

УДК 621.311.22

К ОЦЕНКЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОРГАНИЧЕСКИХ ТОПЛИВ В ЦИКЛЕ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК*

Докт. техн. наук, проф. НЕСЕНЧУК А. П., асп. БЕГЛЯК А. В.,
канд. техн. наук РЫЖОВА Т. В.,
инженеры ШКЛОВЧИК Д. И., ЯРМОЛЬЧИК М. А., КАЧАР Л. И.

Белорусский национальный технический университет

В настоящее время преимущества получения электрической энергии на атомных электростанциях являются неоспоримыми. По прогнозам, сделанным в 2009–2010 гг. Международным энергетическим агентством [1], доля атомных электростанций в общемировой выработке электрической энергии к 2035 г. может составить более 70 %. После аварии на японской АЭС «Фукусима-1» такие страны, как Япония и Германия, заявили о своем намерении снижения выработки электроэнергии на атомных электростанциях. Япония сейчас рассматривает возможность полного отказа от атомной энергетики при выполнении следующих условий: срок существующих электростанций достигнет 40 лет, а также не будет производиться строительство новых электростанций [2]. Альтернативными источниками энергии могут стать возобновляемые (биомасса, ветер, солнце и т. д.) и полезные ископаемые (уголь, нефть, природный газ). Недостатком возобновляемой энергетики (за исключением биоэнергетики) является периодическое отсутствие источников (солнца, ветра и т. д.). Это означает, что в базовом режиме все равно необходимо будет иметь или атомные электростанции, или электростанции на ископаемых видах топлива (для стран, которые планируют снизить долю атомной энергетики).

В связи с этим уже сегодня необходим достаточный анализ оценочных данных, касающихся эффективности использования различных органических топлив при их использовании в силовых установках (паросиловых, газотурбинных и т. д.). В оценочном плане наибольший интерес представляют низкокалорийные топлива.

В статье на основе термодинамического анализа паротурбинной технологии сравниваются электростанции, использующие различные виды топлива. Для этих целей введен коэффициент использования энергии топлива, учитывающий вид последнего. Интерес к паротурбинным технологиям

* Публикуется в порядке обсуждения.

объясняется еще и тем, что в настоящее время разрабатываются паровые турбины с температурой пара на входе 700 °С и электрическим КПД не менее 50 % [3].

На паротурбинной электростанции в качестве теплоисточника выступают продукты сгорания топлива, а в качестве теплоприемника – окружающая среда. Рабочим телом является водяной пар, также могут использоваться другие вещества, например термомасло. Цикл паротурбинной установки представляет собой изобару (процесс подвода теплоты), изотерму (процесс отвода теплоты) и две адиабаты. Идеальный термодинамический цикл для выбранного диапазона температур представлен на рис. 1.

Максимально возможное количество полезной работы на 1 м³ рабочего тела (продуктов сгорания органического топлива) будет определяться по формуле (рис. 1)

$$l_0 = q_1 - q_2 = c'_p(T_1 - T_2) - T_k \Delta s_1, \quad (1)$$

где c'_p – удельная объемная изобарная теплоемкость продуктов сгорания.

Термический КПД данного цикла может быть определен согласно [4]

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_k \Delta s_1}{c'_p(T_2 - T_1)}. \quad (2)$$

На практике в силу необратимости протекающих процессов величина полезной работы и термического КПД будет значительно ниже. Это вызвано тем, что энтропия системы возрастает: подводимое количество теплоты уменьшается из-за необратимости процесса получения пара в котельной установке, а отводимое количество теплоты увеличивается из-за необратимости процесса получения работы в паротурбинной установке. Реальный цикл паросиловой установки приведен на рис. 2.

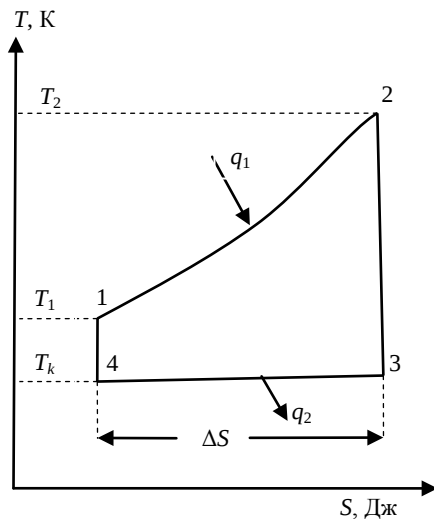


Рис. 1. Изображение идеального цикла теплового двигателя с изобарным подводом и изотермическим отводом теплоты в T - S -диаграмме: T_1 – температура выхлопных газов; T_2 – теоретическая температура сгорания топлива; T_k – температура теплоприемника

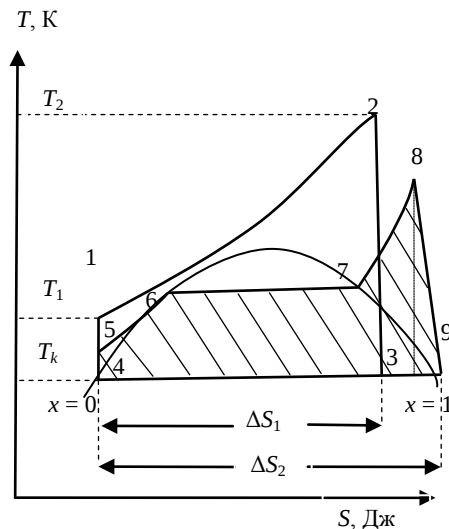


Рис. 2. Изображение реального цикла паротурбинной установки в T - S -диаграмме

Полезная работа, получаемая 1 кг рабочего тела (пара) в цикле паротурбинной установки, запишется (рис. 2)

$$l = q_1 - q_2 = c_p(T_1 - T_2)\eta_{\text{кы}} - T_k \Delta s_2 = \frac{i_7 - i_4}{\eta_{\text{кы}}} - T_k \Delta s_2, \quad (3)$$

где $\eta_{\text{кы}}$ – коэффициент полезного действия котельной установки; i_7, i_4 – энтальпия в конечной и начальной точках нагрева рабочего тела (пара).

Для сравнения идеального и реального циклов теплового двигателя с изобарным подводом и изотермическим отводом теплоты введем коэффициент использования энергии топлива

$$\eta_{\text{и.э.т}} = \frac{l}{l_0}. \quad (4)$$

Величина работы в (4) является удельной, отнесенной к 1 кг топлива. Поэтому вводим следующие коэффициенты пропорциональности: $b_{\text{т}}$, кг/кг_т (количество полученного рабочего тела (пара) при сжигании 1 кг топлива); $\sum V_i$, м³_{п.с}/кг_т (количество продуктов сгорания, получаемое при сжигании 1 кг топлива).

Формула (4) может быть преобразована к виду

$$\eta_{\text{и.э.т}} = \frac{b_{\text{т}} l}{l_0 \sum V_i} = \frac{b_{\text{т}} \left(\frac{i_7 - i_4}{\eta_{\text{кы}}} - T_k \Delta s_2 \right)}{(c'_p(T_2 - T_1) - T_k \Delta s_1) \sum V_i}. \quad (5)$$

Количество рабочего тела (пара), полученное при сжигании 1 кг топлива, будет равно

$$b_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{н}}^p \eta_{\text{кы}}}{i_7 - i_4}. \quad (6)$$

Подставив (6) в (5), получим

$$\eta_{\text{и.э.т}} = \frac{\frac{Q_{\text{н}}^p \eta_{\text{кы}}}{i_7 - i_4} \left(\frac{i_7 - i_4}{\eta_{\text{кы}}} - T_k \Delta s_2 \right)}{(c'_p(T_2 - T_1) - T_k \Delta s_1) \sum V_i} = \frac{Q_{\text{н}}^p \left(1 - \frac{T_k \Delta s_2 \eta_{\text{кы}}}{i_7 - i_4} \right)}{(c'_p(T_2 - T_1) - T_k \Delta s_1) \sum V_i}. \quad (7)$$

Учитывая, что $\eta_{\text{т}} \eta_{\text{oi}} = 1 - \frac{T_k \Delta s_2 \eta_{\text{кы}}}{i_7 - i_4}$, где η_{oi} – относительный внутренний

КПД турбины, запишем следующее выражение:

$$\eta_{\text{и.э.т}} = \frac{Q_{\text{н}}^p \eta_{\text{т}} \eta_{\text{oi}}}{(c'_p(T_2 - T_1) - T_k \Delta s_1) \sum V_i}. \quad (8)$$

Разделим числитель и знаменатель на величину $Q_{\text{н}}^p$, а также раскроем скобки в знаменателе. Тогда (8) запишется

$$\eta_{\text{и.э.т}} = \frac{\eta_{\text{т}} \eta_{\text{oi}}}{\frac{c'_p(T_2 - T_1) \sum V_i}{Q_{\text{н}}^p} - \frac{T_k \Delta s_1 \sum V_i}{Q_{\text{н}}^p}}.$$

Учитывая, что $Q_n^p = c'_p (T_2 - T_1) \eta_{ky} \sum V_i$, получим

$$\eta_{н.э.т} = \frac{\eta_t \eta_{oi}}{\frac{1}{\eta_{ky}} - \frac{\sum V_i}{Q_n^p} T_k \Delta s_1} = \frac{\eta_t \eta_{oi} \eta_{ky}}{1 - \frac{\sum V_i}{Q_n^p} T_k \Delta s_1 \eta_{ky}}.$$

Кроме того, согласно [5], $\Delta s_1 = c'_p \ln \frac{T_2}{T_1}$, тогда в окончательном виде

$$\eta_{н.э.т} = \frac{\eta_t \eta_{oi} \eta_{ky}}{1 - \frac{\sum V_i}{Q_n^p} T_k \eta_{ky} c'_p \ln \frac{T_2}{T_1}}. \quad (9)$$

Таким образом, при использовании различных видов топлива за счет изменения количества продуктов сгорания при сжигании, низшей теплоты сгорания и теоретической температуры сгорания топлива могут быть получены различные значения коэффициента использования энергии топлива. В зависимости от мощности котельной установки при использовании различных видов топлива могут быть получены неодинаковые η_{ky} . Однако при большой мощности котельного агрегата его КПД будет близок к 95 %. Поэтому в рассматриваемом случае этим изменением можно пренебречь.

В качестве примера для отображения полученных результатов были использованы бурый уголь (эстонский), фрезерный торф, древесная щепа, горючий сланец и природный газ (Березовское месторождение). Свойства этих топлив приведены в [6].

Результаты проведенного исследования показаны на рис. 3. Исходные данные для расчета указаны в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные для расчета $\eta_{н.э.т}$ по формуле (8)

Наименование	Величина
Температура теплоприемника T_k	300 К
Температура выхлопных газов T_1	400 К
Термический КПД η_t	0,50
Относительный внутренний КПД турбины η_{oi}	0,85

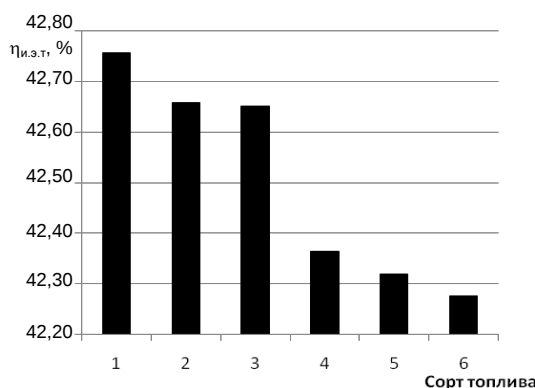


Рис. 3. Зависимость коэффициента использования энергии топлива от вида топлива:
1 – бурый уголь; 2 – древесная щепа; 3 – фрезерный торф; 4 – горючие сланцы;
5 – мазут М-100; 6 – природный газ

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. – Дата доступа: 22.08.2009.
4. Хрустале в, Б. М. Техническая термодинамика: учеб.: в 2 ч. Ч. 1 / Б. М. Хрустале в, А. П. Несенчук, В. Н. Романюк. – Минск: Технопринт, 2003.
5. Хрустале в, Б. М. Техническая термодинамика: учеб.: в 2 ч. Ч. 2 / Б. М. Хрустале в, А. П. Несенчук, В. Н. Романюк. – Минск: Технопринт, 2004.
6. Рави ч, М. Б. Эффективность использования топлива / М. Б. Рави ч. – 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.¹⁾, КУНТЫШ В. Б.²⁾,
инж. ВЕРЕЩАГИН А. Ю.¹⁾

¹⁾Северный (Арктический) федеральный университет имени М. В. Ломоносова,

²⁾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].