры газа на входе в турбину из-за отрывов потока от стенок диффузора камеры сгорания.

В этом случае в процессе производства серийных двигателей не потребовалось бы вводить операцию контроля температурного поля газа на приёмодаточных испытаниях перед отправкой в эксплуатацию с возможной отбраковкой двигателя из-за несоответствия фактических данных заданным техническим условиям.

Выводы

1. Параметром согласования совместной работы компрессора и камеры сгорания газогенератора является приведённая скорость потока I_k на выходе из компрессора.

2. Получена формула (1), связывающая I_k с конструктивным критерием стабильности течения газа в диффузоре камеры сгорания A .

3. Условием совместимости компрессора и камеры сгорания газогенератора является обеспечение значения I_k , которое соответствует требованию $A \leq 0,374$, исключаящему нестабиль-

ность поля температуры газа на входе в турбину в связи с безотрывным течением потока в диффузоре камеры сгорания.

4. Для газогенератора с осевым компрессором и прямоточной камерой сгорания с оптимальным режимом работы значение параметра согласования совместной работы этих агрегатов равно $I_k \approx 0,25$.

Библиографический список

1. Теория камеры сгорания [Текст] / А.В. Григорьев, В.А. Митрофанов, О.А. Рудаков [и др.]; под ред. О.А. Рудакова. – СПб.: Наука, 2010. – 228 с.

2. Пат. 2400673 Российская Федерация, МПК F23R03/26. Камера сгорания с оптимальным режимом работы [Текст] / А. В. Григорьев, О. А. Рудаков, Н.Д. Саливон; заявитель и патентообладатель ОАО «Климов». – №2009100523/06 (000655); заявл. 11.01.2009; опубл. 27.09.2010. Бюл.№27. – 8 с.

3. Григорьев, А.В. Концепция согласования совместной работы камеры сгорания с турбиной и компрессором газогенератора [Текст] / А.В. Григорьев, П. П. Голубчиков, М. Ю. Илюшин, О.А. Рудаков, А.В. Соловьева // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. С. П. Королёва. Самара: Изд-во СГАУ, 2011. – Вып. 5(29). - С. 78-81.

4. Согласование совместной работы камеры сгорания и турбины как средство обеспечения надёжности двигателя [Электронный ресурс] / А.В. Григорьев, П. П. Голубчиков, М. Ю. Илюшин [и др.] // Авиадвигатели XXI века: материалы III междунар. науч.-техн. конф. – М.: ЦИАМ, 2010. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

CONDITIONS OF COMPATIBILITY OF COMPRESSOR AND TURBINE USED AS PART OF A GAS GENERATOR REQUIRED TO ENSURE TURBINE OPERABILITY

© 2013 A. V. Grigoriev¹, M. Yu. Pyushin¹, V. A. Mitrofanov², V. A. Rassokhin³, O. A. Rudakov¹, A. V. Solovieva¹

¹«Klimov» plc, Saint-Petersburg
²Saint-Petersburg State Engineering Institute
³Saint-Petersburg State Polytechnical University

The article shows the necessity of matching joint functioning of the compressor and the combustion chamber at the stage of designing a gas generator to provide the turbine operability and specifies the formula for the calculation of the superficial flow velocity downstream the compressor as a matching parameter which, if its value is provided, prevents gas temperature field instability downstream of the combustion chamber and correspondingly prevents the damage of the turbine blades.

Matching, compressor, combustion chamber, turbine, gas generator, criteria, corrected flow velocity, instability, gas temperature field, diffuser, flow separation.

Информация об авторах

Григорьев Алексей Владимирович, генеральный конструктор, ОАО «Климов». E-mail: klimov@klimov.ru. Область научных интересов: методология проектирования авиационных двигателей.

Илюшин Михаил Юрьевич, инженер-конструктор, ОАО «Климов». E-mail: klimov@klimov.ru. Область научных интересов: турбины, камеры сгорания, методология проектирования.

Митрофанов Валерий Александрович, профессор кафедры «Турбиностроение и средства автоматики», Санкт-Петербургский институт машиностроения (ИМЗ-ВТУЗ). E-mail: valerymitrofanova@mail.ru. Область научных интересов: парогенераторы, камеры сгорания.

Рассохин Виктор Александрович, заведующий кафедрой «Турбинные двигатели и установки», Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. E-mail: v-rassokhin@yandex.ru. Область научных интересов: паровые и газовые турбины.

Рудаков Олег Александрович, научный консультант, ОАО «Климов». E-mail: klimov@klimov.ru. Область научных интересов: камеры сгорания, методология проектирования.

Соловьева Анастасия Валерьевна, заместитель главного конструктора, ОАО «Климов». E-mail: klimov@klimov.ru (anastasia.solovjeva@gmail.com). Область научных интересов: камеры сгорания, методология проектирования.

Grigoriev Alexey Vladimirovich, general designer, «Klimov» plc. E-mail: klimov@klimov.ru. Area of research: methodology of aircraft engine designing.

Ilyushin Mikhail Yuryevich, design engineer, «Klimov» plc. E-mail: klimov@klimov.ru. Area of research: turbines, combustion chambers, methodology of designing.

Mitrofanov Valery Alexandrovich, professor, department of turbine construction and means of automation, Saint-Petersburg State Engineering Institute. E-mail: valerymitrofanova@mail.ru. Area of research: steam generators, combustion chambers.

Rassokhin Victor Alexandrovich, head of the department of turbine engines and plants, Saint-Petersburg State Polytechnical University. E-mail: v-rassokhin@yandex.ru. Area of research: steam and gas turbines.

Rudakov Oleg Alexandrovich, scientific adviser, «Klimov» plc. E-mail: klimov@klimov.ru. Area of research: combustion chambers, methodology of designing.

Solovieva Anastasiya Valeryevna, deputy chief designer, «Klimov» plc. E-mail: klimov@klimov.ru; anastasia.solovjeva@gmail.com. Area of research: combustion chambers, methodology of designing.