

УДК 658.588:622.691.4.052.012

РАСЧЕТ ЭФФЕКТИВНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ПЕРЕД СИЛОВЫМИ ТУРБИНАМИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ CALCULATION OF EFFECTIVE COMBUSTION PRODUCTS TEMPERATURE BEFORE THE GAS-TURBINE ENGINES POWER TURBINES

С. И. Перовщиков

S. I. Perevoschikov

Тюменский государственный нефтегазовый университет, г. Тюмень

Ключевые слова: газотурбинные двигатели; параметрическая диагностика

Key words: gas turbine engines; parametric diagnostics

Мощность, развиваемая газотурбинными двигателями (эффективная мощность), создается за счет энергии продуктов сгорания топливного газа. Непосредственное преобразование энергии продуктов сгорания в эффективную мощность происходит в силовых или свободных от осевых компрессоров турбинах.

Современные газотурбинные двигатели (ГТД) имеют в своем составе до двух-трех турбин, которые могут содержать по несколько ступеней со своим лопаточным аппаратом. Прохождение продуктов сгорания через очередную ступень сопровождается передачей ступени части содержащейся в них энергии. Передача энергии в связи с несовершенством проточных частей двигателей и с неидеальной реализацией осуществляемых в них термодинамических процессов происходит с некоторыми ее потерями. Потерянная энергия, как и все виды энергии, в итоге преобразуется в ее тепловую разновидность и рассеивается в пространстве в виде тепла. При этом часть выделившегося тепла безвозвратно утрачивается, а часть, в количестве Δq , успевает аккумулироваться продуктами сгорания, вновь вовлекается в термодинамические процессы, происходящие в последующих ступенях турбин, и участвует в создании двигателями мощности. Данный факт подтверждается рядом исследований [1].

Существующее приборное оснащение ГТД не позволяет инструментально регистрировать количество тепловой энергии, вновь вовлекаемое в рабочие процессы двигателей. Доступно судить только о количестве энергии, которое поступает в турбины в целом и покидает их с выхлопными газами. Между тем для определения энергетических показателей ГТД с большей точностью оценка и учет Δq желательны, так как это повышает достоверность диагностики двигателей по их параметрическим данным и обеспечивает корректную эксплуатацию двигателей в последующем. Оценка Δq , как следует из вышеизложенного, может быть выполнена только косвенно, на основе той информации, которая доступна.

Для реализации такой оценки введем понятие *эффективная температура продуктов сгорания перед силовой турбиной T_3''* .

Определение «эффективная» означает, что температура, к которой оно относится, участвует в эффекте создания мощности двигателя. Эта температура не регистрируется штатными приборами, но эффект от нее присутствует в итоговом значении мощности, создаваемой двигателями.

Рассмотрим несколько вариантов нахождения T_3'' по косвенным параметрам, значения которых могут быть установлены по штатным приборам ГТД.

Поскольку температура T_3'' подлежит количественной оценке, то это требует максимальной конкретизации ситуации. Поэтому для определенности сначала рассмотрим нахождение T_3'' для двухвальных двигателей, имеющих в своем составе

турбину высокого давления (ТВД) для привода осевого компрессора (ОК) и турбину низкого давления (ТНД), являющуюся силовой или свободной турбиной.

Энергетические процессы, происходящие в газотурбинных двигателях, укрупненно можно представить следующим образом. Продукты сгорания поступают в газотурбинный комплекс с некоторой начальной энергией, приток которой в единицу времени составляет $(q_{n3} C_{p,n3} T_3)$, где q_{n3} , $C_{p,n3}$ и T_3 — массовый расход, теплоемкость и температура продуктов сгорания на входе в турбинный комплекс (для двухвальных двигателей — на входе в ТВД). Часть поступившей в турбины энергии в количестве N_b расходуется на привод ТВД, то есть осевых компрессоров, часть — на создание эффективной мощности двигателя N_e . Отработавшие продукты сгорания, покидая двигатель, уносят с собой в единицу времени энергию в размере $(q_{n4} C_{p,n4} T_4)$, где q_{n4} , $C_{p,n4}$ и T_4 — массовый расход, теплоемкость и температура продуктов сгорания на выходе двигателя (на выходе ТНД).

В целом энергетический баланс двигателя, при взгляде на него в укрупненном плане, записывается следующим образом:

$$q_{n3} C_{p,n3} T_3 - N_c - N_e = q_{n4} C_{p,n4} T_4. \quad (1)$$

На основе физического представления об эффективной температуре продуктов сгорания перед силовой турбиной T_3'' можно записать

$$q_{n3} C_{p,n3} T_3'' - N_c - N_e = q_{n4} C_{p,n4} T_4, \quad (2)$$

где T_3'' — искомая эффективная температура продуктов сгорания перед силовой турбиной; q_{n3} и $C_{p,n3}$ — массовый расход и теплоемкость продуктов сгорания перед силовой турбиной.

Прохождение продуктов сгорания турбин сопровождается незначительным изменением их расхода q_n , которое в основном вызывается утечками через достаточно надежные уплотнения. По этой причине можно принимать

$$q_{n3} = q_{n3} = q_{n4} = q_n.$$

Теплоемкость в условиях турбин, согласно проведенному анализу, также изменяется не столь существенно, поэтому принимаем

$$C_{p,n3} = C_{p,n3}'' = C_{p,n4} = C_{p,n}.$$

Выражения (1) и (2) при постоянстве значений q_n и $C_{p,n}$ упрощаются. Из упрощенного варианта (2) следует

$$N_e = q_n C_{p,n} T_3'' - q_n C_{p,n} T_4. \quad (3)$$

Выразим мощность N_e , входящую в (1), через определяющие ее параметры, к которым, в первую очередь, относятся крутящий момент M_e на валу ТВД, приводящей осевой компрессор, и угловая скорость ротора той же турбины ω_e

$$N_e = M_e \omega_e = (F_e r_e) \frac{\pi n_e}{30}, \quad (4)$$

где r_e — сила, с которой продукты сгорания воздействуют на лопатки турбины компрессора, приводя ее во вращение; r_e — удаление от оси вращения ротора ТВД точки приложения силы F_e ; n_e — число оборотов ротора ТВД в минуту, приобретаемое под действием силы F_e .

Сила F_e создается за счет натекания продуктов сгорания на лопатки турбины со скоростью v_e вектор которой находится в плоскости вращения лопаток турбины и ориентирован по касательной к окружности вращения лопаток.

Наличие у продуктов сгорания некоторой плотности ρ_{m_e} приводит к тому, что натекание их со скоростью v_e порождает силу давления $(\rho_{m_e} \frac{v_e^2}{2})$ и непосредственно силу F_e , величина которой определяется выражением

$$F_e = (\rho_i \cdot \frac{v_e^2}{2}) S_i,$$

где S_6 — проекция площади лопаток ТВД на плоскость, нормальную направлению вектора ϑ_6 .

С учетом факторов, определяющих значение r_6 , выражение (4) примет вид

$$M_i \omega_i = (\rho_i S_i r_i)^6. \quad (5)$$

Скорость ϑ_i зависит от физических характеристик продуктов сгорания и массового расхода продуктов сгорания через турбину q_n^6 .

$$\vartheta_6 = \frac{q_n}{\rho_{н6} \cdot S_6}. \quad (6)$$

Подставим значение ϑ_6 из (6) в (5) и выразим входящую в полученную зависимость плотность $\rho_{н6}$ через определяющие ее параметры. Для этого воспользуемся уравнением состояния реального газа

$$\rho_{н6} = \frac{P_3}{Z_3 \cdot R_n \cdot T_3}, \quad (7)$$

где P_3 — давление продуктов сгорания перед ТВД, Н; R_n — газовая постоянная продуктов сгорания; Z_3 — коэффициент сжимаемости продуктов сгорания при условиях на входе ТВД.

После подстановки (5) в (4) и раскрытия содержащихся в полученном выражении ϑ_6 и $\rho_{н6}$ через (6) и (7), а также выполнения соответствующих сокращений из (4) получим

$$N_i^i = M_i^i \omega_i^i = \frac{\pi}{60} \frac{r_i}{S_i} n_i q_n^{2n} \frac{Z_3 \cdot R_n \cdot T_3}{P_3}. \quad (8)$$

Запишем зависимость (1) в упрощенном виде с учетом неизменности q_n и C_{pn} по проточной части турбин, что было принято ранее, с подстановкой в нее вместо мощностей N_e и N_b соответствующих им значений из (3) и (8). После некоторых алгебраических преобразований будем иметь

$$C_{p_n} (T_3 - T_3'') = \frac{\pi}{60} \frac{r_i}{S_i} n_i q_n^n \frac{Z_3 \cdot R_n \cdot T_3}{P_3}. \quad (9)$$

В выражении (9) содержится две величины, T_3 и P_3 , которые взаимно зависят друг от друга. Выразим одну через другую, в частности давление P_3 через температуру T_3 . Для этого воспользуемся известным из термодинамики выражением, согласно которому

$$P_3 = P_4 \left(\frac{Z_3 \cdot T_3}{Z_4 \cdot T_4} \right)^{n/(n-1)}, \quad (10)$$

где n — показатель политропы расширения продуктов сгорания в турбинном комплексе двигателя; P_4 и Z_4 — давление и коэффициент сжимаемости продуктов сгорания на выходе турбин, то есть ТНД.

Подставим значение P_3 из (10) в (9) и полученное выражение запишем дважды — для текущего и номинального режимов работы двигателя, придав параметрам, соответствующим номинальному режиму, индекс «0»:

$$C_{p_n} (T_3 - T_3'') = \frac{\pi}{60} \frac{r_i}{S_i} n_i q_n^n \frac{Z_3 \cdot R_n \cdot T_3}{P_4} \left(\frac{Z_3 \cdot T_3}{Z_4 \cdot T_4} \right)^{n/(n-1)},$$

$$C_{p_{n0}} (T_{30} - T_{30}'') = \frac{\pi}{60} \frac{r_{i0}}{S_{i0}} n_{i0} q_{n0} \frac{Z_{30} \cdot R_{n0} \cdot T_{30}}{P_{40}} \left(\frac{Z_{30} \cdot T_{30}}{Z_{40} \cdot T_{40}} \right)^{n/(n-1)}.$$

Соответствующие части полученных уравнений (их левые и правые части) разделим друг на друга, проведем некоторые сокращения.

При делении сокращению подлежат геометрические параметры $(r_{i0} \cdot S_{i0})$ и $(r_i \cdot S_i)$, так как при смене режима работы двигателей геометрические характеристики проточных частей их турбин высокого давления не изменяются.

Точки приложения силы F_{i0} и, соответственно, r_{i0} также можно считать неизменными, так как двигатели ГПА эксплуатируются в узком диапазоне режимов рабо-

ты. В этих условиях поля скоростей продуктов сгорания в лопаточных аппаратах турбин, определяющие $r_{\text{с}}$, изменяются в ограниченных пределах.

Кроме рассмотренных величин допустимо сокращение теплоемкостей C_{pn} и C_{pno} в связи с несущественным их отличием, а также соответствующих газовых постоянных (R_n и R_{no}), коэффициентов сжимаемости (Z_3 и Z_{30} , Z_4 и Z_{40}) и давлений (P_4 и P_{40}):

- при работе ГТД в узких режимных диапазонах, характерных для ГПА, со-

став продуктов сгорания, определяющий значения R_n , не претерпевает существенных изменений, что позволяет считать $R_n = R_{no}$;

- соответствующие друг другу коэффициенты сжимаемости продуктов сгорания (Z_3 и Z_{30}), а также (Z_4 и Z_{40}) подлежат сокращению, так как смена режима работы двигателей незначительно влияет на значения данных коэффициентов;

- давление на выходе силовой турбины P_4 во многом определяется атмосферным давлением и гидравлическим (газовым) сопротивлением газоотводящих трактов двигателей. Изменение атмосферного давления в небольших пределах, наблюдаемое фактически, и невысокое сопротивление выхлопных трактов двига-

телей приводят к эксплуатационным вариациям P_4 в небольших пределах. Отмеченное позволяет для большинства случаев принимать $P_4 = P_{40}$ и отношение данных параметров принимать равным единице. Для иных ситуаций, когда расхождение между P_4 и P_{40} может быть заметным, отношение (P_{40}/P_4) допустимо сохранить. Это не потребует для практического использования итогового выражения по определению T_3'' расширения штатных приборов ГПА. Достаточно каждую компрессорную станцию оснастить одним барометром. Большинство станций такими приборами уже располагают.

Продукты сгорания газотурбинных двигателей на 98 % и более состоят из атмосферного воздуха. Со сменой режима работы двигателей содержание воздуха в продуктах сгорания изменяется несущественно (на 1 ÷ 1,5 %) [2]. Поэтому можно принять, что расход продуктов сгорания равен расходу поступающего в камеры сгорания двигателей воздуха. Возникающая от этого погрешность при невысокой точности штатных приборов двигателей технического назначения существенного влияния на результаты диагностирования не оказывает. Это влияние снижается за счет вероятностной оценки диагностических выводов на базе данных по нескольким режимам работы ГПА [3, 4].

Подача воздуха в камеры сгорания производится осевыми компрессорами, которые относятся к машинам лопатного типа. Согласно теории таких машин, при эксплуатации их с частотой оборотов ротора, близкой к номинальной, наблюдается прямо пропорциональное изменение массовой подачи компрессоров в зависимости от частоты оборотов их роторов. На этом основании, учитывая то, что ГТД газовой промышленности эксплуатируются, как правило, вблизи и $n_{н0}$, при делении записанных выше уравнений друг на друга принимаем $q_n/q_{n0} = n/n_{н0}$.

Полученное в результате всех действий уравнение решим относительно искомой величины T_3'' .

$$T_3'' = T_3 \left[1 - \left(1 - \frac{T_{30}}{T_{30}''} \cdot \left(\frac{T_{30}}{T_{40}} \right)^{\frac{n}{n-1}} \cdot \left(\frac{n_0}{n_{н0}} \right)^2 \cdot \frac{P_{40}}{P_4} \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n}{n-1}} \right) \right] \quad (11)$$

Зависимость (11) позволяет находить эффективное значение температуры продуктов сгорания перед силовой турбиной T_3'' на основе данных о численном значении трех параметров, к ним относятся:

- температура продуктов сгорания перед турбиной высокого давления T_3 ;
- температура продуктов сгорания после силовой турбины T_4 ;
- число оборотов ротора турбины высокого давления n_n .

Содержащаяся в (11) температура T_{30}'' , соответствующая T_3'' при номинальном режиме работы двигателя, определяется по выражению (2), записанному для номинального режима и решенному относительно T_3''' :

$$T_{30}'' = \frac{N_{e0}}{q_{no} \cdot c_{p,0}} + T_{40} \quad (12)$$

Находящиеся в промышленной эксплуатации газотурбинные двигатели имеют различное приборное оснащение, и оно может не обеспечивать получение информации по вышеприведенным параметрам. Для расширения возможности определения T_3'' условиях ограниченной информации обратимся к другому варианту расчета T_3'' , основанному на меньшем многообразии исходной информации.

За основу примем выражение (3). Присутствующая в нем эффективная мощность N_e есть результат воздействия продуктов сгорания на лопатки силовой турбины. Механизм такого воздействия и результат от него аналогичны тому, что было рассмотрено применительно к турбине высокого давления. Поэтому мощность N_e можно раскрыть через определяющие ее факторы подобно тому, как это сделано для турбины высокого давления в виде (8):

$$N_e = n_c q_{nc}^2 \quad (13)$$

где индекс «с» обозначает принадлежность параметров к силовой турбине, то есть ТНД; Z_3'' — коэффициент сжатия смеси продуктов сгорания при условиях на входе ТНД.

Подставим в (13) вместо давления P_3'' его значение из (14)

$$P_3'' = P_4 \left(\frac{Z_3'' \cdot T_3''}{Z_4 \cdot T_4} \right)^{n/(n-1)} \quad (14)$$

Полученную на основе (13) и (14) зависимость запишем для текущего и для номинального режимов работы двигателя. Результаты записи подставим в левую часть выражения (3), также представленного дважды — для текущего и номинального режимов работы двигателя. Разделим друг на друга, соответственно, левые и правые части дважды записанного и преобразованного выражения (3). После ряда сокращений, проведенных по аналогии с выводом (11), будем иметь

$$\left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) / \left(1 - \frac{T_{40}}{T_{30}} \right) = \frac{n_c}{n_{c0}} \frac{n_e}{n_{e0}} \left(\frac{T_{30}}{T_{40}} \right)^{n/(n-1)} \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{n/(n-1)}$$

В полученном выражении искомая величина T_3'' содержится в неявном виде. Это несколько осложняет ее определение, но при современных вычислительных средствах возникшие трудности являются преодолимыми.

Даже при существующих технических возможностях вычисления предпочтительнее выполнять на основе более простых аналитических выражений, если для этого имеются возможности. В данном случае такие возможности существуют. Они предоставляются самой полученной зависимостью.

Проведенный численный анализ показал, что содержащийся в рассматриваемой зависимости комплекс величин

$$K_P = \frac{n_{e,g}}{n_{e0}} \left(\frac{T_{30}}{T_{40}} \right)^{n/(n-1)} \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{n/(n-1)} \quad (15)$$

в реально практикуемом диапазоне режимов работы двигателей ГПА мало изменяется и несущественно отличается от единицы. Это позволяет полученную зависимость упростить и привести ее к явно разрешимому виду.

Для этого примем комплекс величин K_P , входящий в полученную зависимость в виде (15), равным единице, и найдем из преобразованного таким образом выражения значение отношения

$$\frac{T_4}{T_3} = 1 - \left(1 - \frac{T_{40}}{T_{30}} \right) \cdot \frac{n_c}{n_{c0}} \quad (16)$$

Заменим отношение T_4/T_3 , стоящее в правой части уравнения для определения T_3'' в степени $\left(\frac{n}{n-1} \right)$, на его значение из (16). Полученное выражение решим относительно T_3'' .

$$T_3'' = \frac{T_4}{\{1 - \bar{K}_n \cdot n_c^2 [1 - K_n \cdot n_c]^n, (n-1)\}}, \quad (17)$$

где

$$K_n = \left(1 - \frac{T_{40}}{T_{30}}\right) \cdot \frac{1}{n_{c0}}; \quad \bar{K}_n = K_n \cdot \left(\frac{T_{30}}{T_{40}}\right)^{n/(n-1)} \cdot \frac{1}{n_{c0}}.$$

Зависимость (17), по сравнению с (11), позволяет находить T_3'' на основе меньшего объема исходной информации — по двум параметрам (T_4 и n_c) вместо трех (T_4 , T_3 и n_c), как это имеет место в случае с (11). Выражения (17) и (11) различают также и используемые в них исходные данные.

Формулы (11) и (17) получены теоретически с рядом допущений. Это связано с внесением в результаты расчетов по ним некоторой погрешности. Для определения T_3'' может быть использован и другой, эмпирический, подход, базирующийся на фактических данных и поэтому способный обеспечить нахождение T_3'' с меньшей погрешностью.

Поиск эмпирической зависимости температуры T_3'' от определяющих ее факторов осуществлялся на основе обобщенных данных по режимам работы газотурбинных двигателей ГПА, представленным в работе [2]. Анализ этих данных показывает, что существует зависимость вида

$$\frac{T_3''}{T_3} = \frac{T_{30}}{T_{30}} + K_3 (1 - \bar{n}_c)^{0,25}; \quad (18)$$

где $n_c = n_c / n_{c0}$ — относительное число оборотов ротора силовой турбины; K_3 — эмпирический коэффициент.

Обработка данных по исследованным в настоящей работе двигателям (подавляющее большинство двигателей современных ГПА) показывает, что значения коэффициента K_3 зависят от отношения T_{30}/T_{40} (рисунок) и с достоверностью $R^2 = 0,890$ могут определяться по эмпирической зависимости (19).

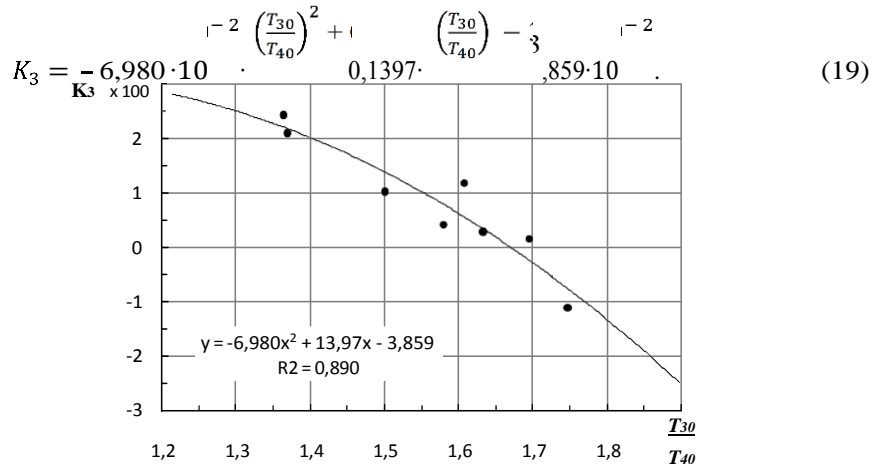


Рисунок. Зависимость коэффициента K_3 от определяющих его факторов

Достаточно высокая достоверность $R^2 = 0,890$ зависимости K_3 от T_{30}/T_{40} свидетельствует о правомерности использования (18) для определения температуры T_3'' . Решенное относительно искомой величины T_3'' выражение (18) имеет вид

$$T_3'' = T_3 \left[\frac{T_{30}}{T_{30}} + K_3 (1 - \bar{n}_c)^{0,25} \right] \quad (20)$$

Полученные выражения позволяют определять эффективное значение температуры продуктов сгорания перед силовой турбиной T_3'' на базе различной исходной информации.

Зависимость (11) дает возможность рассчитывать T_3'' по трем рабочим параметрам двигателей: по температурам T_3 и T_4 и по числу оборотов ротора турбины высокого давления n_c .

По формуле (17) T_3'' можно определять на основе данных по двум параметрам — по температуре продуктов сгорания после силовой турбины T_4 и по числу оборотов ротора силовой турбины n_c .

Эмпирическое выражение (20) позволяет находить T_3'' так же, как (17), по двум, но уже другим, параметрам: по температуре продуктов сгорания перед турбиной высокого давления T_3 и по числу оборотов ротора силовой турбины n_c .

Расчеты показывают, что значения температуры T_3'' полученные по теоретическим выражениям (11) и (17), отличаются от значений T_3'' по эмпирическому выражению (20) не более, чем на 3,5 %, что свидетельствует о достаточной адекватности (11) и (17).

Все входящие в (11), (17) и (20) физические величины, на основе которых находится T_3'' , относятся к числу постоянно измеряемых и регистрируемых рабочих параметров ГПА. Это делает определение T_3'' в условиях эксплуатации ГПА доступным.

Представленное в настоящей работе определение T_3'' выполнено применительно к двухвальным двигателям, составляющим большинство газотурбинного парка газовой промышленности. Для менее распространенных двигателей в трехвальном исполнении параметр T_3'' может быть найден аналогично, на основе вышеприведенных рассуждений.

Список литературы

1. Ревзин Б. С., Ларионов И. Д. Газотурбинные установки с нагнетателями для транспорта газа. Справочное пособие. – М.: Недра, 1991. – 303 с.
2. Волков М. М., Михеев А. Л., Конев А. А. Справочник работника газовой промышленности. – М.: Недра, 1989. – 287 с.
3. Перевощиков С. И. Развернутая диагностика технического состояния газотурбинных двигателей по их эффективной мощности. // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2014. – № 5. – С. 92-98.
4. Перевощиков С. И. Диагностика газотурбинных двигателей по их эффективной мощности // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2014. – № 3. – С. 112-121.

Сведения об авторе

Перевощиков Сергей Иванович, д. т. н., консультант кафедры «Прикладная механика», Тюменский государственный нефтегазовый университет, тел: 8(3452)467480

Information about the author

Perevoschikov S. I., Doctor of Engineering, tutor of the chair «Applied Mechanics», Tyumen State Oil and Gas University, phone: 8(3452)467480