

РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПАРОГАЗОВЫХ БЛОКОВ С УЧЕТОМ РЕАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ТЕЛ

А.Б. ШИГАПОВ., И.Т. КУТЛУБАЕВ

Казанский государственный энергетический университет

Построена расчетная схема определения важнейших показателей работы парогазового блока (ПГБ): оптимальной степени сжатия компрессора ступени Брайтона, а также коэффициента полезного действия ПГБ. Учтены реальные параметры ПГБ, имеющие место в действительных процессах.

Ключевые слова: парогазовый блок, верхняя ступень, газотурбинная часть, цикл Брайтона, нижняя ступень, цикл Ренкина, КПД, оптимальный π_k .

Общепринятым при исследовании термодинамических параметров (оптимальные значения температуры, степени сжатия, расширения, удельного расхода топлива, удельного теплоперепада, КПД и др.) сложных теплоэнергетических систем является численный метод. Численный метод заключается в многократном выполнении теплового расчета принципиальной тепловой схемы при вариации определенных параметров (факторов), выполняемых в разумных пределах. Если учесть, что последовательная цепь выполненных вычислений достигает десятка и более шагов, при большом числе факторов, процесс исследования превращается в довольно трудную задачу. Даже при использовании современных вычислительных средств – персональных компьютеров, требующих разработки “хорошего” алгоритма, удачной программы, задача последующего анализа результатов – обобщения требует изощренной пылливости исследователя.

Аналитические методы, несомненно, имеют ряд преимуществ перед численными – это: наглядность, возможность объединения некоторых параметров в комплексы или в безразмерные критерии, возможность вариации значений-факторов (или комплексов) за пределы, имеющие на практике, что бывает весьма полезным для исследования общих тенденций изменения характерных зависимостей. Кроме перечисленных, аналитические методы позволяют установить влияние отдельных факторов на характеристики теплоэнергетических установок.

Применительно к парогазовым установкам аналитические исследования выполнены при весьма серьезных, грубых допущениях [1, 2]. Основными допущениями являются равенство расходов рабочего тела компрессора и газовой турбины $G_v = G_t$, равенство термодинамических свойств: теплоемкости C_p ; удельной работоспособности R ; показателя изэнтропических процессов k сжатия воздуха и расширения и продуктов сгорания. Кроме прочего принимается отсутствие потерь на трение в гидродинамическом тракте газотурбинной ступени парогазового блока [1, 2]. В предположении перечисленных допущений получены следующие выражения для КПД парогазового блока и оптимального значения сжатия воздуха в компрессоре:

$$\eta_{\text{ПГ}} = 1 - \frac{1 - \eta_{\text{П}}}{\pi_k}; \quad \pi_{k \text{opt}} = \left(\frac{1 - \eta_{\text{П}}}{\tau} \right)^{\frac{1}{2m}}, \quad (1)$$

где η_{Π} – КПД паротурбинной (низшей) ступени ПГБ; $\tau = T_1/T_3$, отношение температур воздуха и продуктов сгорания на входе в компрессор и газовую турбину верхней ступени (обратная величина степени подогрева рабочего тела); комплекс $m = (k - 1)/k$.

Несколько иные выражения получены авторами работы [3]:

$$\eta_{\Pi\Gamma} = \frac{\eta_{\text{ИЗ.Т}}^* (1 - \pi_{\text{К}}^{-m}) - \tau (\pi_{\text{К}}^m - 1) / \eta_{\text{ИЗ.К}}^* + \left[1 - (1 - \pi_{\text{К}}^m) \eta_{\text{ИЗ.Т}}^* - 1/\tau \right]}{1 - \tau \left[1 + (\pi_{\text{К}}^m - 1) / \eta_{\text{ИЗ.К}} \right]};$$

$$\pi_{\text{К}opt} = \left(\frac{\eta_{\text{ИЗ.Т}} \cdot \eta_{\text{ИЗ.К}}}{\tau} \right)^{\frac{1}{2m}}. \quad (2)$$

В предыдущих соотношениях $\eta_{\text{ИЗ.К}}$, $\eta_{\text{ИЗ.Т}}$ – изоэнтروпические КПД компрессора и турбины цикла Брайтона, представляющие совершенство исключительно внутренних процессов: $\eta_{\text{ИЗ.К}} = L_{\text{ИЗ.К}}/L_{\text{К}}$; $\eta_{\text{ИЗ.Т}} = L_{\text{Т}}/L_{\text{ИЗ.Т}}$, где $L_{\text{ИЗ}}$, L – обозначены удельные работы сжатия и расширения в идеальном (изоэнтропическом) и действительном процессах.

Прежде всего, необходимо обратить внимание на тот факт, что оптимальные параметры газотурбинной ступени в составе ПГБ отличаются от оптимальных параметров автономных ГТУ. При выборе оптимальных значений $\pi_{\text{К}}$ автономных газотурбинных установок исходят из условий достижения максимума полезной мощности ГТУ – разности мощностей турбины и компрессора, $N_{\Pi} = N_{\text{Т}} - N_{\text{К}}$; а также получения минимума удельного расхода топлива, $b_{\text{уд}} = G_{\text{Т}}/N_{\Pi}$ [4].

Вывод уравнений (1) и (2) довольно сложный, авторами [1, 2, 3] отмечается, что дальнейшие преобразования принятых соотношений с целью учета реальных процессов вряд ли вообще возможны.

В работе [5] предпринята попытка учета принятых в предыдущих работах допущений с целью получения расчетных соотношений, максимально приближенных к реальным условиям работы ПГБ.

Во-первых, показано, что для расчета количества подведенной в цикле Брайтона теплоты по соотношению $Q_1 = C_{P\Gamma} (T_3 - T_2)$ нельзя пользоваться значением теплоемкости газов на выходе из камеры сгорания (на входе в газовую турбину) $C_{P\Gamma}$. Средняя теплоемкость газов в процессе сгорания топливовоздушной смеси $C_{P\Gamma}^{(\Gamma)}$ меньше $C_{P\Gamma}$ [6].

Во-вторых, для учета реальных процессов предполагалось использовать комплексы следующих параметров:

$$\text{гидравлических потерь } k_{\sigma} = (\delta_{\text{ВХ}} \delta_{\text{КС}} \delta_{\text{ВЫХ}})^{(k_{\Gamma}-1)/k_{\Gamma}};$$

$$\text{степени сжатия } k_{\pi} = \pi_{\text{К}}^{(k_{\Gamma}-k_{\text{В}})/k_{\Gamma}k_{\text{В}}};$$

$$\text{температур } k_{\tau} = (1 - k_{\sigma} k_{\pi} T_2/T_3) / (1 - T_2/T_3).$$

Здесь и далее T_2 , T_4 – обозначены температуры рабочего тела на выходе из компрессора и турбины соответственно.

Вводя безразмерные коэффициенты теплоемкости газов $k_{Cp} = C_{P_T} / C_{P_T}^{(r)}$; расходы рабочего тела $k_g = \alpha G_0 / (1 + \alpha G_0)$, можно получить модифицированные значения $\eta_{\text{ПГ}}$ и $\pi_{\text{копт}}$ ПГБ с учетом реальных удельных расходов [5]. Входящие в выражения k_g ; αG_0 и $1 + \alpha G_0$ представляют расходы рабочего тела компрессора и газовой турбины без учета охлаждения, приходящиеся на 1 кг топлива.

Необходимо отметить то обстоятельство, что, несмотря на кажущуюся сложность расчета введенных комплексов и безразмерных коэффициентов, предложенный метод представляет простые вычислительные процедуры. Задача расчетных исследований существенно упрощается при использовании компьютерных программ и технологий.

Используя принятый методический прием, преобразуем соотношения для КПД $\eta_{\text{ПГ}}$ и оптимальной степени сжатия в компрессоре $\pi_{\text{копт}}$ верхней ступени ПГБ.

Запишем выражение удельной работы ПГБ, отнесенное к 1 кг рабочего тела газовой турбины (котла утилизатора – КУ),

$$L_{\text{ПГ}} = \frac{(1 + \alpha G_0) C_{P_T}^{(r)} T_3 (1 - \pi_T^{-m_T}) \eta_{\text{из.т}} - \alpha G_0 \bar{C}_{P_B} T_1 (\pi_K^{m_B} - 1) / \eta_{\text{из.к}}}{(1 + \alpha G_0)} + \eta_{\text{П}} C_{P_T}^{(\text{ку})} (T_4 - T_{\text{дг}}). \quad (3)$$

Входящие в данное выражение теплоемкости рабочего тела турбины $C_{P_T}^{(r)}$, воздуха \bar{C}_{P_B} , котла утилизатора (КУ) $C_{P_T}^{(\text{ку})}$, должны быть определены соответствующим образом. В работах [4, 5] показано, что линейная аппроксимация теплоемкостей воздуха вполне пригодна в расчетах потребной мощности компрессора. Поэтому можно пользоваться значением $C_{P_B}(T_{\text{ср}})$, где $T_{\text{ср}} = 0,5(T_1 + T_2)$. Подобная ситуация имеет место и для $C_{P_T}^{(\text{ку})}$. Анализ зависимостей $C_{P_T}(T)$, представленных в [5], показывает, что линейная аппроксимация теплоемкостей газов в интервале температур 850...300 К, имеющих место в КУ, вполне пригодна для практических расчетов. Здесь $T_{\text{дг}}$ – температура дымовых газов на выходе из КУ, выбирается из условий предотвращения конденсации паров H_2O . Что касается теплоемкости продуктов сгорания газовой турбины, то среднеарифметическая по температуре аппроксимация $C_{P_T}^{(r)}$ может привести к грубым ошибкам. Поэтому предлагается оптимальная методика расчета, основанная на расчете внутренних работ газовых турбин в интервале изменения параметров среды, имеющих место на практике [7].

Вводя относительные теплоемкости $\bar{C}_{P_B} = C_{P_B} / C_{P_T}^{(r)}$, а также принятый ранее безразмерный коэффициент расхода, предыдущее уравнение (3) можно преобразовать к следующему виду:

$$L_{\text{ПГ}} = C_{P_T}^{(r)} T_3 (1 - \pi_T^{-m_T}) \eta_{\text{из.т}} - k_g \bar{C}_{P_B} T_1 (\pi_K^{m_B} - 1) / \eta_{\text{из.к}} + \eta_{\text{П}} C_{P_T}^{(\text{ку})} (T_4 - T_{\text{дг}}). \quad (4)$$

Преобразуем формулу (4) в следующей последовательности. Используем ранее введенный комплекс k_{σ} :

$$1 - \pi_T^{-m_{\Gamma}} = 1 - \frac{1}{(\pi_K \delta_{\text{ВХ}} \delta_{\text{КС}} \delta_{\text{ВЫХ}})^{m_{\Gamma}}} = 1 - \frac{1}{\pi_K^{m_{\Gamma}} k_{\sigma}}. \quad (5)$$

Далее переходим к $\pi_K^{m_B}$ следующим образом:

$$1 - \pi_T^{-m_{\Gamma}} = 1 - \frac{1}{k_{\sigma} \frac{\pi_K^{m_{\Gamma}}}{\pi_K^{m_B}} \pi_K^{m_B}} = 1 - \frac{1}{k_{\sigma} k_{\pi} \pi_K^{m_B}}. \quad (6)$$

Тогда уравнение (4) можно представить в виде

$$L_{\text{ПГ}} = C_{P_{\Gamma}}^{(\text{T})} T_3 \left(1 - \frac{1}{k_{\sigma} k_{\pi} \pi_K^{m_B}} \right) \eta_{\text{ИЗ.Т}} - k_{\text{г}} \bar{C}_{P_{\text{В}}} T_1 \left(\frac{\pi_K^{m_B} - 1}{\eta_{\text{ИЗ.К}}} \right) + \eta_{\text{П}} C_{P_{\Gamma}}^{(\text{КУ})} (T_4 - T_{1\text{ДГ}}), \quad (7)$$

где $T_{1\text{ДГ}}$ – температура дымовых газов на выходе из КУ.

Значение $T_{1\text{ДГ}}$ может быть определено по соотношению $T_{1\text{ДГ}} = T_1 k_{\text{ДГ}}$, где безразмерная температура дымовых газов для стандартных условий (ISO 2314) изменяется в пределах $k_{\text{ДГ}} = T_{1\text{ДГ}}/T_1 = [(100 \dots 120) + 273,15]/288,15 = 1,29499 \dots 1,36439$.

Используя выражение для $T_4 = T_3 \cdot [1 - (1 - \pi_T^{-m_{\Gamma}}) \cdot \eta_{\text{ИЗ.Т}}]$ [5], удельную работу паротурбинной ступени ПГБ, представим как

$$L_{\text{ПГ}} = \eta_{\text{П}} C_{P_{\Gamma}}^{(\text{КУ})} T_3 \left[1 - \left(1 - \frac{1}{k_{\sigma} \cdot k_{\pi} \cdot \pi_K^{m_B}} \right) \eta_{\text{ИЗ.Т}} - k_{\text{ДГ}} \tau \right]. \quad (8)$$

Тогда внутреннюю работу ПГБ можно представить как

$$L_{\text{ПГ}} = C_{P_{\Gamma}}^{(m)} T_3 \left[\left[1 - \frac{1}{k_{\sigma} k_{\pi} \pi_K^{m_B}} \right] \eta_{\text{ИЗ.Т}} - k_{\text{г}} \bar{C}_{P_{\text{В}}} \tau \frac{(\pi_K^{m_B} - 1)}{\eta_{\text{ИЗ.К}}} + \eta_{\text{П}} \bar{C}_{P_{\Gamma}}^{(\text{КУ})} \times \right. \\ \left. \times \left[1 - \left(1 - \frac{1}{k_{\sigma} k_{\pi} \pi_K^{m_B}} \right) \eta_{\text{ИЗ.Т}} - \tau k_{\text{ДГ}} \right] \right], \quad (9)$$

где $\bar{C}_{P_{\text{В}}} = \bar{C}_{P_{\text{В}}}/C_{P_{\Gamma}}^{(\text{T})}$; $\bar{C}_{P_{\Gamma}}^{(\text{КУ})} = C_{P_{\Gamma}}^{(\text{КУ})}/C_{P_{\Gamma}}^{(\text{T})}$.

Если принять допущение, что $C_{P_{\Gamma}}^{(\text{T})} \neq F(\pi_K) \neq \varphi(\pi_T)$, $\eta_{\text{ИЗ.К}}$, $\eta_{\text{ИЗ.Т}}$ – постоянные, а также предположить независимость принятых комплексов k_{σ} , k_{π} , τ , $k_{\text{ДГ}}$ от степени сжатия воздуха в компрессоре, $L_{\text{ПГ}}$ (9) является функцией только от π_K . Правомерность принятых допущений очевидна, кроме k_{π} . Оценим правомерность принятого допущения: $k_{\pi} = \pi_K^{m_{\Gamma}} / \pi_K^{m_B} = \text{const}$. Если принять среднее значение $k_{\Gamma} = 1,28$ [5]; $k_{\text{В}} = 1,41$; комплекс $k_{\pi} = \pi_K^{m_{\Gamma} - m_B} = \pi_K^{0,07}$, т.е. изменяется в диапазоне 1,2...1,27 при

изменении π_k в интервале от 10 до 30. Поэтому при исследовании выражения (9) на оптимум его можно считать постоянным.

Продифференцируем $L_{ПГ}$ по π_k :

$$\frac{\partial L_{ПГ}}{\partial \pi_k} = C_{PГ}^{(т)} T_3 \left[\frac{\eta_{из.т} m_B}{k_{\sigma} k_{\pi} \pi_k^{m_B+1}} - \frac{k_g \bar{C}_{PВ} \tau m_B \pi_k^{m_B-1}}{\eta_{из.к}} - \eta_{ПГ} \bar{C}_{PГ}^{(ку)} \frac{\eta_{из.т} m_B}{k_{\sigma} k_{\pi} \pi_k^{m_B+1}} \right]. \quad (10)$$

Приравняем выражение в квадратных скобках к нулю, выполняя стандартные преобразования, получим

$$\pi_{kopt} = \left(\frac{\eta_{из.к} \cdot \eta_{из.т} - \eta_{ПГ} \bar{C}_{PГ}^{(ку)} \cdot \eta_{из.т}}{k_g \cdot \bar{C}_{PВ} \cdot \tau \cdot k_{\sigma} \cdot k_{\pi}} \right)^{1,7195}. \quad (11)$$

Принадлежность π_{kopt} минимуму или максимуму удельной работы ПГБ определяется знаком второй производной:

$$\frac{\partial^2 L_{ПГ}}{\partial \pi_k^2} = C_{PГ}^{(т)} T_3 \left[-\frac{\eta_{из.т} m_B (m_B + 1)}{k_{\sigma} k_{\pi} \pi_k^{m_B+2}} - \frac{k_g \bar{C}_{PВ} \tau}{\eta_{из.к}} m_B (m_B - 1) \pi_k^{m_B-2} + \frac{\eta_{ПГ} \bar{C}_{PГ}^{(ку)} m_B (m_B + 1)}{k_{\sigma} k_{\pi} \pi_k^{m_B+2}} \eta_{из.т} \right]. \quad (12)$$

С целью определения знака выражения (12) были проведены специальные расчетные исследования величин коэффициентов, входящих в выражение второй производной. Знак второй производной (12) можно определить также аналитическим способом.

Удобно при этом общие множители, имеющие положительные значения в формуле (12), вывести за скобку, оставшую сумму в скобках привести к общему знаменателю:

$$\frac{\partial^2 L_{ПГ}}{\partial \pi_k^2} = C_{PГ}^{(т)} T_3 m_B (m_B + 1) \times \left[\frac{-\eta_{из.т} \eta_{из.к} - k_g \bar{C}_{PВ} \tau \pi_k^{2m_B} k_{\sigma} k_{\pi} + \eta_{ПГ} \bar{C}_{PГ}^{(ку)} \eta_{из.к} \eta_{из.т}}{k_{\sigma} k_{\pi} \pi_k^{m_B+2} \eta_{из.к}} \right]. \quad (13)$$

Входящие в сумму квадратной скобки (13) параметры имеют положительный знак, два первых слагаемых меньше нуля, третье слагаемое положительное. Для выявления знака $\partial^2 L_{ПГ} / \partial \pi_k^2$ достаточно сопоставить только два слагаемых: первое и последнее:

$$\eta_{из.к} \eta_{из.т} \left[\eta_{ПГ} \bar{C}_{PГ}^{(ку)} - 1 \right]. \quad (14)$$

Коэффициент полезного действия цикла Ренкина $\eta_{ПГ} < 1$, относительная теплоемкость $\bar{C}_{PГ}^{(ку)}$ также меньше единицы. Следовательно, выражение (14), как и

(13), имеет отрицательный знак. Таким образом, принадлежность оптимума π_{κ} максимуму доказана. КПД парогазового блока может быть определен делением $L_{\text{ПГ}}$ (7) на количество подведенной теплоты к циклу $Q = C_{P_{\Gamma}}^{(r)}(T_3 - T_2)$.

Введем относительные теплоемкости: $\bar{C}_{P_{\Gamma}}^{(r)} = C_{P_{\Gamma}}^{(r)} / C_{P_{\Gamma}}^{(r)}$; $\bar{C}_{P_{\text{В}}} = C_{P_{\text{В}}} / C_{P_{\Gamma}}^{(r)}$; $\bar{C}_{P_{\Gamma}}^{(\text{кУ})} = C_{P_{\Gamma}}^{(\text{кУ})} / C_{P_{\Gamma}}^{(r)}$. Используя известное выражение для $T_2 = T_1 \left[1 + (\pi_{\kappa}^{m_{\text{В}}} - 1) / \eta_{\text{ИЗ.К}} \right]$ [5], применив изложенную выше методологию, после несложных преобразований получим

$$L_{\text{ПГ}} = \frac{\bar{C}_{P_{\Gamma}}^{(r)} \left(1 - \frac{1}{k_{\sigma} k_{\pi} \pi_{\kappa}^{m_{\text{В}}}} \right) \eta_{\text{ИЗ.Т}} - k_{\text{г}} \bar{C}_{P_{\text{В}}} \frac{\pi_{\kappa}^{m_{\text{В}}} - 1}{\eta_{\text{ИЗ.К}}} + \eta_{\text{П}} \bar{C}_{P_{\Gamma}}^{(\text{кУ})} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{k_{\sigma} k_{\pi} \pi_{\kappa}^{m_{\text{В}}}} \right) \eta_{\text{ИЗ.Т}} - \tau k_{\text{дГ}} \right]}{1 - \tau \left[1 + (\pi_{\kappa}^{m_{\text{В}}} - 1) / \eta_{\text{ИЗ.К}} \right]} \times \frac{1}{1 - \tau \left[1 + (\pi_{\kappa}^{m_{\text{В}}} - 1) / \eta_{\text{ИЗ.К}} \right]}. \quad (15)$$

Полученные выражения удобны для расчетов показателей парогазовых блоков и легко могут быть использованы при компьютерных расчетах.

Summary

A calculation scheme for determining the most important indicators of operation of combined cycle plant (CCP) - optimal compression compressor stages of Brighton, and the efficiency of CCP. Considered real options are installed in a valid processes.

Keywords: Combined cycle plant, the top step, gas turbine part, the Brayton cycle, the lower degree, the Rankine cycle, optimal π_{κ}

Литература

1. Канаев А.А., Корнеев М.И. Парогазовые установки. Л.: Машиностроение, 1974. 240 с.
2. Костюк А.Г., Шерстюк А.Н. Газотурбинные установки. М.: Высшая Школа, 1979. 254 с.
3. Кириллов И.И., Зысин В.А. и др. Выбор оптимальных параметров высокотемпературной газопаровой установки по схеме ЦКТИ-ЛПИ // Теплоэнергетика. 1967. №1. С. 44-47.
4. Шигапов А.Б. Оптимизация параметров ГТУ по критериям полезной мощности и удельного расхода топлива. Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2009. 16 с.
5. Шигапов А.Б. Стационарные газотурбинные установки тепловых электрических станций. Казань: Казан. гос. энерг. ун-т, 2009. 416 с.
6. Шигапов А.Б., Силов И.Ю., Шигапов А.А. Теплоемкость среды в процессе сгорания топливовоздушной смеси // Изв. вузов. Проблемы энергетики. 2010. №:3-4. С. 21-27.
7. Шигапов А.Б., Хасанов Н.Г. Влияние реальных свойств продуктов сгорания на показатели стационарных газотурбинных установок // Изв. вузов. Проблемы энергетики. 2014. №:11-12. С. 10-21.

Поступила в редакцию

25 декабря 2014 г.

© Проблемы энергетики, 2015, № 1-2

Шигапов Айрат Багаудинович – д-р техн. наук, профессор кафедры «Котельные установки и парогенераторы» (КУПГ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).
Тел: 8(843)5194317, 89172952014. E-mail: Shigarov38@mail.ru.

Кутлубаев Ильяс Тахирович – магистрант кафедры «Котельные установки и парогенераторы» (КУПГ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).