

УДК 629.735.036

В.В. ПАНИН, А.П. ВОЗНЮК, СУНЬ ГАОЮН*Национальный авиационный университет, Киев, Украина*

МЕТОД ОЦЕНКИ ВЕЛИЧЕНЫ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА ПЕРЕД ТУРБИНОЙ НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ ГТД

Рассмотрен расчетный метод определения температуры газа перед турбиной в процессе приемистости для трехвальных двухконтурных турбореактивных двигателей ограниченной контролепригодности.

измеряемые параметры газотурбинного двигателя, температура газа перед турбиной, двигатели ограниченной контролепригодности, переходные режимы работы

Введение

Наиболее теплонапряженными конструктивными элементами ГТД являются сопловые и рабочие лопатки первой ступени турбины, ресурс которых во многом определяет ресурс двигателя в целом. Создание конкурентно-способных двигателей требует предельно возможного по условиям прочности повышения температуры газа перед турбиной, в результате чего величина допустимого заброса температуры не превышает 4 – 5 °С. Указанные обстоятельства свидетельствуют о необходимости определения фактического значения температуры газа перед турбиной с достаточно высокой точностью как на этапе доводки двигателей, так и в процессе эксплуатации для оценки выработки ресурса ГТД. Следует также отметить, что максимальные забросы температуры газа перед турбиной возникают на режиме приемистости. Наиболее значительное повышение температуры газа наблюдается в ГТД маневренных самолетов, а также в двухконтурных двигателях с высокими значениями степени двухконтурности и тягой 20 т. и более.

Формулирование проблемы

Температура газа перед турбиной в современных ГТД превышает 1700 К, а для измерения температур выше 1400 К уже невозможно использовать термпары, которые широко применяются в авиационных

двигателях для измерения температуры газа за турбиной [1].

Использование пирометров для дистанционного измерения высоких температур газа не нашло широкого применения в авиационных ГТД из-за малого ресурса элементов оптической системы, а применение лазерной термометрии возможно только на опытных двигателях [2]. Ограниченность ресурса оптической системы пирометра связана с потерей прозрачности кварцевого стекла из-за нагароотложения на его внешней поверхности. Потеря прозрачности, как правило, наступает после двадцати пяти часов наработки.

Исходя из вышераассмотренного, можно сделать вывод о несомненной актуальности развития методов расчетного определения температуры газа перед турбиной как на установившихся, так и на переходных режимах работы. В свою очередь эффективность применения расчетных методов зависит от уровня контролепригодности ГТД. Наиболее сложно решается задача определения величины температуры газа перед турбиной применительно к трехвальным двухконтурным двигателям пониженной контролепригодности на переходных режимах их работы. Поскольку подавляющее большинство парка трехвальных ТРДД Украины составляют двигатели пониженной контролепригодности, то приоритетной авторы считают именно вышеуказанную задачу.

Решение проблемы

При определении величины температуры газа перед турбиной расчетным путем для ГТД различных типов и схем необходимо установить функциональные связи между измеряемыми параметрами и температурой газа перед турбиной.

В эксплуатирующихся в настоящее время трехвальных ТРДД отечественного производства измеряются параметры потока на входе в двигатель, частоты вращения роторов вентилятора и высокого давления, мгновенный расход топлива, температура заторможенного потока за турбиной среднего давления, давление заторможенного потока за компрессором и положение рычага управления двигателем.

На некоторых типах двигателей предусмотрено также измерение частоты вращения ротора среднего давления. Современные бортовые средства контроля и диагностики (БСКД) позволяют регистрировать перечисленные параметры в реальном масштабе времени с высокой частотой опроса первичных преобразователей (датчиков) [3, 4], что позволяет проводить оценку изменения параметров двигателя на переходных режимах работы.

Для установления функциональной связи между изменением частоты вращения ротора среднего давления и величиной расхода топлива воспользуемся уравнением, приведенным в работе [5] для одновального ТРД

$$\frac{dn}{d\tau} = \frac{900}{\pi^2} \frac{1}{n} \eta_{\varepsilon} H_U \left(1 - \frac{1}{\frac{k_{\varepsilon} - 1}{\pi_T^* k_{\varepsilon}}} \right) \eta_T^* \Delta G_T, \quad (1)$$

где $\frac{dn}{d\tau}$ – изменение частоты вращения во времени;

η_{ε} – коэффициент полноты сгорания;

H_U – низшая теплотворная способность топлива;

π_T^* – степень понижения давления в турбине;

k_{ε} – показатель адиабаты расширения газа;

η_T^* – КПД турбины;

ΔG_T – избыток расхода топлива относительно соответствующего стационарного режима.

Для ротора среднего давления трехвального ТРДД уравнение энергии (динамики ротора) аналогичное уравнению (1) записывается также в виде

$$\Delta N_{ТСД} = \frac{\pi^2}{900} J_{ZCC} n_{CD} \frac{dn_{CD}}{d\tau}, \quad (2)$$

где $\Delta N_{ТСД}$ – избыточная мощность турбины среднего давления;

J_{ZCC} – приведенный массовый полярный момент инерции ротора среднего давления.

Мощность турбины среднего давления (ТСД) пропорциональна её работе

$$L_{ТСД} = \frac{k_{\varepsilon}}{k_{\varepsilon} - 1} R_{\varepsilon} T_{TB}^* \left(1 - \frac{1}{\frac{k_{\varepsilon} - 1}{\pi_{ТСД}^* k_{\varepsilon}}} \right) \eta_{ТСД}^*, \quad (3)$$

где T_{TB}^* – температура заторможенного потока на входе в ТСД;

R_{ε} – газовая постоянная;

$\pi_{ТСД}^*$ – степень понижения давления в ТСД.

Величина T_{TB}^* связана с температурой газа перед турбиной следующим уравнением

$$T_{TB}^* = T_{\varepsilon}^* - \frac{L_{TB}}{C_{p,\Gamma}}, \quad (4)$$

где T_{ε}^* – температура газа перед турбиной;

L_{TB} – работа турбины высокого давления;

$C_{p,\Gamma}$ – теплоемкость газа.

После постановки значения T_{TB}^* из уравнения (4) в уравнение (3) и несложных преобразований получим

$$L_{ТСД} = C_{p,\Gamma} T_{TB}^* \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\frac{k_{\varepsilon} - 1}{\pi_{TB}^* k_{\varepsilon}}} \right) \eta_{TB}^* \right] \times$$

$$\times \left[1 - \frac{1}{\pi_{TCД}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{TCД}^*, \quad (5)$$

где T_{TB}^* – степень понижения давления в турбине высокого давления.

Мощность на валу турбины среднего давления с учетом уравнения (5) равна

$$N_{TCД} = G_{Г.TB} C_{p.Г} T_{\varepsilon}^* \left[1 - \left[1 - \frac{1}{\pi_{TB}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{TB}^* \right] \times \left[1 - \frac{1}{\pi_{TCД}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{TCД}^*, \quad (6)$$

где $G_{Г.TB}$ – расход газа на входе в ТСД:

$$G_{Г.TB} = G_{\varepsilon} (1 + g_{CA.TB} + g_{PK.TB}); \quad (7)$$

G_{ε} – расход газа на выходе из камеры сгорания;

$g_{CA.TB}$, $g_{PK.TB}$ – соответственно, относительные расходы воздуха на охлаждение соплового аппарата и рабочего колеса турбины высокого давления.

Совместное решение уравнений (6) и (7) позволяет получить следующее соотношение для определения мощности турбины среднего давления:

$$N_{TCД} = G_{\varepsilon.m\phi} C_{p.\varepsilon} (1 + g_{CA.TB} + g_{PK.TB}) \times \left[1 - \left[1 - \frac{1}{\pi_{m\phi}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{m\phi}^* \right] \left[1 - \frac{1}{\pi_{TCД}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{TCД}^*. \quad (8)$$

Мощность турбины среднего давления на режимах работы выше полетного малого газа, т.е. при условии, что величины $\pi_{m\phi}^*$, $\eta_{m\phi}^*$, $\pi_{TCД}^*$, $\eta_{TCД}^*$ практически постоянны, пропорциональна количеству тепла, подведенного к рабочему телу в камере сгорания. Соответственно прирост мощности турбины среднего давления пропорционален приросту подведенного тепла, т.е.

$$\Delta N_{TCД} \sim G_{\varepsilon.m\phi} C_{p.\varepsilon} T_{\varepsilon}^* \sim \Delta G_m H_u \eta_{\varepsilon}$$

или с учетом уравнения (8)

$$\begin{aligned} \Delta N_{TCД} &= \Delta G_m H_u \eta_{\varepsilon} \times \\ &\times (1 + g_{CA.TB} + g_{PK.TB}) \times \\ &\times \left[1 - \left[1 - \frac{1}{\pi_{m\phi}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{m\phi}^* \right] \times \\ &\times \left[1 - \frac{1}{\pi_{TCД}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{TCД}^*. \end{aligned} \quad (9)$$

Связь между приростом частоты вращения ротора среднего давления и приростом расхода топлива позволяет установить совместное решение уравнений (2) и (9)

$$\begin{aligned} \frac{dn_{CD}}{d\tau} &= \frac{A}{n_{cm}} \left[1 - \left[1 - \frac{1}{\pi_{m\phi}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{m\phi}^* \right] \times \\ &\times \left[1 - \frac{1}{\pi_{TCД}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{TCД}^* H_u \eta_{\varepsilon} \Delta G_m, \end{aligned} \quad (10)$$

$$\text{где } A = \frac{900(1 + g_{CA.TB} + g_{PK.TB})}{\pi^2 I z_{CD}}.$$

Величина ΔG_m представляет собой разницу между мгновенным значением расхода топлива в процессе приемистости и потребным расходом топлива, необходимым для поддержания стационарного режима работы двигателя на данной частоте вращения ротора.

Связь между измеряемой температурой газа за турбиной среднего давления $T_{TCД}^*$ и температурой газа перед турбиной можно установить, используя уравнение, приведенное в работе [6]:

$$\begin{aligned} T_{\varepsilon}^* &= \\ &= \frac{T_{TCД}^*}{\left[1 - \left[1 - \frac{1}{\pi_{m\phi}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{m\phi}^* \right] \left[1 - \frac{1}{\pi_{TCД}^* \frac{k_2-1}{k_2}} \right] \eta_{TCД}^*}. \end{aligned} \quad (11)$$

Совместное решение уравнений (10) и (11) позволяет получить следующее соотношение:

$$T_z^* = \frac{T_{TCT}^* A H_u \eta_z \Delta G_m}{\left(\frac{dn_{CD}}{d\tau} \right) n_{CD}}.$$

Получение уравнения позволяет установить связь между измеряемыми параметрами (температурой газа за турбиной среднего давления и изменением во времени частоты вращения ротора среднего давления) и температурой газа перед турбиной на переходных режимах работы ГТД при испытаниях или в условиях эксплуатации.

Выводы

Предложенный авторами и рассмотренный в данной статье метод определения фактического значения температуры газа перед турбиной трехвально-го ТРДД расчетным путем с использованием данных, полученных средствами объективного контроля от штатных первичных преобразователей (датчиков) имеет ряд преимуществ по сравнению с существующими методами.

Первое из преимуществ состоит в отсутствии необходимости препарирования двигателя для установки дополнительных нештатных датчиков, при проведении испытаний.

Второе преимущество рассмотренного метода – это возможность его использования в условиях эксплуатации для решения задачи диагностирования и оценки выработки ресурса ГТД.

Литература

1. Повх И.А. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. – М.: Машиностроение.
2. Кулик Н.С. Параметрические методы оценки технического состояния авиационных ГТД. – К.: КИИГА, 1993. – 139 с.
3. Сергеев А.В. Перспективные бортовые средства сбора и обработки информации // Сбор, обработка, анализ и практическое использование полетной информации: Всесоюзная научная конференция. – К. – 1981. – 11 с.
4. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов, И.Н. Богаенко и др. – К.: Техника, 1998. – 312 с.
5. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.Н., Говоров А.Н. Теория авиационных двигателей. 4.2 – М.: ВВНА им. Н.Е.Жуковского, 1972. – 395 с.
1. Кулик М.С., Панін В.В., Ратинський В.В. Метод визначення запасу стійкості каскадів компресора двигуна Д-18Т на перехідних режимах при обмеженій кількості вимірювальних параметрів // Труды III Міжнародної науково-техн. конф. "ABIA-2001". – К.: НАУ, 2001. – Т. 3. – С. 154 – 157.

Поступила в редакцию 1.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.А. Дмитриев, Национальный авиационный университет, Киев.