<https://doi.org/10.38013/2542-0542-2020-2-93-102>

УДК 621.45

Методика оценочного расчета удельного расхода топлива двухконтурного турбореактивного двигателя

В. И. Кузнецов¹, Д. Д. Шпаковский²

¹ Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Омский государственный технический университет», Омск, Российская Федерация

² Филиал Публичного акционерного общества «ОДК-Сатурн» – Омское моторостроительное конструкторское бюро, Омск, Российская Федерация

Разработана методика определения минимального удельного расхода топлива двухконтурного турбореактивного двигателя с использованием статистических данных по политропному коэффициенту полезного действия для отдельных ступеней компрессора и турбины. Предлагаемый метод позволяет на начальном этапе проектирования двухконтурного турбореактивного двигателя выявить наличие или отсутствие технического преимущества по удельному расходу топлива в сравнении с двигателями-аналогами.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, удельный расход топлива

Для цитирования: Кузнецов В. И., Шпаковский Д. Д. Методика оценочного расчета удельного расхода топлива двухконтурного турбореактивного двигателя // Вестник Концерна ВКО «Алмаз – Антей». 2020. № 2. С. 93–102. <https://doi.org/10.38013/2542-0542-2020-2-93-102>

For citation: Kuznetsov V. I., Shpakovsky D. D. Methodology for estimating the specific fuel consumption of a two-circuit turbojet engine // Vestnik Koncerna VKO "Almaz – Antey". 2020. No. 2. P. 93–102. <https://doi.org/10.38013/2542-0542-2020-2-93-102>

Поступила 16.03.2020 Отрецензирована 29.04.2020 Одобрена 28.05.2020 Опубликована 15.07.2020

Определение предельно достижимого уровня технического совершенства для двигателя с выбранной конструктивной схемой на начальном этапе проектирования позволяет заранее оценить его конкурентоспособность по сравнению с аналогами. Для оценки уровня технического совершенства силовой установки летательного аппарата (ЛА) используются два параметра: удельный расход топлива C_R и удельный вес двигателя $\gamma_{\text{дв}}$ [1]. Определение удельных параметров проектируемого двигателя начинается с термодинамического расчета «исходного» режима работы. При этом КПД основных узлов и уровень потерь по газовоздушному тракту двигателя задаются из предшествующего опыта проектирования (данные аналогов или предшествующих модификаций)

или определяются в ходе отдельных расчетов компрессора, турбины и камеры сгорания. Прямая аналитическая взаимосвязь параметров термодинамического цикла и КПД основных узлов для конкретного двигателя невозможна. Поэтому процесс выбора термодинамических параметров, таких как температура газа в камере сгорания T_g^* , суммарная степень сжатия π_Σ^* , степень двухконтурности y и последующий анализ зависимостей $C_R = f(T_g^*, \pi_\Sigma^*, y, \dots)$, выполняется при постоянных значениях потерь и КПД узлов.

При определении предельно возможного технического уровня двигателя связь между параметрами T_g^* , π_Σ^* , y и максимально возможным КПД узлов может быть установлена. Основой метода является использование зависимостей максимально возможного политропного КПД ступени компрессора или турбины $\eta_{\text{пол0}}^{\text{max}}$ от величины нагрузки на ступень,

предварительно полученных на основе статистических данных. Далее выполняется расчет адиабатического КПД всего компрессора η_k^* или турбины η_t^* с использованием параметров термодинамического цикла. Подробно метод расчета максимально возможного КПД основных узлов двигателя изложен в [2].

Для рассматриваемой методики расчета установлены следующие допущения и ограничения:

- процесс в двигателе рассматривается как термодинамически равновесный и адиабатический;
- приняты постоянные гидравлические потери по газозоудному тракту;
- принято равномерное распределение нагрузки (напорности) между ступенями компрессора;
- область применения методики ограничивается малоразмерными ТРДД, которые устанавливаются в основном на беспилотные летательные аппараты.

Исходными данными для определения максимально возможного η_k^* осевого компрессора являются следующие параметры: приведенный расход воздуха $G_{ВПР\ 0}$, полная температура на входе в компрессор $T_{вх}^*$, а также степень повышения полного давления в компрессоре π_k^* и выбранное количество ступеней компрессора z . В начале расчета определяется величина нагрузки на одну ступень $\Delta i_{ст0}^*$ и степень повышения давления в ступени $\pi_{ст0}^*$ в первом приближении с использованием равенств:

$$\eta_{пол0}^{*max} = f(\Delta i_{ст0}^*), \Delta i_{ст0}^* = \Delta i_{ад\ ст}^* \cdot 1,05 / \eta_{пол0}^{*max}, \quad (1)$$

$$\Delta i_{ад\ ст}^* = \Delta i_{к\ ад}^* / z, \pi_{ст0}^* = (\pi_k^*)^{1/z}$$

где $\Delta i_{к\ ад}^*$, ккал/кг – адиабатическое изменение энтальпии за компрессором, определяемое с помощью термодинамических функций по величинам π_k^* и $T_{вх}^*$; $\Delta i_{ад\ ст}^*$, кДж/кг – адиабатическое изменение энтальпии ступени. Зависимость для максимально возможного КПД осевой ступени компрессора $\eta_{пол}^{*max}$ от изменения энтальпии $\Delta i_{ст}^*$ представлена на рисунке 1.

Для каждой ступени компрессора с порядковым номером s может быть определена напорность $\Delta i_{ст}^*(s)$ и максимальный политропный КПД $\eta_{пол}^{*max}(s)$:

$$\eta_{пол}^{*max}(s) = f(\Delta i_{ст}^*(s)), \quad (2)$$

$$\Delta i_{ст}^*(s) = \Delta i_{ст0}^* \cdot k_H(s) \cdot k_a, \quad (3)$$

$$k_a = \prod_{s=1}^{z-1} \left\{ k_H(s) \cdot \left(\pi_{ст0}^* \frac{k-1}{k} - 1 \right) + 1 \right\}^{\frac{1}{\eta_{пол0}^{*max}} - 1}$$

Здесь k_a – поправка на потери напорности в ступенях, а $k_H(s)$ – коэффициент, определяющий изменение напорности по ступеням. Для малоразмерных ТРДД число осевых ступеней в компрессоре обычно не более 2. В этом случае, в отличие от многоступенчатых компрессоров с заданным распределением напорности, можно принять $k_H(1) = k_H(2) = 1$.

Политропный КПД с учетом поправки на размерность ступени определяется уравнениями:

$$\eta_{пол}^*(s) = \eta_{пол}^{*max}(s) - \Delta \eta_{пол}^*, \quad \Delta \eta_{пол}^* = f(G_{ВПР}(s)), \quad (4)$$

$$G_{ВПР}(s) = G_{ВПР\ 0}, \text{ для } s = 1,$$

$$G_{ВПР}(s) = G_{ВПР}(s-1) \cdot \pi_{ст}^*(s-1)^{\frac{k-1}{2k \cdot \eta_{пол}^{*max}(s-1)} - 1}, \quad (5)$$

для $s > 1$

где $G_{ВПР}(s)$, кг/с – приведенный расход воздуха на входе в ступень s , $\Delta \eta_{пол}^*$ – поправка на политропный КПД, определяемая по графической зависимости, представленной на рисунке 2. Графические зависимости для $\eta_{пол}^{*max}$ и $\Delta \eta_{пол}^*$, представленные на рисунках 1 и 2, получены путем обработки статистических экспериментальных данных по осевым и центробежным

Рис. 1. Максимально возможный политропный КПД осевой и центробежной ступени компрессора
— осевые ступени, — центробежные ступени

Рис. 2. Поправка на политропный КПД ступени компрессора
— осевые ступени, — центробежные ступени

ступеням компрессоров на основе данных, заимствованных из [1, 3, 4].

Адиабатический КПД ступени

$$\eta_{ад}(s) = \frac{\pi_{ст}^*(s)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_{ст}^*(s)^{\frac{k-1}{\eta_{пол}^*(s)k}} - 1}. \quad (6)$$

Параметры воздуха на выходе из ступени:

$$S_{ст ад}^*(s) = S_{вх}^*(s) + A \cdot R_B \cdot \ln \pi_{ст}^*(s), \quad (7)$$

$$T_{ст ад}^*(s) = f(S_{ст ад}^*(s)), \quad i_{ст ад}^*(s) = f(T_{ст ад}^*(s)), \quad (8)$$

$$\Delta i_{ст ад}^*(s) = i_{ст ад}^*(s) - i_{вх}^*(s) = \Delta i_{ст}^*(s) \cdot \eta_{ад}(s), \quad (9)$$

где $i_{вх}^*(s)$, $S_{вх}^*(s)$ – энтальпия и энтропия воздуха на входе в ступень; $\Delta i_{ст ад}^*(s)$ – адиабатический напор ступени; $i_{ст ад}^*(s)$, $T_{ст ад}^*(s)$, $S_{ст ад}^*(s)$ – энтальпия, температура и энтропия воздуха на выходе из ступени, рассчитанные с помощью термодинамических функций.

Общие параметры осевого компрессора определяются по соотношениям:

$$\Delta i_{к ад}^* = \sum_{s=1}^z \Delta i_{ст ад}^*(s), \quad \Delta i_{к}^* = \sum_{s=1}^z \Delta i_{ст}^*(s), \quad (10)$$

$$\pi_{к}^* = \prod_{s=1}^z \pi_{ст}^*(s), \quad \eta_{к}^* = \Delta i_{к ад}^* / \Delta i_{к}^*. \quad (11)$$

Совместное решение уравнений (1)–(11) позволяет определить адиабатический КПД, напорность каждой ступени компрессора и общий КПД компрессора.

Аналогичным образом, на основе приведенных выше зависимостей, может быть составлена методика расчета для компрессора, состоящего из нескольких центробежных или диагональных ступеней. В большинстве современных малоразмерных ТРДД применяется одиночная центробежная ступень. Для центробежной ступени следует использовать зависимость $\eta_{пол ц}^* = f(\pi_{ст ц}^*)$, представленную на рисунке 1. Дополнительными исходными данными для расчета являются приведенный расход воздуха $G_{в прц}$ и температура торможения $T_{вх}^*$ на входе в ступень. Для одноступенчатого центробежного компрессора $G_{в прц} = G_{в прц0}$, $T_{вх}^* = T_{вх0}^*$ – задано. Для замыкающей ступени осецентрированного компрессора $G_{в прц} = G_{в прц}(z)$, $T_{вх}^* = T_{ст}^*(z)$. При этом расчет адиабатического КПД ступени существенно упрощается:

$$\eta_{пол ц}^* = \eta_{пол ц}^{*max} - \Delta \eta_{пол ц}^*, \quad \Delta \eta_{пол ц}^* = f(G_{в прц}), \quad (12)$$

$$\eta_{ад ц}^* = \left(\pi_{ст ц}^*^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) / \left(\pi_{ст ц}^*^{\frac{k-1}{\eta_{пол ц}^*k}} - 1 \right). \quad (13)$$

Изменение энтальпии и параметры воздуха на выходе из центробежной ступени:

$$S_{ц ад}^*(s) = S_{вх}^* + A \cdot R_B \cdot \ln \pi_{ст ц}^*, \quad (14)$$

$$T_{ц ад}^* = f(S_{ц ад}^*), \quad i_{ц ад}^* = f(T_{ц ад}^*), \quad (15)$$

$$\Delta i_{ц ад}^* = i_{ц ад}^* - i_{вх}^*, \quad \Delta i_{ц}^* = \Delta i_{ц ад}^* / \eta_{ад ц}^*, \quad (16)$$

где $i_{вх}^*$, $S_{вх}^*$ – энтальпия и энтропия воздуха на входе в ступень, определяемые по $T_{вх}^*$; $\Delta i_{ц ад}^*$ – адиабатический напор ступени; $i_{ц ад}^*$, $T_{ц ад}^*$, $S_{ц ад}^*$ – энтальпия, температура и энтропия воздуха на выходе из центробежной ступени.

Для одноступенчатого центробежного компрессора параметры ступени одновременно являются параметрами компрессора. Общие параметры осецентрированного компрессора определяются с учетом параметров осевой части:

$$\Delta i_{к ад}^* = \sum_{s=1}^z \Delta i_{ст ад}^*(s) + \Delta i_{ц ад}^*, \quad \Delta i_{к}^* = \sum_{s=1}^z \Delta i_{ст}^*(s) + \Delta i_{ц}^*, \quad (17)$$

$$\pi_{ок}^* = \prod_{s=1}^z \pi_{ст}^*(s), \quad \pi_{к}^* = \pi_{ок}^* \cdot \pi_{ст ц}^*, \quad \eta_{к}^* = \Delta i_{к ад}^* / \Delta i_{к}^*. \quad (18)$$

Методика определения максимально возможного адиабатического КПД для турбины компрессора составлена с учетом отбора воздуха на охлаждение соплового аппарата (СА) и рабочего колеса (РК) для одной или нескольких ступеней. В качестве исходных данных используются следующие параметры из расчета исходного режима: изменение энтальпии в компрессоре Δi_k^* , приведенный расход воздуха $G_{в пр0}$, температура торможения $T_{г^*}$ и полное давление $P_{г^*}$ газа на входе в турбину, энтальпия воздуха за компрессором i_k^* , относительный расход топлива в камере сгорания $q_{т кс} = G_{т} / (3600 \cdot G_{в кс})$. Зависимости для определения механического КПД $\eta_{мк} = f(G_{в пр0})$ на валу турбины компрессора с учетом привода агрегатов и зависимость для определения относительной величины отбора воздуха $\Delta \bar{G}_{охл ст}(s) = f(T_{вх}^*)$ на охлаждение одной ступени турбины приведены в [2]. Относительный отбор воздуха на охлаждение диска корпуса и дисков турбины $\Delta \bar{G}_{охл к} = 0,005 \dots 0,01$.

Коэффициенты расхода воздуха и газа на входе в турбину компрессора:

$$\mu_b = 1 - \Delta \bar{G}_{охл \Sigma} - \Delta \bar{G}_{охл к}; \quad (19)$$

$$\mu_{г} = \mu_b (1 + q_{т кс}), \quad \Delta \bar{G}_{охл \Sigma} = \sum_{s=1}^z \Delta \bar{G}_{охл ст}(s).$$

Величины μ_b , $\mu_{г}$, $\Delta \bar{G}_{охл \Sigma}$ в начале расчета задаются в первом приближении.

Для определения изменения энтальпии газа в турбине компрессора $\Delta i_{тк}^*$ и в отдельной ступени $\Delta i_{ст}^*$ при заданном числе ступеней z (в соответствии с вариантом схемы на рис. 5) используются соотношения:

$$\Delta i_{тк}^* = \Delta i_k^* / (\mu_{г ср} \cdot \eta_{мк}), \quad \mu_{г ср} = z \left\{ \sum_{s=1}^z \frac{1}{\mu_{г}(s)} \right\}^{-1}, \quad (20)$$

$$\Delta i_{ст}^* = \Delta i_{тк}^* / z, \quad = 1 \dots z.$$

В сечениях за СА и РК турбины для каждой ступени s выполняется пересчет коэффициентов расхода с использованием соотношений:

$$q_{т}(j) = \frac{q_{т}(j-1) \cdot \mu_b(j-1)}{\mu_b(j-1) + \psi \cdot \Delta \bar{G}_{охл ст}(s)},$$

$$\mu_b(j) = \mu_b(j-1) + \psi \cdot \Delta \bar{G}_{охл ст}(s), \quad (21)$$

$$\mu_{г}(j) = \mu_b(j) \cdot (1 + q_{т}(j)), \quad (22)$$

$$\psi = \psi_{са}, \psi_{рк}, \psi_{са} + \psi_{рк} = 1.$$

Здесь $j - 1$ обозначает сечение на входе в СА или РК; j – сечение на выходе из СА или РК; $\psi_{са}$, $\psi_{рк}$ – долевой коэффициент относительного расхода воздуха, расходуемого на охлаждение соответственно СА и РК.

Термодинамические параметры на выходе из СА определяются с помощью термодинамических функций:

$$i_{вх}^{*'}(s) = \left(i_k^*(s) + \frac{\psi_{са} \cdot \Delta \bar{G}_{охл ст}(s)}{\mu_{г}(j-1)} \right) / \left(1 + \frac{\psi_{са} \cdot \Delta \bar{G}_{охл ст}(s)}{\mu_{г}(j-1)} \right), \quad (23)$$

$$T_{вх}^{*'}(s) = f(q_{т}(j), i_{вх}^{*'}(s)), \quad S_{вх}^{*'}(s) = f(q_{т}(j), T_{вх}^{*'}(s)), \quad (24)$$

$$c_p = f(q_{т}(s), T_{вх}^{*'}(s)), \quad (25)$$

$$R_{г} = R_b \frac{1 + 1.0862 \cdot q_{т}(s)}{1 + q_{т}(s)}, \quad k_{г} = \frac{c_p}{c_p - A \cdot R_{г}},$$

где $i_{вх}^{*'}(s)$, $T_{вх}^{*'}(s)$, $S_{вх}^{*'}(s)$ – соответственно энтальпия, полная температура и энтропия газа за СА, т.е. на входе в РК; а c_p , $R_{г}$, $k_{г}$ – соответственно теплоемкость, газовая постоянная и показатель адиабаты этого же газа.

Политропный КПД ступени $\eta_{пол}^*(s)$ определяется с использованием зависимостей:

$$\eta_{пол}^*(s) = \eta_{пол}^{*max} - \Delta \eta_{пол}^*, \quad \eta_{пол}^{*max} = f(\Delta i_{ст}^*), \quad (26)$$

$$A_{ст} = \frac{G_{в пр0} \cdot \mu_{г}(j) \cdot \sqrt{T_{вх}^{*'}(s)}}{P_{вх}^*(s)},$$

$\Delta \eta_{пол}^* = f(A_{ст})$, если $A_{ст} \leq 40$, $\Delta \eta_{пол}^* = 0$, если $A_{ст} > 40$.

Здесь $\eta_{пол}^{*max}$ – максимально возможный политропный КПД, определяемый

Рис. 3. Максимально возможный политропный КПД ступени турбины компрессора

Рис. 4. Поправка на политропный КПД ступени турбины

по зависимости, представленной на рисунке 3, $\Delta\eta_{\text{пол}}^*$ – поправка на политропный КПД ступени в зависимости от величины пропускной способности $A_{\text{ст}}$, определяемая по зависимости на рисунке 4, $P_{\text{вх}}^*(s)$ – полное давление газа на входе в рабочее колесо ступени. Зависимости для $\eta_{\text{пол}}^{*\text{max}}$ получены при обработке статистических данных, взятых из [3]. Зависимость для $\Delta\eta_{\text{пол}}^*$ заимствована из работы [4].

Адиабатические параметры за РК и адиабатический КПД ступени $\eta_{\text{ад}}^*(s)$ определяются с использованием уравнений:

$$\eta_{\text{ад}}^*(s) = \left[1 - \frac{1}{\pi_{\text{ст}}^*(s)^{\frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}} \eta_{\text{пол}}^*(s)}} \right] \cdot \left[1 - \frac{1}{\pi_{\text{ст}}^*(s)^{\frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}}}} \right]^{-1}, \quad (27)$$

$$\Delta i_{\text{ст ад}}^*(s) = \Delta i_{\text{ст}}^* / \eta_{\text{ад}}^*(s),$$

$$\begin{aligned} i_{\text{ст ад}}^*(s) &= i_{\text{вх}}^*(s) - \Delta i_{\text{ст ад}}^*(s), \\ T_{\text{ст ад}}^*(s) &= f(q_{\text{т}}(s), i_{\text{ст ад}}^*(s)), \end{aligned} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} S_{\text{ст ад}}^*(s) &= f(q_{\text{т}}(s), T_{\text{ст ад}}^*(s)), \\ \pi_{\text{ст}}^*(s) &= \exp \left(\frac{S_{\text{вх}}^*(s) - S_{\text{ст ад}}^*(s)}{A \cdot R_{\Gamma}} \right), \end{aligned} \quad (29)$$

где $i_{\text{ст ад}}^*(s)$, $T_{\text{ст ад}}^*(s)$, $S_{\text{ст ад}}^*(s)$ – соответственно адиабатическая энтальпия, полная температура и энтропия газа на входе из РК, определяемые с помощью термодинамических функций; $\Delta i_{\text{ст ад}}^*(s)$ – адиабатический перепад на РК ступени; $\pi_{\text{ст}}^*(s)$ – степень понижения полного давления в РК.

Энтальпия газа на выходе из ступени определяется по теплоперепаду в РК и величине расхода охлаждающего воздуха

Рис. 5. Схемы ТРДД: а) первая конструктивная схема, б) вторая конструктивная схема 1 – вентилятор (вар. а), двухступенчатый вентилятор (вар. б), 2 – осевая ступень компрессора ВД (вар. а), двухступенчатая подпорная осевая ступень (вар. б), 3 – центробежная ступень компрессора ВД, 4 – камера сгорания, 5 – турбина ВД, 6 – турбина НД (вар. а), двухступенчатая турбина НД (вар. б), 7 – сопло второго контура, 8 – сопло первого контура, СА – сечение на выходе из соплового аппарата, РК – сечение на выходе из рабочего колеса

$$i_{\text{ст}}^*(s) = \left(i_{\text{ст}}^{*'}(s) + \frac{\psi_{\text{РК}} \cdot \Delta \bar{G}_{\text{охлст}}(s)}{\mu_{\Gamma}(j)} i_{\text{к}}^* \right) / \left(1 + \frac{\psi_{\text{РК}} \cdot \Delta \bar{G}_{\text{охлст}}(s)}{\mu_{\Gamma}(j)} \right), \quad (30)$$

$$i_{\text{ст}}^{*'}(s) = i_{\text{вх}}^{*'}(s) - \Delta i_{\text{ст}}^*, \quad (31)$$

где $i_{\text{ст}}^{*'}(s)$ – энтальпия газа на выходе из РК.

Полная температура и давление газа на выходе из ступени турбины:

$$T_{\text{ст}}^*(s) = f(q_{\text{т}}(j), i_{\text{ст}}^*(s)), P_{\text{ст}}^*(s) = P_{\text{вх}}^*(s) / \pi_{\text{ст}}^*(s). \quad (32)$$

Поскольку для многоступенчатой турбины имеют место равенства $i_{\text{вх}}^*(s+1) = i_{\text{ст}}^*(s)$ и $P_{\text{вх}}^*(s+1) = P_{\text{ст}}^*(s)$, приведенные выше уравнения позволяют выполнить расчет основных параметров для каждой из z ступеней турбины при их совместном решении.

Далее определяются общие параметры турбины компрессора – степень понижения полного давления в турбине $\pi_{\text{тк}}^*$ и адиабатический КПД $\eta_{\text{тк}}^*$:

$$\pi_{\text{тк}}^* = \prod_{s=1}^z \pi_{\text{ст}}^*(s), \quad \eta_{\text{тк}}^* = \frac{\Delta i_{\text{тк}}^*}{\sum_{s=1}^z \Delta i_{\text{ст ад}}^*(s)}. \quad (33)$$

Турбина низкого давления, связанная вентилятором, рассчитывается аналогичным образом, при этом для определения величин $\eta_{\text{пол}}^{*\text{max}}$ и $\Delta \eta_{\text{пол}}^*$ используются зависимости на рисунках 3, 4. В случае если температура на входе в турбину или ступень $T_{\text{вх}}^*(s) < 1200$ К, принимается $\Delta \bar{G}_{\text{охлст}}(s) = 0$.

Предложенные процедуры расчета адиабатического КПД компрессора и турбины используются в данном случае как составные части термодинамического расчета исходного режима двигателя, выполненные в виде отдельных подпрограмм.

Остальные параметры, характеризующие потери по газозвоздушному тракту и полноту сгорания топлива в камере, имеют, как правило, узкие интервалы возможных значений. Их количество и численные значения определяются типом двигателя (ТРД, ТРДД и др.), могут быть заимствованы из [5, 7]. При определении предельно достижимого уровня технического совершенства двигателя с минимально возможным C_R параметры, характеризующие

потери по газозвоздушному тракту, могут быть заданы в виде постоянных величин. Методика термодинамического расчета исходного режима является общеизвестной, поэтому она исключается из рассмотрения. Для расчета термодинамических функций воздуха и газа в диапазоне температур от минус 50 до 1500 °С используются данные [6], для температур выше 1500 °С – аппроксимирующие зависимости по стандарту NASA sp-273.

Для апробации разработанной методики были выполнены расчеты минимально возможных C_R применительно к малоразмерным ТРДД. Расчеты выполнены для стандартных атмосферных условий на входе в двигатель $H = 0$, $M = 0$, $T_H = 288,15$ К. Диапазон варьируемых основных параметров термодинамического цикла выбран исходя из статистических данных для ТРДД производства Teledyne CAE, Williams International [8]: $\pi_{\Sigma}^* = 10\text{--}13,8$, $T_{\Gamma}^* = 1150\text{--}1400$ К, $\gamma = 1$. Во всех случаях приведенный расход воздуха через первый контур был задан равным $G_{\text{ВПР } 0} = 2,5$ кг/с. Исходя из постановки задачи, вместо значений тяги двигателя для всех вариантов рассчитана величина усредненной удельной тяги двигателя $I = (R_{\text{уд1}} + R_{\text{уд2}} \cdot \gamma) / (1 + \gamma)$, где $R_{\text{уд1}}$, $R_{\text{уд2}}$ – удельная тяга сопел первого и второго контура соответственно.

Результаты вариативных расчетов исходного режима ТРДД с максимально возможными КПД узлов представлены на рисунках 6, 7. На рисунке 6 представлены расчетные зависимости $C_R = (T_{\Gamma}^*, \pi_{\Sigma}^*, I)$ для первой конструктивной схемы ТРДД с одноступенчатым вентилятором, компрессором высокого давления (ВД), состоящим из осевой и центробежной ступени, кольцевой прямоточной камерой сгорания, одноступенчатой турбиной высокого и низкого давления (НД). Первая схема представлена на рисунке 5а. Нанесенные линии представляют собой результаты расчетов множества вариантов исходного режима ТРДД при выбранных постоянных величинах термодинамического цикла $T_{\Gamma}^* = \text{const}$ или $\pi_{\Sigma}^* = \text{const}$. Каждая точка диаграммы представляет собой минимально возможное значение C_R , достижимое при заданных T_{Γ}^* , π_{Σ}^* , γ и внешних условиях.

Рис. 6. Минимальный удельный расход топлива ТРДД для первой конструктивной схемы
 — $T_g^* = 1150$ К, — $T_g^* = 1200$ К,
 — $T_g^* = 1250$ К, — $T_g^* = 1300$ К,
 — $T_g^* = 1350$ К, — $T_g^* = 1400$ К

Аналогичные зависимости по C_R представлены на рисунке 7 для второй схемы ТРДД с двухступенчатым вентилятором, двумя подпорными ступенями каскада НД, компрессором ВД, состоящим из центробежной ступени, кольцевой проточной камерой сгорания, одноступенчатой турбиной ВД и двухступенчатой турбиной НД. Вторая схема представлена на рисунке 5б. Дополнительно на рисунке 7 нанесены данные по двигателям семейства малогабаритных ТРДД WR-19 компании Williams International и расчетные данные этих двигателей, полученные при тех же параметрах термодинамического цикла с максимально возможными величинами КПД ступеней компрессоров и турбин (точки отмечены одинаковыми маркерами). Анализ представленных данных показывает возможность снижения C_R для данных двигателей на 7–10 % при увеличении политропного КПД составляющих ступеней до максимально возможного современного уровня (данные на рис. 1, 3). Необходимо учесть, что линия совместной работы в поле характеристик компрессора, с учетом обеспечения достаточного уровня запасов газодинамической устойчивости, может быть смещена в область, где КПД на 1–2 % ниже линии максимальных значений. Поэтому максимальный потенциал снижения C_R для окончательно спроектированного и изго-

Рис. 7. Минимальный удельный расход топлива ТРДД для второй конструктивной схемы
 — $T_g^* = 1150$ К, — $T_g^* = 1200$ К,
 — $T_g^* = 1250$ К, — $T_g^* = 1300$ К,
 — $T_g^* = 1350$ К, — $T_g^* = 1400$ К

товленного двигателя в данном случае следует уменьшить до 5–8 %.

Из опыта проектирования известно, что при модернизации существующего двигателя без существенных изменений газоздушного тракта технические риски успешного завершения ОКР считаются минимальными. Однако заказчик может поставить перед разработчиком ТРДД задачу снизить удельный расход топлива на величину $\delta C_R > 7\text{--}10\%$ с условием сохранения параметров термодинамического цикла γ , T_g^* , π_Σ^* и неизменными габаритно-массовыми характеристиками. В рассмотренном случае задача будет практически не выполнимой, так как существующие методы проектирования и технологические возможности производства не позволят достичь требуемого уровня политропного КПД компрессора и турбины. Потребуются длительные НИР по улучшению характеристик основных узлов двигателя. Таким образом, результаты расчета по данной методике могут быть важным дополнительным критерием оценки задаваемых в ТЗ требований по экономичности ТРДД при выполнении поисковых НИР для перспективных ЛА.

Методика может также использоваться для сравнения ТРДД различных схем и с различными параметрами термодинамического

цикла. Зависимости, показанные на рисунках 6 и 7, могут быть представлены в виде области с ограничивающими линиями для фиксированного диапазона значений T_{Γ}^* , π_{Σ}^* . В этом случае наложение двух таких областей, полученных для ТРДД первой и второй схемы с одинаковыми диапазонами значений T_{Γ}^* , π_{Σ}^* , y , позволяет наглядно их сопоставить по минимально достижимым значениям C_R , как показано на рисунке 8.

Может быть выполнен также количественный анализ. Например переход от первой ко второй схеме ТРДД (см. рис. 8) при одинаковых значениях $T_{\Gamma}^* = 1300$ К, $\pi_{\Sigma}^* = 12,25$, $y = 1$ позволяет снизить удельный расход топлива на величину $\delta C_R = -1,2$ % с одновременным увеличением суммарного удельного импульса $\delta I = 1,0$ %. Снижение C_R связано в основном с увеличением КПД турбины НД при переходе от одноступенчатой к двухступенчатой схеме.

Другим примером может быть сравнение ТРДД одной схемы (первая схема), но с различной степенью двухконтурности y , представленное на рисунке 9. Увеличение степени двухконтурности на 35 % при одинаковых значениях $T_{\Gamma}^* = 1300$ К, $\pi_{\Sigma}^* = 12,25$ позволяет снизить минимально достижимый уровень удельного расхода топлива на величину $\delta C_R = -6,8$ %. Однако данное снижение величины C_R сопровождается значительным снижением суммарного удельного импульса $\delta I = -8,6$ %.

Такое изменение оправдано в случае оптимизации двигателя на крейсерский режим работы при снижении числа M полета. Примером использования ТРДД с увеличенной степенью двухконтурности можно считать JT15D-5C с $y = 2$ производства Pratt&Whitney, устанавливаемый на БПЛА “Barracuda” и X-47A. В обоих случаях можно заранее оценить, насколько потенциал снижения δC_R оправдывает затраты, необходимые на проведение ОКР по разработке двигателя новой конструктивной схемы.

Преимуществом разработанной методики, в сравнении с традиционным термодинамическим расчетом исходного режима, является возможность выполнять расчет минимально достижимых значений C_R двигателя с учетом взаимосвязи между изменением основных параметров термодинамического цикла π_{Σ}^* и T_{Γ}^* , изменением КПД узлов и величины отбираемого на охлаждение воздуха. Методика позволяет выполнить оценку имеющегося потенциала улучшения экономичности существующего ТРДД, ограниченного достигнутыми техническими характеристиками основных узлов. Для двигателя новой конструктивной схемы на начальном этапе проектирования можно выявить наличие или отсутствие преимущества по величине минимально возможного удельного расхода топлива с двигателями-аналогами в ожидаемых условиях эксплуатации.

Рис. 8. Изменение минимально удельного расхода топлива ТРДД при переходе от первой ко второй конструктивной схеме
— схема 1, — схема 2

Рис. 9. Изменение минимально удельного расхода топлива ТРДД при увеличении степени двухконтурности для первой конструктивной схемы
— $y = 1,0$, — $y = 1,35$

Список литературы

1. Кулагин В. В., Бочкарев С. К., Горюнов И. М. и др. *Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. Кн. 3. Основные проблемы: Начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных ГТД* / Под общ. ред. В. В. Кулагина. М.: Машиностроение, 2005. 464 с.
2. Кузнецов В. И., Шпаковский Д. Д. Оценочный расчет КПД основных узлов газотурбинного двигателя // *Общероссийский научно-технический журнал «Полет»*. 2015. № 10. С. 8–14.
3. Скибин В. А., Солонин В. И., Палкин В. А. *Работы ведущих авиадвигателестроительных компаний в обеспечении создания перспективных авиационных двигателей (аналитический обзор)* / Под общ. ред. В. А. Скибина, В. И. Солониной. М.: Изд-во ЦИАМ, 2010. 673 с.
4. Герасимов М. В., Григорьев В. А. Учет влияния малоразмерности турбомашин газотурбинных двигателей на их эффективность // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. Проблемы и перспективы двигателестроения*. Вып. 2. Ч. 2. Самара, 1998. С. 162–167.
5. Кулагин В. В. *Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник*. М.: Машиностроение, 2003. 616 с.
6. Ривкин С. Л. *Термодинамические свойства газов*. М.: Энергоатомиздат, 1987. 286 с.
7. Кузнецов В. И., Шпаковский Д. Д. Определение уровня технического совершенства газотурбинного двигателя на начальном этапе проектирования // *Общероссийский научно-технический журнал «Полет»*. 2016. № 1. С. 41–48.
8. *Иностранные авиационные двигатели, 2005: Справочник ЦИАМ* / Под общ. ред. В. А. Скибина, В. И. Солониной. М.: Изд. дом «Авиамир». 2005. 592 с.

Об авторах

Кузнецов Виктор Иванович – д-р техн. наук, проф. кафедры «Авиа- и ракетостроение» Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Омский государственный технический университет», Омск, Российская Федерация.

Область научных интересов: теория воздушно-реактивных двигателей, аэрогазодинамика.

Шпаковский Денис Данилович – канд. техн. наук, ведущий инженер отдела испытаний и термодинамических расчетов Филиала Публичного акционерного общества «ОДК-Сатурн» – Омского моторостроительного конструкторского бюро, Омск, Российская Федерация.

Область научных интересов: теория воздушно-реактивных двигателей, термодинамика.

Methodology for estimating the specific fuel consumption of a two-circuit turbojet engine

Kuznetsov V. I.¹, Shpakovsky D. D.²

¹ Omsk State Technical University, Omsk, Russian Federation

² Branch of "UEC Saturn", PJSC – Omsk Engine Design Bureau, Omsk, Russian Federation

A technique was developed for determining the minimum specific fuel consumption of a two-circuit turbojet engine using statistical data on the polytropic efficiency of individual compressor and turbine stages. The proposed method allows the presence of a technological advantage in specific fuel consumption compared to similar engines to be identified at the initial stage of designing a two-circuit turbojet engine.

Keywords: gas turbine engine, specific fuel consumption

Information about the authors

Kuznetsov Viktor Ivanovich – Dr. Sci. (Engineering), Prof., Department of Aviation and Rocket Engineering, Omsk State Technical University, Omsk, Russian Federation.

Research interests: theory of air-jet engines, aerodynamics.

Shpakovsky Denis Danilovich – Cand. Sci. (Engineering), Leading Engineer, Department of Testing and Thermodynamic Calculations, Branch of "UEC Saturn", PJSC – Omsk Engine Design Bureau, Omsk, Russian Federation.

Research interests: theory of air-jet engines, thermodynamics.