

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ НА БИОМАССЕ

Докт. техн. наук, доц. СЕДНИН В. А., инж. ЛЕВШЕНЯ А. И.

Белорусский национальный технический университет

Использование твердой биомассы в качестве топлива для энергоустановок – одно из приоритетных направлений развития малой энергетики [1]. При этом апробированной и распространенной технологией является технология органического цикла Ренкина (ОЦР) с применением прямого сжигания топлива в котлоагрегате и промежуточного – теплоносителя (высокотемпературного масла) [2, 3] для передачи теплоты от продуктов сгорания к органическому рабочему телу. Максимальная температура органического рабочего тела в действующих установках составляет, как правило, не более 250–300 °С. Электрический КПД ОЦР-модуля в этом случае не превышает 20 % в теплофикационном режиме работы и 25 % – в конденсационном режиме. Соответственно электрический КПД энергоблока с учетом тепловых потерь в котлоагрегате находится на уровне 14–20 %. Учитывая, что температурный потенциал продуктов сгорания на выходе из топки котла составляет 900–1000 °С, с термодинамической точки зрения для повышения среднеинтегральной температуры подвода теплоты целесообразно рассмотреть возможность использования в данного типа электростанциях бинарного цикла путем применения надстройки паросилового блока газотурбинным с внешним подводом теплоты. В последние годы к этой теме определенный интерес проявляется и за рубежом [4–6]. В статье приведены результаты параметрической оптимизации технологической схемы парогазовой установки.

Описание технологической схемы парогазовой установки. На рис. 1 приведена схема теплофикационного блока, представляющего линейную комбинацию воздушной газотурбинной установки с внешним подводом теплоты и паросилового блока ОЦР. Высокотемпературный подогреватель газотурбинной надстройки установлен в «рассечку» между топкой и конвективной частью котлоагрегата.

Сжатый в компрессоре воздух поступает в высокотемпературный воздухоподогреватель и затем в газовую турбину. После расширения в газовой турбине воздух подается в топку котлоагрегата, работающего на биомассе. Продукты сгорания после топки последовательно проходят высокотемпературный воздухоподогреватель, теплообменник, предназначенный для нагрева промежуточного теплоносителя (термомасла), и утилизационный теплообменник, в который поступает теплоноситель внутреннего водяного контура, предварительно нагретый в конденсаторе ОЦР-модуля, внутренний водяной контур замыкается на питательный насос тепловой сети. Механическая энергия, вырабатываемая газовой турбиной, используется для привода компрессора и электрогенератора. Нагретое термомасло из масляного подогревателя поступает в испаритель, а органическое рабочее тело – на вход паровой турбины и затем в конденсатор, конденсат насосом подается в испаритель, замыкая паросилового контур ОЦР-модуля.

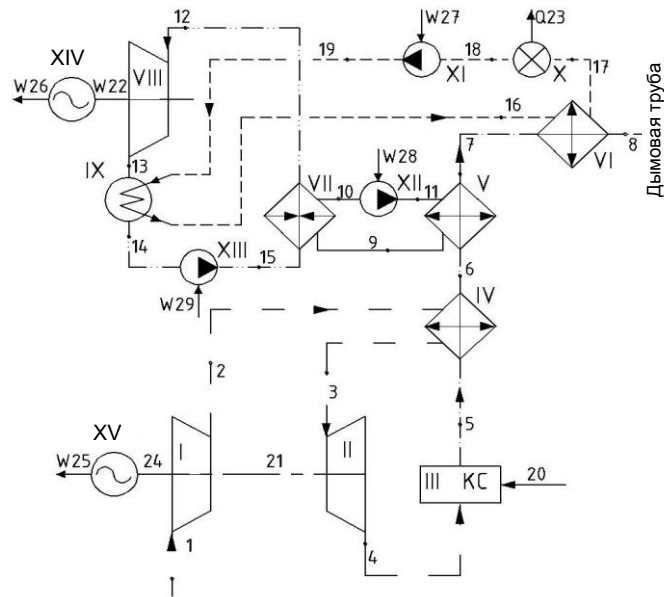


Рис. 1. Технологическая схема энергетической установки: I – компрессор ГТУ; II – газовая турбина ГТУ; III – камера сгорания (топка котлоагрегата); IV – высокотемпературный воздухоподогреватель; V – масляный подогреватель (теплообменник); VI – водяной подогреватель (утилизационный теплообменник); VII – испаритель; VIII – паровая турбина; IX – конденсатор ОЦР-модуля; X – потребитель тепловой энергии; XI – циркуляционный насос; XII – насос масляного контура; XIII – питательный насос; XIV, XV – электрический генератор; 1, 2, 3, 4 – потоки воздуха; 5, 6, 7, 8 – потоки продуктов сгорания; 9, 10, 11 – потоки термомасла; 12, 13, 14, 15 – потоки органического рабочего тела; 16, 17, 18, 19 – потоки сетевой воды; 20 – поток топлива; 21, 22, 24 – связи по механической энергии; 23, 27 – потоки тепловой энергии; 25, 26 – связи по электрической энергии

Математическая модель и результаты численного исследования.

В основу разработки математической модели положена методология построения, предложенная Л. С. Попыриным [7]. Система балансовых уравнений математической модели описанной выше технологической схемы парогазовой установки, согласно номерам функциональных (латинские цифры) и транспортных элементов (арабские цифры) схемы в соответствии с рис. 1, может быть представлена в следующем виде:

$$\text{I. } G_1 h_1 - G_1 h_2 + \gamma_1 W_{21} = 0; \quad (1)$$

$$\text{II. } G_1 h_3 - G_1 h_4 - \frac{1}{\gamma_2} W_{21} - \frac{1}{\gamma_2} W_{24} = 0; \quad (2)$$

$$\text{III. } G_5 h_5 - \gamma_3 G_{20} h_{20} - G_1 h_4 = 0; \quad (3)$$

$$G_1 + G_{20} - G_5 = 0; \quad (4)$$

$$\text{IV. } \gamma_4 G_5 h_5 - \gamma_4 G_5 h_6 + G_1 h_2 - G_1 h_3 = 0; \quad (5)$$

$$\text{V. } \gamma_5 G_5 h_6 - \gamma_5 G_5 h_7 - G_9 h_9 + G_9 h_{11} = 0; \quad (6)$$

$$\text{VI. } \gamma_6 G_5 h_7 - \gamma_6 G_5 h_8 - G_{16} h_{17} + G_{16} h_{16} = 0; \quad (7)$$

$$\text{VII. } \gamma_7 G_9 h_9 - \gamma_7 G_9 h_{10} - G_{12} h_{12} + G_{12} h_{15} = 0; \quad (8)$$

$$\text{VIII. } G_{12} h_{12} - G_{12} h_{13} - \frac{1}{\gamma_8} W_{22} = 0; \quad (9)$$

$$\text{IX. } \gamma_9 G_{12} h_{13} - \gamma_9 G_{12} h_{14} - G_{16} h_{16} + G_{16} h_{19} = 0; \quad (10)$$

$$\text{X. } G_{16} h_{17} - G_{16} h_{18} - \frac{1}{\gamma_{10}} Q_{23} = 0; \quad (11)$$

$$\text{XI. } W_{27} = \Delta p_{11} G_{16} (\rho_{18, 19} \gamma_{11})^{-1}; \quad (12)$$

$$\text{XII. } W_{28} = \Delta p_{12} G_9 (\rho_{10, 11} \gamma_{12})^{-1}; \quad (13)$$

$$\text{XIII. } W_{29} = \Delta p_{13} G_{12} (\rho_{14, 15} \gamma_{13})^{-1}; \quad (14)$$

$$\text{XIV. } W_{25} = \gamma_{16} W_{24}; \quad (15)$$

$$\text{XV. } W_{26} = \gamma_{15} W_{22}, \quad (16)$$

где G_i , h_i – соответственно массовый расход и энтальпия i -го теплоносителя, кг/с и Дж/кг; γ_i – коэффициент потерь в окружающую среду, относенный к i -му агрегату, доли; W_i – механическая (электрическая) мощность, Вт; Q_i – мощность теплового потока, Вт.

Решая совместно дополнительное уравнение мощности $W = \Delta p G (\rho \eta)^{-1}$ и уравнение энергетического баланса для насоса $G h_k - G h_l + \gamma W = 0$, можно записать $h_l = h_k + \Delta p \rho^{-1}$. Тогда для элементов XI, XII и XIII соответственно имеем:

$$h_{11} = h_{10} + \Delta p_{12} / \rho_{10}; \quad h_{15} = h_{14} + \Delta p_{13} / \rho_{14}; \quad h_{19} = h_{18} + \Delta p_{11} / \rho_{18},$$

где Δp_{11} , Δp_{12} , Δp_{13} – рабочий напор соответственно в элементах XI, XII и XIII, Па; ρ_{10} , ρ_{14} , ρ_{18} – плотность теплоносителя на входе в XII, XIII и XI, кг/м³.

Массовый расход воздуха представим через коэффициент расхода воздуха

$$G_1 = \alpha G_B^0 G_T,$$

где α – коэффициент расхода воздуха, доли; G_B^0 – теоретический удельный расход воздуха для полного сгорания топлива, кг/кг; G_T – расход топлива, кг/с.

Принимая допущения, что утечки теплоносителей отсутствуют, для массовых расходов потоков можно записать:

$$G_1 = G_2 = G_3 = G_4; \quad G_5 = G_6 = G_7 = G_8; \quad G_9 = G_{10} = G_{11};$$

$$G_{12} = G_{13} = G_{14} = G_{15}; \quad G_{16} = G_{17} = G_{18} = G_{19}.$$

Температуры в точках 2 и 4 вычисляли из уравнений для процессов сжатия в компрессоре (элемент I) и расширения в турбине (элемент II) соответственно:

$$T_2 = T_1 \left[1 + \beta_k^m - 1 \eta_k^{-1} \right]; \quad T_4 = T_3 \left[1 - 1 - \beta_t^{-m} \eta_t \right],$$

где β_k , β_t – степень сжатия в компрессоре ($p_2 p_1^{-1}$) и расширения в турбине ($p_3 p_4^{-1}$); η_k , η_t – энтропийный (внутренний относительный) КПД соответственно компрессора и турбины; $m = (k_b - 1)k_b^{-1}$; k_b – показатель адиабаты для воздуха.

В расчетах для определения степени расширения рабочего тела в турбине принимали зависимость

$$\beta_t = \frac{p_2 - \Delta p_1}{p_4} = \frac{p_2 - \Delta p_1}{p_1 - \Delta p_2} = \frac{\beta_k p_1 - \Delta p_1}{p_1 - \Delta p_2},$$

где Δp_1 – потери давления в воздушном тракте от компрессора к турбине, в системах всасывания, Па; Δp_2 – величина противодействия на выходе газов из турбины, Па.

Значение температуры перед турбиной задается по условию

$$T_3 = t_{\text{зад}} + 273 \quad \text{при} \quad T_5 \geq t_{\text{зад}} + 273 + \Delta t_{\text{вп}},$$

откуда следует, что

$$T_3 = T_5 - \Delta t_{\text{вп}},$$

где $t_{\text{зад}}$ – температура воздуха на входе в турбину, °С; T_5 – температура продуктов сгорания на выходе из топки, К; $\Delta t_{\text{вп}}$ – температурный напор в воздухоподогревателе, °С.

Температура на выходе из топки в этом случае представляется выражением

$$T_5 = t_5 + 273 = \frac{h_5}{c_5^p(t_5)} + 273,$$

а расход продуктов сгорания

$$G_5 = (1 + \alpha G_b^0 - 0,01 A_p) G_{20}.$$

При этом массовый расход воздуха для полного сгорания 1 кг топлива

$$G_B^0 = V_B^0 \rho_B^0,$$

где ρ_B^0 – плотность воздуха при нормальных условиях, кг/м³; V_B^0 – теоретический объем воздуха, необходимый для полного сгорания 1 кг топлива, м³/м³.

Температуры масла t_9 , t_{11} в промежуточном контуре принимали постоянными – соответственно 250, 320 °С. Температуру после масляного подогревателя находили из условия

$$t_7 = t_9 + \Delta t_{то},$$

где $\Delta t_{то}$ – минимальная разность температур в подогревателе, принимаем в расчете 100 °С.

Температуру уходящих газов t_8 на всех режимах принимали равной 130 °С. Расчет свойств газов (плотность, теплоемкость, энтальпию) производили с использованием программного комплекса FluidProp 2.4 для Microsoft Excel.

В результате выполненных преобразований исходная система балансовых уравнений (1)–(16) принимает вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} W_{21} = \frac{\alpha_1 G_B^0 G_{20} (h_2 - h_1)}{\gamma_1}; \\ W_{24} = \gamma_2 \alpha_1 G_B^0 G_{20} (h_3 - h_4) - W_{21}; \\ h_5 = \frac{\alpha_1 G_B^0 G_{20} h_4 + \gamma_3 G_{20} h_{20}}{G_5}; \\ G_5 = \alpha_1 G_B^0 G_{20} + G_{20}; \\ h_6 = h_5 - \frac{\alpha_1 G_B^0 G_{20} (h_3 - h_2)}{\gamma_4 G_5}; \\ h_7 = h_6 - \frac{G_9 (h_9 - h_{11})}{\gamma_5 G_5} = 0; \\ h_8 = h_7 - \frac{G_{16} (h_{17} - h_{18})}{\gamma_6 G_5}; \\ h_{10} = h_9 - \frac{G_{12} (h_{12} - h_{15})}{\gamma_7 G_9}; \\ W_{22} = \gamma_8 G_{12} (h_{12} - h_{13}); \\ h_{16} = \frac{\gamma_9 G_{12} (h_{13} - h_{14})}{G_{16}} + h_{19}; \\ Q_{23} = \gamma_{10} G_{16} (h_{17} - h_{18}). \end{array} \right. \quad (17)$$

Анализируя состав параметров системы уравнений (17), в качестве зависимых переменных были определены $G_5, h_5, h_6, h_7, h_8, h_{10}, W_{21}, W_{22}, W_{24}, Q_{24}$. К независимым переменным также были отнесены коэффициенты потерь, рабочие напоры соответственно в элементах XI, XII и XIII (что позволяет определить энтальпии h_{11}, h_{15} и h_{19}), и осуществлены подстановки $W_{25} = \gamma_{16}W_{24}$ и $W_{26} = \gamma_{15}W_{22}$. Для воздуха и продуктов сгорания величины теплоемкости определяли из выражения для смесей идеальных газов, что допустимо при рассматриваемых давлениях и температурах.

В качестве критерия эффективности принимали электрический коэффициент полезного действия парогазового блока, целевая функция представлялась в виде

$$\eta_3 = \frac{W_{25} + W_{26} - W_{28} - W_{29}}{G_{20}h_{20}}$$

В качестве оптимизируемых переменных принимали степень расширения рабочего тела в газовой турбине, коэффициент расхода воздуха и температуру на входе газовой турбины. Область исследования определяли границами изменения оптимизируемых параметров: степени повышения давления в компрессоре газовой турбины $\beta = 1-10$, коэффициента расхода воздуха $\alpha = 1-6$ и температуры воздуха на входе в турбину $t_3 = 700-950$ °С. Расчеты проводили с интервалом переменных соответственно 1,0; 0,5 и 50 °С.

Характерные эпюры по результатам оптимизационных расчетов представлены на рис. 2. Из анализа полученных данных следует, что экстремальные значения электрического КПД рассматриваемой схемы парогазовой установки лежат в пределах от 28 (при температуре рабочего тела перед газовой турбиной 700 °С) до 38 % (при температуре 950 °С). При этом коэффициент расхода воздуха изменяется в противофазе от 5,0 до 3,5, а степень сжатия – незначительно, в пределах от 4,5 до 5,5.

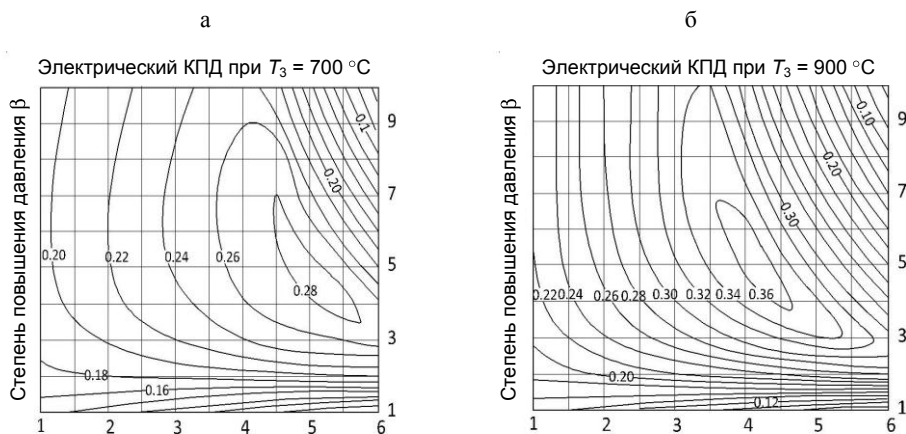


Рис. 2. Электрический КПД парогазовой установки:
а, б – температура воздуха перед газовой турбиной соответственно 700 и 900 °С

Таким образом, проведенные численные исследования простейшей схемы парогазовой установки для условий использования биомассы и ее параметрическая оптимизация показывают значительный прирост энергетической эффективности блока по сравнению с паросиловыми блоками. В то же время следует отметить, что оптимальное значение коэффициента расхода воздуха значительно превышает требуемую величину, необходимую для прямого сжигания биомассы в стационарном или кипящем слое.

Диаграмма распределения мощностей на выходе из установки, отнесенных к тепловому потоку, вносимому в систему горючей массой топлива, представлена на рис. 3.

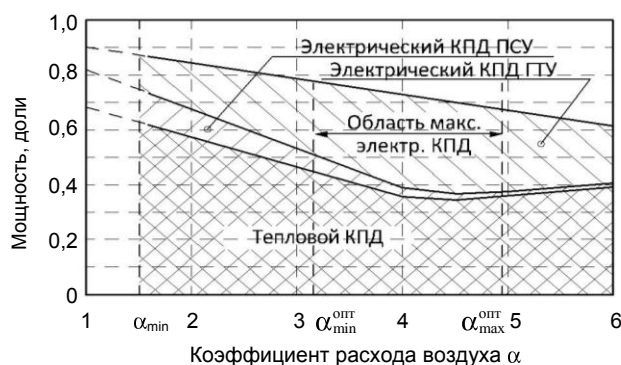


Рис. 3. Распределение мощностей энергетической установки для степени повышения давления $\beta = 5$ и температуры воздуха перед турбиной $900\text{ }^{\circ}\text{C}$

Как следует из диаграммы, коэффициент использования топлива в области максимального электрического КПД изменится в пределах 80–70 %. При этом видно, что применение парогазовой установки целесообразно только исходя из достижения максимального значения коэффициента использования топлива, так как при увеличении коэффициента расхода воздуха более 3 вклад паросиловой установки резко снижается и при $\alpha > 4$ становится малозначительным. Следовательно, в этих условиях более рациональной может являться система газотурбинной установки с пиковым водогрейным котлом.

Выполненные расчеты показывают перспективность проведения работ в области создания парогазовых и газотурбинных установок на местных видах топлива. Очевидно, что наиболее коротким путем реализации подобных проектов является адаптация имеющихся на энергетическом рынке элементов исследованной технологической схемы.

ВЫВОДЫ

1. Применение энергоблоков с бинарным циклом позволяет существенно повысить эффективность использования энергетического потенциала биомассы, увеличить электрический КПД по сравнению с паросиловыми установками в 1,5–2 раза при сохранении коэффициента использования топлива на уровне 70 %.

2. Максимальные значения электрического коэффициента определяются в первую очередь температурой нагрева воздуха на входе в газовую турбину, которая лимитируется условиями сжигания биомассы. При этих допустимых температурах оптимальный коэффициент расхода воздуха составляет 3,5–5,0, а степень повышения давления в компрессоре – 4,5–5,5.

3. Термодинамические условия применения предвключенной газотурбинной установки с внешним подводом теплоты в энергоустановках с бинарным циклом требуют дополнительной конструктивной проработки элементов исследованной технологической схемы.

ЛИТЕРАТУРА

1. К о м б и н и р о в а н н а я энергетическая установка на биомассе / В. А. Седнин [и др.] // Энергия и Менеджмент. – 2011. – № 5. – С. 14–17.

2. О б з о р состояния развития технологий комбинированного производства электрической и тепловой энергии на биомассе / В. А. Седнин [и др.] // Энергия и Менеджмент. – 2012. – № 3. – С. 12–17.

3. Y i p i n g, D. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery / D. Yiping, W. Jiangfeng, G. Lin // Energy Conversion and Management. – 2009. – Vol. 50. – P. 576–582.

4. T h e r m o d y n a m i c analysis of externally fired gas turbine combined cycle integrated with biomass gasification plant / S. Soltani [et al.] // Energy Conversion and Management. – 2013. – Vol. 70. – P. 107–115.

5. I o r a, P. Innovative combined heat and power system based on a double shaft intercooled externally fired gas cycle / P. Iora, P. Siva // Applied Energy. – 2013. – Vol. 105. – P. 108–115.

6. W o r k i n g fluid compositions for use in semi-closed Brayton cycle gas turbine power systems: patent №: US 6,824,710 B2 / F. Viteri, R. E. Anderson. – Nov. 30, 2004.

7. П о п ы р и н, Л. С. Моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок / Л. С. Попырин. – М.: Энергия, 1978. – 342 с.

Представлена кафедрой
промышленной теплоэнергетики
и теплотехники

Поступила 11.11.2013