

**РАСЧЕТ РАСХОДА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ЧЕРЕЗ ПРОТОЧНУЮ
ЧАСТЬ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

THE FLOW CALCULATION OF END PRODUCTS OF FUEL COMBUSTION
THROUGH THE AIR-GAS CHANNEL OF GAS TURBINE ENGINE

С. И. Перовощиков

S. I. Perevoshchikov

Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; параметрическая диагностика

Key words: gas turbine engine; parametric diagnostics

Двигатели газотурбинного типа входят в состав большинства газоперекачивающих агрегатов (ГПА) дожимных компрессорных станций газовых промыслов (ДКС) и компрессорных станций магистральных газопровод (КС), осуществляющих доставку природного газа его многочисленным потребителям. От технического состояния и практического использования ГПА во многом зависят технико-экономические показатели газотранспортных систем (ГТС) — в первую очередь, их надежность и экономичность.

Должный уровень надежности и экономичности работы ГТС достигается за счет комплекса соответствующих организационно-технических мероприятий, который обязательно содержит диагностику текущего технического состояния двигателей ГПА и коррекцию последующей эксплуатации агрегатов с учетом фактического состояния их двигателей.

Наиболее оперативно и с минимальными затратами техническое состояние газотурбинных двигателей (ГТД), содержащихся в ГПА, выявляется методами параметрической диагностики, которая основана на анализе изменения ключевых термодинамических параметров двигателей под воздействием различных эксплуатационных факторов.

Одним из ключевых и достаточно информативных, в диагностическом плане, параметров является эффективная мощность рассматриваемых двигателей N_e , наблюдаемая на их приводящем валу, то есть на валу силовой турбины. Для определения этой мощности в эксплуатационных условиях необходимо располагать численными значениями ряда параметров, характеризующих работу двигателей, в том числе массовым расходом продуктов сгорания через турбины q_n [1], [2], [3].

В отличие от большинства требуемых для расчета N_e физических величин расход q_n штатными приборами двигателей, как правило, не регистрируется. Между тем, знание q_n при диагностировании ГТД по N_e является крайне необходимым, так как мощность N_e прямо пропорциональна расходу q_n , что следует из зависимости (1) [4], являющейся уточненным вариантом известного классического выражения [5].

$$N_e = q_n \cdot l, \quad (1)$$

где l — удельная механическая энергия, создаваемая двигателем на его приводящем валу (Дж/кг), равная $C_{pn} \cdot (T_3'' - T_4)$; C_{pn} — теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении в процессе расширения их в силовой турбине (Дж/(кг·К)); T_3'' и T_4 — эффективная и фактическая температура продуктов сгорания перед силовой турбиной и после нее, соответственно, К.

Существенная (прямо пропорциональная) зависимость N_e от q_n и отсутствие на ГПА средств измерения расхода q_n вызывает необходимость определять q_n косвенно, расчетным путем через другие параметры.

В качестве такого параметра может быть использован расход воздуха через проточную часть двигателей q_B .

Нахождению q_n через q_B способствует тот факт, что продукты сгорания состоят, преимущественно, из компонентов воздуха (на 98 % и более), а также то обстоятельство, что со сменой режимов работы двигателей при заметном изменении расхода воздуха и топливного газа содержание воздуха в продуктах сгорания изменяется незначительно — на 1 ÷ 2% [6].

Расход воздуха через двигатели, в отличие от расхода топливного газа, на ГПА не измеряется. Однако он может быть найден, с некоторой погрешностью, на основе теории лопастных компрессорных машин, к которым относятся осевые компрессоры (ОК) газотурбинных двигателей.

Рассмотрим, первоначально, нахождение q_n через q_B для двухвальных двигателей, имеющих в своем составе турбину высокого давления (ТВД), приводящую в действие осевой компрессор, и силовую турбину или турбину низкого давления (ТНД), передающую крутящий момент центробежному нагнетателю природного газа (ЦБН).

Для нахождения искомой зависимости для q_n воспользуемся результатами исследований, представленными в [4]. Согласно им между основными параметрами, характеризующими режим работы ГТД, существует следующая зависимость:

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

или

$$\left(1 - \frac{T_4}{T_3''}\right) / \left(1 - \frac{T_{40}}{T_{30}''}\right) = \frac{n_c}{n_{c0}} \cdot K_P, \quad (2)$$

где

$$K_p = \frac{n_e}{n_{e0}} \cdot \left(\frac{T_{30}''}{T_{40}}\right)^{n/(n-1)} \cdot \left(\frac{T_4}{T_3''}\right)^{n/(n-1)}. \quad (3)$$

T_3'' и T_{30}'' — текущее и номинальное значение эффективной температуры продуктов сгорания перед силовой турбиной, К; T_4 и T_{40} — текущее и номинальное значение температуры продуктов сгорания после силовой турбины, К; n_e и n_{e0} — текущее и номинальное значение числа оборотов ротора турбины высокого давления, 1/мин; n_c и n_{c0} — текущее и номинальное значение числа оборотов ротора силовой турбины, 1/мин.

Согласно численному анализу, проведенному в [4], параметр K_p близок единице и мало изменяется при смене режимов работы двигателей ГПА.

С принятием K_p равным единице выражение (2), решенное относительно T_4/T_3'' , приобретает вид (4).

$$\frac{T_4}{T_3''} = 1 - \left(1 - \frac{T_{40}}{T_{30}''}\right) \cdot \frac{n_c}{n_{c0}}. \quad (4)$$

В (3) присутствует отношение чисел оборотов ротора ТВД (n_e/n_{e0}). Ротор ТВД одновременно является ротором размещенного на нем осевого компрессора. Поэтому отмеченное отношение чисел оборотов характеризует и режим работы осевого компрессора.

Согласно теории кинематического подобия режимов работы лопастных компрессорных машин существует определенное соотношение между числом оборотов роторов компрессоров и их объемной подачей. Применительно к рассматриваемой ситуации это соотношение записывается следующим образом:

$$\frac{n_e}{n_{e0}} = \frac{Q_e}{Q_{e0}}, \quad (5)$$

где Q_e и Q_{e0} — объемные производительности осевого компрессора при условиях на входе машины, наблюдаемые при текущих и номинальных оборотах ротора компрессора, м³/с.

Раскроем объемные производительности, присутствующие в (5), через массовые расходы q_e и q_{e0} .

$$\frac{n_e}{n_{e0}} = \frac{q_e}{q_{e0}} \cdot \frac{\rho_{e0}}{\rho_e}, \quad (6)$$

где ρ_e и ρ_{e0} — плотность воздуха на входе в компрессор при текущих и номинальных оборотах его ротора, кг/м³.

Условия на входе осевых компрессоров являются атмосферными. Поэтому плотности ρ_e и ρ_{e0} определяются атмосферными условиями. В соответствии с уравнением состояния реальных газов они равны

$$\rho_e = \frac{P_1}{Z_1 \cdot R_1 \cdot T_1}; \quad \rho_{e0} = \frac{P_0}{Z_0 \cdot R_0 \cdot T_0},$$

где R_1 , P_1 , T_1 и Z_1 — газовая постоянная (Нм/кг·К), давление (Н/м²), температура (К) и коэффициент сжимаемости атмосферного воздуха при текущем режиме работы двигателя; R_0 , P_0 , T_0 и Z_0 — газовая постоянная (Нм/кг·К), давление (Н/м²), температура (К) и коэффициент сжимаемости атмосферного воздуха при номинальном режиме работы двигателя.

После подстановки раскрытых вышеприведенным образом значений ρ_e и ρ_{e0} в (6) получим

$$\frac{n_e}{n_{e0}} = \frac{q_e}{q_{e0}} \cdot \frac{P_{10}}{P_1} \cdot \frac{T_1}{T_{10}} \cdot \frac{Z_1}{Z_{10}} \cdot \frac{R_1}{R_{10}}.$$

Состав атмосферного воздуха на входе двигателей стационарно расположенных ГПА мало подвержен изменениям. Поэтому с достаточным основанием мож-

но считать, что $R_1 = R_{10}$. В реально наблюдаемых диапазонах изменения атмосферных условий коэффициенты сжимаемости воздуха также почти постоянны. Отмеченное позволяет записать

$$\frac{n_e}{n_{e0}} = \frac{q_e}{q_{e0}} \cdot \frac{P_{10}}{P_1} \cdot \frac{T_1}{T_{10}}. \quad (7)$$

С учетом (7) выражение (3) примет вид

$$K_P = \frac{q_e}{q_{e0}} \cdot \frac{P_{10}}{P_1} \cdot \frac{T_1}{T_{10}} \cdot \left(\frac{T_{30}''}{T_{40}} \right)^{n/(n-1)} \cdot \left(\frac{T_4}{T_3''} \right)^{n/(n-1)}. \quad (8)$$

Обратимся теперь к выражению (2) и решим его K_P .

$$K_P = \left(1 - \frac{T_4}{T_3''} \right) \cdot \frac{1}{\left(1 - \frac{T_{40}}{T_{30}''} \right)} \cdot \frac{n_{co}}{n_c}. \quad (9)$$

Выражение (9) содержит отношение чисел оборотов силовой турбины (n_{co}/n_c). Через эту турбину, оснащенную лопаточным аппаратом, проходят продукты сгорания и приводят ее во вращение. Существует некоторая аналогия с процессом, наблюдаемым в лопатных компрессорных машинах. Исходя из нее, можно записать

$$\frac{n_{co}}{n_c} = \frac{q_{no}}{q_n} \cdot \frac{P_3''}{P_{30}''} \cdot \frac{T_{30}''}{T_3''}, \quad (10)$$

где q_{no} и q_n — расход продуктов сгорания при номинальном и текущем режимах работы двигателя, кг/с; P_{30}'' и P_3'' — давление продуктов сгорания перед силовой турбиной при номинальном и текущем режимах работы двигателя, Н/м².

При получении (10) учитывалось, что продукты сгорания состоят на 98 % и более из воздуха, состав которого, как отмечалось выше, можно считать неизменным. На этом основании принималось, что газовые постоянные продуктов сгорания при различных режимах работы двигателей равны, то есть $R_{n3}'' = R_{n30}''$. Также принималось, что $Z_3'' = Z_{30}''$, так как согласно проведенному анализу при смене режимов работы двигателей коэффициент сжимаемости продуктов сгорания в условиях перед силовыми турбинами ГПА практически не изменяется.

С учетом (10) выражение (9) примет вид

$$K_P = \left(1 - \frac{T_4}{T_3''} \right) \cdot \frac{1}{\left(1 - \frac{T_{40}}{T_{30}''} \right)} \cdot \frac{q_{no}}{q_n} \cdot \frac{P_3''}{P_{30}''} \cdot \frac{T_{30}''}{T_3''}. \quad (11)$$

Приравняв правые части (8) и (11) на основе равенства их левых частей, получим уравнение, которое решим относительно q_n

$$q_n = q_{no} \cdot \left[\frac{T_{10} \cdot T_{30}''}{P_{10} \cdot P_{30}''} \cdot \frac{\left(\frac{T_{40}}{T_{30}''} \right)^{\frac{n}{n-1}}}{\left(1 - \frac{T_{40}}{T_{30}''} \right)} \right]^{0,5} \cdot \left[\frac{P_1 \cdot P_3''}{T_1 \cdot T_3''} \cdot \left(1 - \frac{T_4}{T_3''} \right) \cdot \left(\frac{T_3''}{T_4} \right)^{\frac{n}{n-1}} \right]^{0,5}.$$

Или

$$q_n = K_q \cdot \bar{T}, \quad (12)$$

где

$$K_q = \left[q_{no}^2 \cdot \frac{T_{10} \cdot T_{30}''}{P_{10} \cdot P_{30}''} \cdot \frac{\left(\frac{T_{40}}{T_{30}''} \right)^{\frac{n}{n-1}}}{\left(1 - \frac{T_{40}}{T_{30}''} \right)} \right]^{0,5}; \quad (13)$$

$$\bar{T} = \left[\frac{P_1 \cdot P_3''}{T_1 \cdot T_3''} \cdot \left(1 - \frac{T_4}{T_3''} \right) \cdot \left(\frac{T_3''}{T_4} \right)^{\frac{n}{n-1}} \right]^{0,5}. \quad (14)$$

При выполнении отмеченных действий учитывалось, что продукты сгорания состоят в основном из компонентов воздуха и принималось $q_n = 1,015 \cdot q_e$, где множитель при q_e определяется содержанием топливного газа в продуктах сгорания, которое при смене режимов работы двигателей изменяется в узких пределах и составляет 1÷2% [6].

Давление продуктов сгорания перед силовыми турбинами P_3'' , как правило, не измеряется, а температура T_3'' находится только расчетным путем [4]. Это затрудняет определение q_n по формулам (12), (13) и (14).

Проблема устраняется упрощением выражения (14). В нем отношение P_3''/T_3'' может быть принято постоянным и равным P_{30}''/T_{30}'' . Это допускает то обстоятельство, что при прохождении продуктами сгорания турбин происходит одновременное снижение как их давления, так и температуры. Эти изменения происходят с разной интенсивностью, но в достаточно узких режимных диапазонах, в которых эксплуатируются двигатели ГПА, их масштабность примерно одинакова, что следует из диаграммы рабочего процесса ГТД.

Отмеченные упрощения придают зависимостям (13) и (14) следующий вид:

$$K_q = \left[q_{no}^2 \cdot \frac{T_{10}}{P_{10}} \cdot \frac{\left(\frac{T_{40}}{T_{30}} \right)^{\frac{n}{n-1}}}{\left(1 - \frac{T_{40}}{T_{30}} \right)} \right]^{0,5}; \quad (15)$$

$$\bar{T} = \left[\frac{P_1}{T_1} \cdot \left(1 - \frac{T_4}{T_3''} \right) \cdot \left(\frac{T_3''}{T_4} \right)^{\frac{n}{n-1}} \right]^{0,5}. \quad (16)$$

Расчеты по (12), (15) и (16) показывают, что для недогруженных режимов работы двигателей, когда их относительная эффективная мощность $\bar{N}_e$ составляет 0,6÷1,0, рассматриваемые выражения дают заниженные значения q_n , которые меньше фактических на 2÷7 %. Для форсированных режимов, когда $1,0 < \bar{N}_e < 1,2$, и наоборот, расчетные значения q_n превосходят реально наблюдаемые, но в небольших пределах, заметно меньших 1 %. Таким образом, результаты расчетов по (12), (15) и (16) содержат систематическую погрешность.

Такая погрешность может быть вызвана различными причинами. В том числе, теми допущениями, на основе которых рассматриваемые зависимости были получены.

Согласно теории лопастных машин, к которым относятся осевые компрессоры, соотношение (5) и вытекающие из него (7) и (10) справедливы только для узкого диапазона чисел оборотов роторов машин, вблизи их номинальных оборотов. Фактические значения чисел оборотов и, в первую очередь n_c , выходят за пределы этого ограниченного диапазона. При этом, при работе двигателей с недогрузкой по мощности, когда $\bar{N}_e = 0,6 \div 1,0$, выход за границы отмеченного диапазона существенно, чем при работе двигателей с перегрузкой, когда $1,0 < \bar{N}_e < 1,2$. Этим, в частности, объясняется большая погрешность анализируемых выражений для режимов работы двигателей с недогрузкой по мощности по сравнению с режимами работы с перегрузкой.

Кроме того, базовое для всех рассматриваемых выражений соотношение (5) справедливо только для компрессоров с невысокими степенями сжатия. Осевым

компрессорам ГТД свойственны повышенные степени сжатия. Это обстоятельство приводит к появлению дополнительной погрешности.

Частично погрешность вызывается упрощением полученных выражений с приведением (13) и (14) к виду (15) и (16).

Погрешность вызывается также неполным соответствием действительности теории кинематического подобия режимов работы лопастных компрессорных машин, лежащей в основе (5) и, соответственно, (7) и (10).

Учесть выше отмеченные моменты, вызывающие появление у представленной методики определения q_n погрешности систематического характера, и скорректировать результаты расчетов позволяет введение в правую часть (12) поправки Δ .

Поскольку движению газовых сред в проточных частях газовых турбин и осевых компрессоров в различных режимах их работы (недогруженных и форсированных) свойственны свои особенности значения поправки Δ находились отдельно для каждого режимного диапазона. Для этого использовались обобщенные характеристики газотурбинных двигателей ГПА [6].

В качестве идентификатора режимного диапазона двигателей (недогруженного и форсированного) использовался параметр $\bar{T}$, за критерий принадлежности режима соответствующему диапазону — значение параметра $\bar{T}$, соответствующее номинальному режиму работы двигателя

$$\bar{T}_0 = \left[\frac{P_{10} \cdot P_{30}''}{T_{10} \cdot T_{30}''} \cdot \left(1 - \frac{T_{40}}{T_{30}''} \right) \cdot \left(\frac{T_{30}''}{T_{40}} \right)^{\frac{n}{n-1}} \right]^{0,5}. \quad (17)$$

Обработка результатов расчетов по (12), (15) и (16) совместно с обобщенными данными [6] по исследованным в работе двигателям (двигателям большинства находящихся в эксплуатации ГПА) привела к результатам, представленным на рисунке и зависимостями (18) и (19).

При $\bar{T} < \bar{T}_0$

$$\Delta = 1 + \xi \cdot (\bar{T}_0 - \bar{T})^{0,5}, \text{ где } \xi = 0,2040 \cdot \frac{T_{30}}{T_{40}} - 0,2257; \quad (18)$$

при $\bar{T} > \bar{T}_0$

$$\Delta = 1. \quad (19)$$

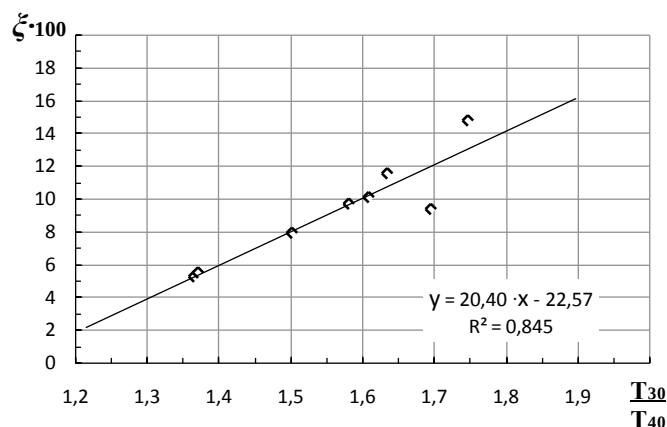


Рисунок. Зависимость эмпирического коэффициента ξ от определяющих его факторов

Для ($\bar{T} > \bar{T}_0$) поправка Δ принята равной единице в связи с незначительным отличием расчетных значений расхода q_n от его фактических величин при работе двигателей с перегрузкой по мощности.

С учетом поправки Δ зависимость для расчета расхода продуктов сгорания через турбины двигателей ГПА приобретает окончательный вид

$$q_n = K_q \cdot \bar{T} \cdot \Delta, \quad (20)$$

где K_q , $\bar{T}$ и Δ определяются по (15), (16), (18) и (19), соответственно.

Выражение (20) позволяет рассчитывать q_n для практикуемых режимов работы ГПА ($0,6 < \bar{N}_e < 1,15$) с погрешностью менее 1,0 %.

Зависимость для расчета q_n может быть получена и иным путем. В частности, без использования соотношения (10). Это предотвращает появление в итоговых зависимостях давления P_3'' , измерение которого на эксплуатирующихся в настоящее время ГПА не предусматривается. Такая зависимость выводится на основе (8) и (9). Из них следует

$$q_n = K_Q \cdot \frac{P_1}{T_1} \cdot \left(\frac{T_3''}{T_4} \right)^{\frac{n}{n-1}} \cdot \left(1 - \frac{T_4}{T_3''} \right) \cdot \frac{1}{n_c}, \quad (21)$$

где

$$K_Q = n_{co} \cdot q_{no} \cdot \frac{T_{10}}{P_{10}} \cdot \left(\frac{T_{40}}{T_{30}} \right)^{\frac{n}{n-1}} / \left(1 - \frac{T_{40}}{T_{30}} \right).$$

Выражение (21) имеет более простой вид, но для расчета по нему требуется располагать дополнительной информацией по числу оборотов ротора силовой турбины n_c .

Расхождение между результатами расчета по (21) и (20) составляет до 3,5 %.

Для трехвальных газотурбинных двигателей, входящих в состав ряда современных ГПА, расход продуктов сгорания q_n может быть найден аналогичным образом.

Список литературы

1. Эксплуатация магистральных газопроводов: учебное пособие, 2-ое изд., перераб. и доп./ Под общей редакцией Ю. Д. Земенкова. – Тюмень: Вектор Бук, 2008. – 528 с.
2. Перевошиков С. И. Диагностика газотурбинных двигателей по их эффективной мощности // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2014. – № 3. – С. 112-121.
3. Перевошиков 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. Перевошиков С. И. Расчет эффективной температуры продуктов сгорания перед силовыми турбинами газотурбинных двигателей // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. – 2016. – № 1. – С. 131.
5. Ревзин Б. С., Ларионов И. Д. Газотурбинные установки с нагнетателями для транспорта газа: справочное пособие. – М.: Недра, 1991. – 303 с.
6. Волков М. М., Михеев А. Л., Конев А. А. Справочник работника газовой промышленности. – М.: Недра, 1989. – 287 с.

Сведения об авторе

Перевошиков Сергей Иванович, д. т. н., консультант кафедры «Прикладная механика», Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, тел. 8(3452)467480

Information about the author

Perevoschikov S. I., Doctor of Engineering, consultant of the chair «Applied mechanics», Industrial University of Tyumen, phone: 8(3452)467480