

УДК 621.438

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТОПЛИВА В ИДЕАЛЬНОМ ЦИКЛЕ ГТУ С ИЗОБАРНЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ*

Докт. техн. наук, проф. **НЕСЕНЧУК А. П.**¹⁾, асп. **БЕГЛЯК А. В.**¹⁾,
канд. техн. наук **РЫЖОВА Т. В.**²⁾, инж. **ШКЛОВЧИК Д. И.**¹⁾,
БЕГЛЯК В. В.¹⁾, **АБРАЗОВСКИЙ А. А.**³⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет,

²⁾ОАО «МАЗ»,

³⁾УО ГИПК «ГАЗ-ИНСТИТУТ»

Как отмечалось в [1], сегодня использование твердых ископаемых видов топлива в мире по-прежнему имеет большое значение. Например, уголь главенствует в энергетике Польши, Австралии, Китая, ЮАР [2]. Данные по производству электрической энергии из твердых ископаемых видов топлива в 2009 г. приведены на рис. 1.

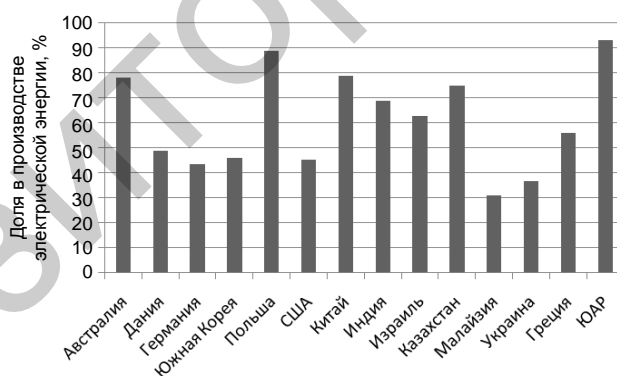


Рис. 1. Данные по производству электрической энергии из твердых ископаемых видов топлива в 2009 г.

Для повышения энергетической эффективности использования топлива ведутся серьезные разработки возможностей сжигания твердых видов в газовых турбинах. Уже имеются разработки газификаторов у компаний Siemens [3], Mitsubishi [4], GE [5], а также внешних камер сгорания твердого топлива с использованием котлов с циркулирующим кипящим слоем у компаний Alstom [6,] Metso [7] и т. д.

* Печатается в порядке обсуждения.

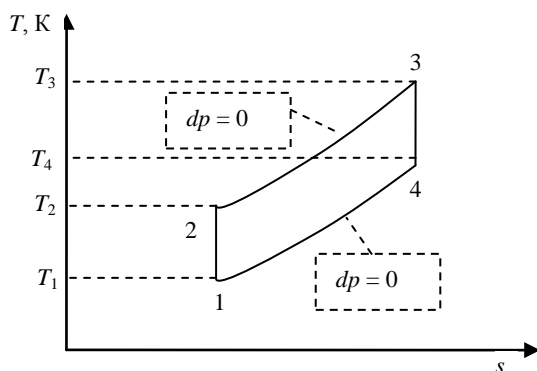


Рис. 2. T - s -диаграмма цикла ГТУ с обратимыми процессами сжатия и расширения рабочего тела

ла и изобарным подводом теплоты термический КПД рассчитывается согласно [8]

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (1)$$

где β – степень повышения давления газа (воздуха) в компрессоре; k – показатель адиабаты.

Согласно (1) термический КПД идеального цикла ГТУ с идеальным газом в качестве рабочего тела и изобарным подводом теплоты зависит только от степени повышения давления газа (воздуха) в компрессоре и показателя адиабаты (свойств рабочего тела).

Термический КПД ГТУ в общем виде может быть рассчитан по формуле

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \quad (2)$$

где q_1 – подведенное с топливом количество теплоты, отнесенное к 1 м^3 топлива, кДж/м^3 ; q_2 – отведенное в окружающую среду количество теплоты, отнесенное к 1 м^3 топлива, кДж/м^3 .

Для расчета q_1 используем уравнение

$$q_1 = Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{кк}}, \quad (3)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – низшая рабочая теплотворная способность топлива, кДж/м^3 ; $\eta_{\text{кк}}$ – коэффициент полезного действия камеры сгорания.

Также величина подведенного количества теплоты может быть выражена с помощью соотношения

$$q_1 = \bar{c}_p' \Big|_{T_2}^{T_3} (T_3 - T_2) \sum V = \bar{c}_p' \Big|_{T_2}^{T_{\text{теор}}} (T_{\text{теор}} - T_2) \sum V_i, \quad (4)$$

где $\bar{c}_p' \Big|_{T_2}^{T_3}$, $\bar{c}_p' \Big|_{T_2}^{T_{\text{теор}}}$ – удельная объемная средняя изобарная теплоемкость рабочего тела в указанном диапазоне температур, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{град.})$; $T_{\text{теор}}$ – теоретическая температура горения топлива, К ; T_3 – температура рабочего

В настоящей статье проанализирована эффективность работы ГТУ в идеальном цикле (процессы сжатия в компрессоре и расширения в газовой турбине) с изобарным подводом теплоты. T - s -диаграмма цикла ГТУ при использовании различных видов топлива с указанием эффективности изображена на рис. 2.

Известно, что для идеального цикла ГТУ с идеальным газом в качестве рабочего тела

тела на выходе из камеры сгорания, К; T_2 – температура рабочего тела на выходе из компрессора, К; $\sum V$ – суммарный объем рабочего тела (продуктов сгорания) с учетом коэффициента избытка воздуха, отнесенный к 1 м^3 топлива, $\text{м}^3/\text{м}^3$; $\sum V_i$ – теоретический объем рабочего тела (продуктов сгорания) без учета коэффициента избытка воздуха, отнесенный к 1 м^3 топлива, $\text{м}^3/\text{м}^3$.

При проведении дальнейших расчетов предположим, что $\bar{c}'_p \Big|_{T_2}^{T_3} = \bar{c}'_p \Big|_{T_2}^{T_{\text{теор}}}$.

Это вызвано стремлением производителей газовых турбин максимально увеличить температуру рабочего тела на входе в газовую турбину.

Согласно [9] температуры рабочего тела на выходе из компрессора и камеры сгорания рассчитываются:

$$T_2 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}}; \quad T_4 = T_3 \beta^{\frac{1-k}{k}}. \quad (5)$$

Так как

$$\alpha = \frac{\sum V}{\sum V_i} = \frac{T_{\text{теор}} - T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}}}{T_3 - T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}}}$$

то

$$\sum V = \frac{T_{\text{теор}} - T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}}}{T_3 - T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}}} \sum V_i. \quad (6)$$

Удельное количество теплоты q_2 , отданное при охлаждении рабочего тела, будет определяться по формуле

$$q_2 = \bar{c}'_p \Big|_{T_1}^{T_4} (T_4 - T_1) \sum V = \bar{c}'_p \Big|_{T_1}^{T_4} (T_3 \beta^{\frac{1-k}{k}} - T_1) \sum V. \quad (7)$$

После подстановки (6) в (7) получим

$$q_2 = \bar{c}'_p \Big|_{T_1}^{T_4} \frac{T_{\text{теор}} - T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}}}{T_3 - T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}}} \left(T_3 \beta^{\frac{1-k}{k}} - T_1 \right) \sum V_i. \quad (8)$$

Разделив числитель и знаменатель на величину $\beta^{\frac{k-1}{k}}$, запишем

$$q_2 = \bar{c}'_p \Big|_{T_1}^{T_4} \frac{T_{\text{теор}} \beta^{\frac{1-k}{k}} - T_1}{T_3 \beta^{\frac{1-k}{k}} - T_1} \left(T_3 \beta^{\frac{1-k}{k}} - T_1 \right) \sum V_i = \bar{c}'_p \Big|_{T_1}^{T_4} \left(T_{\text{теор}} \beta^{\frac{1-k}{k}} - T_1 \right) \sum V_i. \quad (9)$$

Окончательно q_2 можно записать в виде

$$q_2 = \bar{c}_p \left|_{T_1}^{T_4} \left(\frac{T_{\text{теор}}}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} - T_1 \right) \sum V_i \right. \quad (10)$$

Выполнив подстановку (3) и (10) в (2), получим

$$\eta_t = 1 - \frac{\bar{c}_p \left|_{T_1}^{T_4} \left(\frac{T_{\text{теор}}}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} - T_1 \right) \sum V_i}{Q_{\text{н}}^p \eta_{\text{кк}}} \quad (11)$$

Таким образом, авторами получена формула для анализа термического КПД идеального цикла газотурбинной установки с изобарным подводом теплоты, которая в отличие от (1) показывает также зависимость эффективности ГТУ от свойств сжигаемого топлива.

Исходя из (11), кроме степени повышения давления в компрессоре и показателя адиабаты, важное значение для эффективной работы ГТУ имеет отношение $\frac{Q_{\text{н}}^p}{\sum V_i}$, МДж/нм³, – теплота сгорания, приходящаяся на 1 нм³

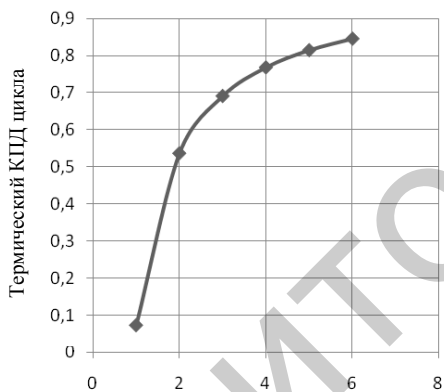


Рис. 3. Зависимость термического КПД идеального цикла ГТУ от отношения $\frac{Q_{\text{н}}^p}{\sum V_i}$, МДж/нм³

Рис. 3. Зависимость термического КПД идеального цикла ГТУ от отношения $\frac{Q_{\text{н}}^p}{\sum V_i}$

продуктов сгорания, теоретическая температура сгорания топлива и эффективность камеры сгорания (в случае сжигания твердых видов топлива обычно используются внешние камеры). Очевидно, что последний показатель зависит от уровня развития техники и на определенном этапе может стать равным для газообразных, жидких и твердых топлив. Поэтому наибольший интерес для изучения влияния свойств топлива на эффективность цикла оказывают именно первый и второй показатели. График зависимости термического КПД цикла ГТУ без учета необратимости в компрессоре и турбине при фиксированном значении остальных величин изображен на рис. 3.

Для расчетов из [10] брали исходные данные по свойствам топлив: бурый уголь, фрезерный торф, древесная щепа, горючие сланцы, мазут и природный газ. В качестве исходных данных задавались параметрами: $\beta = 20$; $\eta_{\text{кк}} = 0,99$; $k = 1,4$. Полученные значения термического КПД для указанных видов топлива* представлены на рис. 4.

* Для твердых видов топлива предполагается использование внешних камер сгорания или внешнего газификатора.

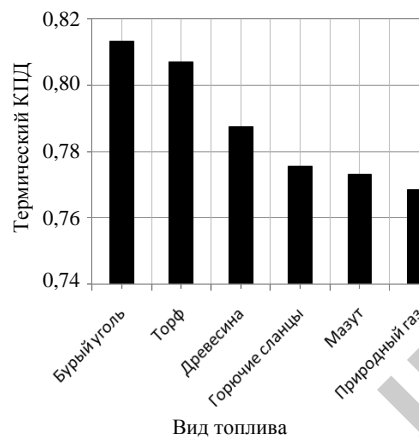


Рис. 4. Зависимость термического КПД идеального цикла ГТУ с изобарным подводом теплоты

ВЫВОДЫ

Для получения максимальной эффективности идеального цикла ГТУ с изобарным подводом теплоты наиболее целесообразно использовать в перспективе топлива с максимальным значением $\frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{\sum V_i}$ и минимальной теоретической температурой горения.

Однако для реального цикла ГТУ важное значение имеет температура рабочего тела на входе в газовую турбину. В настоящий момент разрабатываются газовые турбины с температурой 1700 °С. Очевидно, что не все виды топлива могут обеспечить такую температуру, поэтому влияние свойств топлива на реальный цикл ГТУ требует дополнительного изучения.

ЛИТЕРАТУРА

1. К о ц е н к е эффективности использования органических топлив в цикле паросило-вых установок / А. П. Несенчук [и др.] // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2013. – № 1. – С. 56–60.
2. Международное энергетическое агентство [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.iea.org/>. – Дата доступа: 15.10.2012.
3. Сайт компании Siemens AG [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.energy.siemens.com/hq/en/power-generation/power-plants/integrated-gasification-combined-cycle/integrated-gasification-combined-cycle.htm/>. – Дата доступа: 15.10.2012.
4. Сайт компании Mitsubishi Heavy Industries Ltd. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.mhi.co.jp/en/products/category/integrated_coal_gasification_combined_cycle.html/. – Дата доступа: 15.10.2012.
5. Сайт компании General Electric [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.ge-energy.com/products_and_services/products/gasification/integrated_gasification_combined_cycle.jsp/. – Дата доступа: 15.10.2012.
6. Сайт компании Alstom [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.alstom.com/power/coal-oil/>. – Дата доступа: 15.10.2012.
7. Сайт компании Metso [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.metso.com/energy/boiler_prod.nsf/WebWID/WTB-090517-22575-570F1?OpenDocument/. – Дата доступа: 15.10.2012.

8. Александров, А. А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок / А. А. Александров. – М.: Изд-во МЭИ, 2004.

9. Хрусталева, Б. М. Техническая термодинамика: учеб.: в 2 ч. / Б. М. Хрусталева, А. П. Несенчук, В. Н. Романюк. – Минск: Технопринт, 2004. – Ч. 2.

10. Равич, М. Б. Эффективность использования топлива / М. Б. Равич. – М.: Наука, 1977.

Представлена кафедрой ПТЭ и Т БНТУ

Поступила 28.12.2012

УДК 621

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МЕТОДОВ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ NO_x ПРИ СЖИГАНИИ УГЛЕВОДОРОДНОГО ТОПЛИВА В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

**Канд. техн. наук КАБИШОВ С. М., докт. техн. наук, проф. ТРУСОВА И. А.,
канд. техн. наук, доц. РАТНИКОВ П. Э., канд. техн. наук МЕНДЕЛЕВ Д. В.**

Белорусский национальный технический университет

В последние годы необходимость существенного снижения выбросов вредных веществ в атмосферу теплоэнергетическими установками, по крайней мере, до уровня, регламентированного ГОСТ 30735–2001, привела к использованию как конструктивных, так и технологических методов подавления образования оксидов азота. Почти все технологические методы подавления NO_x проверены в промышленных условиях и опубликованы в отечественной и зарубежной технической литературе, например в [1–7]. В частности, по данным Агентства по защите окружающей среды США (EPA US) [1, 5], в некоторых штатах требуется в обязательном порядке внедрять на действующих котлах наилучшие из известных технологий – BAT (Best Available Technologies), которые включают:

- снижение избытка воздуха (LEA);
- ступенчатый ввод воздуха, который предполагает не только ступенчатое сжигание (OFA), но также и нестехиометрическое сжигание (BBF) и отключение одной или нескольких верхних горелок (BBOS);
- рециркуляцию дымовых газов FRG (обычно подача газов рециркуляции требует незначительных изменений горелочных устройств);
- ступенчатый ввод топлива, т. е. организацию трехступенчатого сжигания (reburning-process);
- использование малотоксичных горелочных устройств (LNB), которые включают в себя горелки: со ступенчатой подачей воздуха, с рециркуляцией и со ступенчатым вводом топлива (т. е. организация reburning-process в факеле отдельно взятой горелки);
- ввод в рабочее пространство котла водяного пара или аммиачного раствора с целью восстановления оксидов азота.