

## ВЫВОДЫ

В результате выполненного исследования можно сделать следующие выводы:

- 1) термодинамическая эффективность цикла паротурбинной установки зависит от вида используемого топлива;
- 2) величина коэффициента использования энергии топлива при прочих равных условиях больше у низкокалорийных видов топлива;
- 3) при повышении термического КПД цикла паротурбинной установки влияние качества топлива увеличивается;
- 4) при приближении к использованию топливно-кислородного источника первичной энергии эффективность цикла паротурбинной установки возрастает.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Международное энергетическое агентство [Электронный ресурс]. – Режим доступа <http://www.iea.org/>. – Дата доступа: 04.07.2010.
2. Агентство РИА-Новости [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://ria.ru/atomtec/20120903/741744767.html>. – Дата доступа: 05.10.2012.
3. Новости компании Siemens AG [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.siemens.by/brochures/PoF\\_Belarus\\_Autumn2008.pdf](http://www.siemens.by/brochures/PoF_Belarus_Autumn2008.pdf). – Дата доступа: 22.08.2009.
4. Хрусталеv, Б. М. Техническая термодинамика: учеб.: в 2 ч. Ч. 1 / Б. М. Хрусталеv, А. П. Несенчук, В. Н. Романюк. – Минск: Технопринт, 2003.
5. Хрусталеv, Б. М. Техническая термодинамика: учеб.: в 2 ч. Ч. 2 / Б. М. Хрусталеv, А. П. Несенчук, В. Н. Романюк. – Минск: Технопринт, 2004.
6. Равич, М. Б. Эффективность использования топлива / М. Б. Равич. – М.: Из-во «Наука», 1977.

Представлена кафедрой ПТЭ и Т

Поступила 10.10.2012

УДК 621.003.019

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЭЦ С РАЗЛИЧНЫМИ ТЕПЛОВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

Доктора техн. наук, профессора ПИИР А. Э.<sup>1)</sup>, КУНТЫШ В. Б.<sup>2)</sup>,  
инж. ВЕРЕЩАГИН А. Ю.<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Северный (Арктический) федеральный университет имени М. В. Ломоносова,

<sup>2)</sup>Белорусский государственный технологический университет

Совместное производство тепловой и электрической энергии на крупных паротурбинных ТЭЦ экономит до 30 % часового расхода топлива по сравнению с раздельной выработкой. При одинаковом топливе это позволяет ТЭЦ успешно конкурировать на рынке электроэнергии с мощными КЭС, имеющими более высокие начальные параметры пара. Термодинамическая теория, рассматривающая комбинированное производство как обратимый термотрансформатор, и вытекающая из нее методика расчета удельных расходов топлива на ТЭЦ представлены в [1–3].

Как известно, в зарубежной практике широкое распространение получили ТЭЦ небольшой мощности (мини-ТЭЦ), где в качестве теплового двигателя используют дизельные двигатели, паровую или газовую турбину. Эффективность этих установок оценивают тремя техническими показателями: электрическим, тепловым и общим КПД, вычисленными по расходу топлива  $B$  при номинальных электрической  $N$  и тепловой  $Q$  мощности [4]:

$$\eta_e = N / (BQ_n^p); \quad \eta_T = Q / (BQ_n^p); \quad \eta_o = (Q + N) / (BQ_n^p), \quad (1)$$

где  $Q_n^p$  – низшая теплота сгорания рабочей массы топлива.

Очевидно, что все эти показатели условны, никак не связаны с процессом комбинированной выработки, не позволяют установить действительный расход топлива на получение теплоты и электрической энергии или вычислить реальную себестоимость продукции.

Для решения вопроса о тепловой эффективности мини-ТЭЦ рассмотрим термодинамические закономерности совместного получения работы и теплоты низкого потенциала (НП) за счет теплоты высокого потенциала (ВП) в идеальном цикле Карно. Данный способ термодинамического анализа излагается впервые.

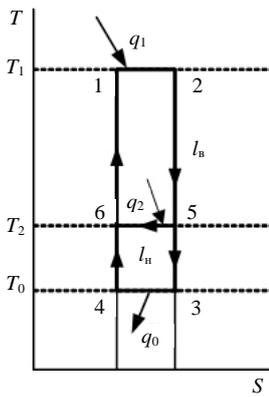


Рис. 1. Термодинамический цикл Карно комбинированной установки

Идеальный цикл Карно 1–2–3–4 (рис. 1), действующий в интервале температур  $T_1$  и  $T_0$ , представим как комбинированный, т. е. состоящий из верхнего цикла Карно 1–2–5–6, действующего в интервале температур  $T_1$  и  $T_2$ , и нижнего цикла Карно 6–5–3–4, действующего в интервале температур  $T_2$  и  $T_0$ .

В верхнем цикле Карно за счет теплоты ВП  $q_1$  получают работу  $l_B$  и теплоту НП  $q_2$ , служащую для получения работы  $l_H$  и бесполезной теплоты  $q_0$ , отводимой в окружающую среду. При совместной выработке теплота  $q_2$  просто передается теплому потребителю. Определим, какая часть теплоты ВП  $q_1$  расходуется на получение работы в верхнем цикле Карно и какая часть – на получение теплоты НП  $q_2$ .

Запишем тепловые и энергетические балансы для комбинированного цикла Карно:

$$q_1 = l_{10} + q_0 = q_1^B + q_1^H; \quad (2)$$

$$l_{10} = q_1 \eta_{10} = l_B + l_H; \quad (3)$$

$$l_B = q_1 \eta_{12}; \quad q_2 = q_1 (1 - \eta_{12}); \quad (4)$$

$$\eta_{10} = 1 - T_0/T_1; \quad \eta_{12} = 1 - T_2/T_1; \quad \eta_{20} = 1 - T_0/T_2, \quad (5)$$

где  $l_{10}$ ,  $l_B$ ,  $l_H$  – работа в цикле Карно: общая, верхнего цикла, нижнего цикла;  $\eta_{10}$ ,  $\eta_{12}$ ,  $\eta_{20}$  – термический КПД комбинированного, верхнего и нижнего циклов.

Удельный расход теплоты ВП на получение как работы  $l_{10}$ , так и составляющих ее частей  $l_B$  и  $l_H$  будет одинаковым [5] и равным

$$\bar{q}_p = q_1/l_{10} = q_1/(l_b + l_n) = q_1/(l_b + exq_2) = 1/\eta_{10} = T_0/(T_1 - T_0) > 1, \quad (6)$$

где  $ex$  – эксергия.

Это означает, что при комбинированной выработке затрата теплоты ВП на получение работы в несколько раз больше количества полученной работы, а главное, удельный расход топлива не зависит от температурной границы  $T_2 \geq T_0$ . В качестве подтверждения этого теоретического вывода можно сослаться на итоги исследований, выполненных еще в 1989 г. [6, 7] и установивших, что в конденсационной и теплофикационных турбоустановках марок К-300-240, Т-250-240, ПТ-140/165-240 эффективность выработки электроэнергии одинакова и составляет 320–325 г у. т./кВт·ч, чему соответствуют КПД  $\eta_s = 0,38$  и удельный расход теплоты ВП  $\bar{q}_s = 2,6$ .

Расход теплоты ВП на получение работы в верхнем цикле Карно

$$q_1^b = \bar{q}_p l_{10} = q_1 \eta_{12} / \eta_{10}. \quad (7)$$

Остальное количество теплоты ВП в количестве

$$q_1^h = q_1 - q_1^b = q_1(1 - \eta_{12}/\eta_{10}) \quad (8)$$

трансформируется двигателем в теплоту НП  $q_2$ , которая передается потребителю (или может быть использована в нижнем цикле Карно для получения работы  $l_n$ ). Это значит, что на получение работы  $l_n$  или теплоты НП расходуется одинаковое количество теплоты ВП  $q_1^h$ .

Удельный расход теплоты ВП на получение теплоты НП в комбинированном цикле Карно составит

$$\bar{q}_t = \frac{q_1^h}{q_2} = \frac{1 - \eta_{12}/\eta_{10}}{1 - \eta_{12}} = \eta_{20} \bar{q}_p = \frac{T_1}{T_2} \frac{T_2 - T_0}{T_1 - T_0} < 1. \quad (9)$$

Как и следовало ожидать, количество полученной при обратимой трансформации теплоты НП в несколько раз больше количества затраченной теплоты ВП. Например, в комбинированном цикле Карно при  $T_1 = 1000$  К;  $T_2 = 500$  К и  $T_0 = 300$  К удельные расходы теплоты ВП составят на получение работы  $\bar{q}_p = 1,5$ ; на получение теплоты НП  $\bar{q}_t = 0,6$ .

Мини-ТЭЦ работают на органическом топливе, а их тепловые двигатели действуют по различным термодинамическим циклам: Ренкина, Дюваля, Дизеля, где тепловыми двигателями служат паровая и газовая турбины, двигатель внутреннего сгорания.

Полученные формулы удельного расхода теплоты (6) и (9) применимы к ТЭЦ с двигателями любого типа, если в них реальные процессы отвода и подвода теплоты заменить на изотермические при средней термодинамической температуре. Кроме того, реальный термодинамический цикл установки следует рассматривать как верхний, дополнив его условным нижним циклом для получения работы  $l_n$  за счет теплоты НП  $q_2$ .

Таким образом, циклу противодавленческой паротурбинной установки 1–2–3–4–5 (рис. 2а) соответствует комбинированный цикл 7–1–2–3–4–5–6 конденсационной установки, циклу газотурбинной установки 1–2–3–4

(рис. 2б) – комбинированный цикл 1–2–3–4–5, циклу дизельной установки 1–2–3–4–5 (рис. 2в) – комбинированный термодинамический цикл 1–2–3–4–5–6.

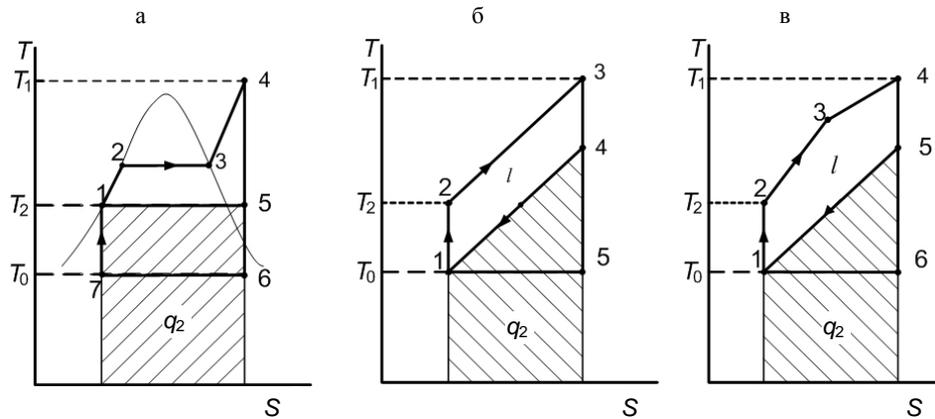


Рис. 2. Комбинированные термодинамические циклы ТЭЦ:  
а, б, в – соответственно с паровым, газотурбинным и дизельным двигателем

Выразим термические КПД идеальных циклов через их среднетермодинамические температуры и запишем выражения:

- для исходного комбинированного цикла

$$\eta_k = 1 - T_0/T_{1cp,T} = (N + exQ_2)/Q_1; \quad (10)$$

- для «верхнего» цикла теплового двигателя

$$\eta_d = 1 - T_{2cp,T}/T_{1cp,T} = N/Q_1. \quad (11)$$

По аналогии с комбинированным циклом Карно, удельные расходы теплоты ВП на получение работы и теплоты НП на мини-ТЭЦ с любым типом теплового двигателя составят:

$$\bar{q}_p = 1/\eta_k = Q_1/(N + exQ_2); \quad (12)$$

$$\bar{q}_T = (1 - \eta_d/\eta_k)/(1 - \eta_d) = \frac{exQ_2}{N + exQ_2} / \left(1 - \frac{N}{Q_1}\right) = \eta_n \bar{q}_p; \quad (13)$$

$$\eta_n = exQ_2/Q_2 = 1 - 2T_0/(T_b + T_0). \quad (14)$$

Для примера вычислим показатели тепловой эффективности дизельной мини-ТЭЦ по ее паспортным данным: электрическая мощность  $N_э = 2$  МВт, тепловая мощность  $Q_T = 2,25$  МВт, КПД по выработке электроэнергии

и теплоты  $\eta_э = 0,40$  и  $\eta_T = 0,45$ , температура выхлопных газов  $T_b = 700$  К.

1. Потребление теплоты ВП

$$Q_1 = N_э/\eta_э = Q_T/\eta_T = 2/0,4 = 5 \text{ МВт.}$$

2. Термический КПД «нижнего» цикла

$$\eta_n = 1 - 2T_0/(T_b + T_0) = 1 - 2 \cdot 300/(700 + 300) = 0,4.$$

3. Эксергия теплоты выхлопных газов двигателя

$$\text{ex}Q_2 = Q_2 \eta_{\text{н}} = 2,25 \cdot 0,4 = 0,9 \text{ МВт.}$$

4. Удельный расход теплоты ВП на получение работы

$$\bar{q}_p = Q_1 / (N_3 + \text{ex}Q_2) = 5 / (2 + 0,9) = 1,724.$$

5. Удельный расход теплоты ВП на получение теплоты НП

$$\bar{q}_t = \bar{q}_p \eta_{\text{н}} = 1,724 \cdot 0,4 = 0,689.$$

6. Удельный расход условного топлива на выработку электрической энергии

$$b_3 = 0,123 \bar{q}_p = 0,123 \cdot 1,724 = 0,212 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

7. Удельный расход условного топлива на выработку теплоты

$$b_t = 143 \bar{q}_t = 143 \cdot 0,689 = 98,5 \text{ кг у. т./Гкал или } 24 \text{ кг у. т./ГДж.}$$

Вычисленные по «физическому» методу удельные расходы условного топлива для рассмотренной дизельной мини-ТЭЦ составляют:  $b_3 = 0,140 \text{ кг у. т./кВт}\cdot\text{ч}$  и  $b_t = 168 \text{ кг у. т./Гкал} = 40 \text{ кг у. т./ГДж}$ . Они искажают реальные результаты преобразования энергии в комбинированных установках на  $-29\%$  и  $+61\%$  соответственно, а потому не пригодны для анализа тепловой эффективности или практического применения.

## ВЫВОДЫ

1. Термодинамические показатели комбинированной установки отражают физические закономерности превращения энергии топлива в теплоту и работу, а потому являются объективными критериями ее тепловой эффективности.

2. Предложенный термодинамический метод определения показателей универсален и применим к любым установкам с комбинированной выработкой.

3. Методика расчета удельных расходов топлива на ТЭЦ является, по существу, эксергетической, однако предельно проста и не требует специальных навыков для ее применения.

## ЛИТЕРАТУРА

1. П и р, А. Э. Эффективность выработки тепла и электроэнергии на ТЭЦ / А. Э. Пиир, В. Б. Кунтыш // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 1976. – № 12. – С. 127–131.
2. П и р, А. Э. Термодинамические основы трансформации теплоты на ТЭЦ / А. Э. Пиир, В. Б. Кунтыш // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2003. – № 1. – С. 65–73.
3. П и р, А. Э. Определение показателей тепловой и экономической эффективности ТЭЦ без разделения расхода топлива и оборудования по видам продукции / А. Э. Пиир, В. Б. Кунтыш // Теплоэнергетика. – 2006. – № 5. – С. 66–70.
4. Б а й р а ш е в с к и й, Б. А. Оценка эффективности когенерационной установки с позиций адекватных показателей мини-ТЭЦ / Б. А. Байрашевский, Н. П. Борушко, М. И. Шавельзон // Энергия и менеджмент. – 2005. – № 4. – С. 14–17.
5. Г о х ш т е й н, Д. П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок / Д. П. Гохштейн. – М.: Энергия, 1964. – 368 с.
6. Г л а д у н ц о в, А. И. По поводу энергетического обеспечения действующего способа распределения топлива на ТЭЦ / А. И. Гладунцов, Ю. В. Пустовалов // Теплоэнергетика. – 1989. – № 2. – С. 52–53.
7. В у к а л о в и ч, М. П. Техническая термодинамика / М. П. Вукалович, И. И. Новиков. – М.: Машиностроение, 1972. – 670 с.

Представлена кафедрой

энергосбережения, гидравлики  
и теплотехники БГТУ

Поступила 03.09.2012