

МЕТОДИКА ФУНКЦИОНАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Инж. ПАНТЕЛЕЙ Н. В.

Белорусский национальный технический университет

Данная работа ставит целью определить новое направление развития энергетической отрасли. Поэтому автор максимально приблизил результаты своих исследований к существующему уровню понимания и развития энергетической техники. Ранее была предложена новая технология производства ряда жизненно важных технологических продуктов, получаемых попутно из продуктов сжигания органических топлив при выработке электроэнергии на тепловой электрической станции. Эта технология может быть реализована на основе применения комбинированных энергоустановок, названных автором как ЭТУ (энерготехнологическая установка) [1]. Основой создания энергоустановок нового поколения являются уже достигнутые технические результаты, и это – гарантия быстрого их освоения. Техническая суть ЭТУ – в их комбинациях, создаваемых на базе уже освоенной техники (из тех же кубиков – новое строение). Основу ЭТУ составляет объединение в одной установке термодинамического цикла тепловой и холодильной расширительных машин.

Методика расчетных исследований ЭТУ базируется также на достигнутом уровне теплоэнергетической науки. Поэтому автору пришлось обобщить имеющиеся научные разработки и применить их для конкретного варианта ЭТУ. Работа ставила целью показать основные преимущества комбинированных энерготехнологических установок типа ЭТУ. Для исключения неоправданных популистских изысканий в основу дальнейших исследований ЭТУ заложены принципы расчета ее характеристик, исходя из достигнутых возможностей современного энергетического машиностроения. Такими предпосылками являются большой опыт применения газовых турбин на начальные параметры рабочего тела 1000 °С и более, а также на повышение начальной температуры цикла ГТУ до уровня 1600 °С [2–4].

По указанным выше соображениям определены следующие граничные условия при функционально-техническом анализе комбинированной энерготехнологической установки. Расход рабочего тела ЭТУ принят в 100 кг/с, что позволяет автоматически получать расходные характеристики по технологическим продуктам установки в процентах, т. е. легко анализировать и пересчитывать основные характеристики под любые задаваемые мощности. Верхний диапазон температуры рабочего тела на входе в газовую турбину ЭТУ принят на уровне 1500 °С. Обоснование его связано с тем, что передовые турбостроительные фирмы работают над созданием газовых турбин на начальную температуру 1600 °С, с одной стороны, с другой – имеется реальная возможность выйти на такой уровень более простыми средствами на основе турбин ТРБ.

Несмотря на то, что основная мощность ЭТУ и, следовательно, ее КПД определяются газовой турбиной, выбор граничных условий по величине разделительного давления был продиктован идеологией самой установки. Это конкретно касается ее технологического назначения. Такой выбор преследовал цель получения сублимированной углекислоты. По этой причине разделительное давление принималось в диапазоне 6–10 бар.

Значения КПД, составляющие ЭТУ машин, принимались на уровне современных достижений такой техники: 85–94 %. Отметим и серии расчетов характеристик ЭТУ при значении КПД ее машин в 100 %. Подобное решение продиктовано возможностью получить значения идеального (термического) КПД ЭТУ.

В целом выбор граничных условий при расчетах характеристик ЭТУ преследовал одну задачу: максимального приближения к техническим возможностям данной техники на современном этапе развития.

В первом приближении при расчетах схемы ЭТУ можно воспользоваться классическими зависимостями по расчету продуктов сгорания топлива (ПСТ) [5]. В соответствии уравнениями ВТИ рассчитывались коэффициент состава ПСТ β и их молекулярный вес μ [6]. Основу расчетных зависимостей составили написанные применительно к элементам ЭТУ-1 уравнения.

Физико-математическая модель ЭТУ была реализована следующим образом. Задавались основные исходные данные (граничные условия): температура рабочего тела перед газовой турбиной; начальное и разделительное давления; конечное давление и температура за турбодетандером; КПД газовой турбины, турбодетандера и компрессора. В расчетах расход рабочего тела на входе в компрессор принимался на уровне $G_b = 100$ кг/с, что дает очевидные преимущества, так как массовые характеристики от $G_b = 100$ кг/с представляют собой фактически процентные соотношения определяемых компонент ПСТ, что весьма удобно при анализе характеристик (и не только ЭТУ). Безусловно, такой методический подход в выполнении теплоэнергетических расчетов найдет самое широкое применение. Корректировка массовых расходов по элементам схемы осуществлялась введением коэффициентов расхода $K_{расх}$, что позволило учитывать утечки, отбор воздуха на охлаждение газовой турбины и т. д. Потеря давления в отдельных элементах схемы уточнялась коэффициентом давления $K_{давл}$, учитывающим гидравлические потери (на дросселирование) в элементах схемы. Коэффициент состава газов β и их молекулярный вес μ в первом приближении, как отмечено выше, приняты для газа соответствующего составу воздуха, т. е. $\beta = 1$ и $\mu = 28,96$ кг/кмоль. Температура рабочего тела за первой ступенью турбодетандера принята на уровне $t_{вых}^{тд} = -57$ °С. И такой выбор неслучаен, так как при этой температуре углекислота переходит в сублимированное состояние, что упрощает ее отделение из состава ПСТ. Причем этому значению температуры соответствует и значение давления за первой ступенью турбодетандера. Оно составляет 0,528 МПа. Это предопределяет и основу создания ЭТУ. Наличие данных характеристик предполагает развитие направлений исследований по созданию головного образца комбинированной энергоустановки типа ЭТУ.

Температура воздуха перед компрессором с учетом технических возможностей ЭТУ принята на уровне $t_{\text{вх}}^{\text{к}} = -50$ °С. Коэффициент полезного действия камеры сгорания принимался на общетехническом уровне $\eta_{\text{кс}} = 0,99$. Давление воздуха на входе в компрессор, естественно, атмосферное.

В первом приближении для нахождения начальных температур в основных элементах схемы расчет необходимо производить по описанной выше методике для воздуха при коэффициенте состава газов $\beta = 1$ и молекулярной массе газов $\mu = 28,96$ кг/кмоль. После этого ведется полный расчет тепловой схемы энерготехнологической установки с учетом материальных балансов ПСТ.

Итак, в компрессор подается воздух с начальной температурой $t_{\text{нк}} = -50$ °С в количестве $G_{\text{в}} = 100$ кг/с. Давление в компрессоре принимаем с учетом сопротивления охладителя воздуха

$$p_{\text{нк}} = p_{\text{нв}} - \Delta p_{\text{ов}}, \quad (1)$$

где $p_{\text{нк}}$ – давление воздуха на входе в компрессор и за турбодетандером принималось на уровне атмосферного $p_{\text{нк}} = 0,1$ МПа; $p_{\text{нв}}$ – то же атмосферное; $\Delta p_{\text{ов}}$ – сопротивление охладителя воздуха.

Давление воздуха за компрессором рассчитывается с учетом заданной в граничных условиях степени повышения давления по следующей зависимости:

$$p_{\text{кк}} = \beta_{\text{к}} p_{\text{нк}}, \quad (2)$$

где $\beta_{\text{к}}$ – степень повышения давления в компрессоре.

Для реализации физико-математической модели были разработаны соответствующие программы расчета параметров ПСТ и тепловой схемы ЭТУ. С их помощью определялись основные параметры рабочего тела на входе в компрессор и на выходе из него. Внутренняя мощность компрессора рассчитывалась с учетом переменных значений его КПД

$$N_i^{\text{к}} = G_{\text{в}} \frac{H^{\text{ад}}}{\mu} \eta_{0i} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}, \quad (3)$$

где $H^{\text{ад}} = i_{\text{кк}} - i_{\text{нк}}$ – адиабатический теплоперепад компрессора; $i_{\text{кк}}$, $i_{\text{нк}}$ – энтальпии рабочего тела за компрессором на политропе процесса расширения и на входе в него; η_{0i} – внутренний КПД установки (компрессора); $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД, принят во всех расчетах равным 0,99; $\eta_{\text{г}}$ – КПД генератора, принят во всех расчетах равным 0,99.

Температура газов за регенератором принималась с учетом температурного напора на уровне $\delta t = 15$ °С

$$t_{\text{гр}} = t_{\text{кк}} + \delta t, \quad (4)$$

а теплосодержание воздуха за регенератором определялось как

$$i_{\text{вр}} = i_{\text{кк}} + (i_2^{\text{гт}} - i_{\text{гр}}). \quad (5)$$

Проверка точности расчетов в соответствии с принятыми граничными условиями осуществляется составлением уравнения баланса регенератора по следующей зависимости при условии:

$$G_{\text{рт}}(i_{\text{кр}}^{\text{г}} - i_{\text{кт}}^{\text{г}}) = G_{\text{в}}(i_{\text{кк}}^{\text{в}} - i_{\text{кр}}^{\text{в}})\eta_{\text{р}}, \quad (6)$$

где $i_{\text{кр}}^{\text{г}}$, $i_{\text{кт}}^{\text{г}}$ – конечные значения энтальпии газов за регенератором и газовой турбиной; $i_{\text{кк}}^{\text{в}}$, $i_{\text{кр}}^{\text{в}}$ – то же воздуха за компрессором и регенератором; $G_{\text{рт}}$ – расход рабочего тела с учетом отбора его на охлаждение элементов газовой турбины и расхода топлива; $\eta_{\text{р}}$ – КПД регенератора, принят на уровне 98 %.

Тогда удельное количество теплоты, подводимой к рабочему телу в камере сгорания установки, может быть определено по выражению

$$q_{\text{кк}} = i_1^{\text{гт}} - i_{\text{вр}}, \quad (7)$$

а количество теплоты, подведенное к рабочему телу в цикле установки, – в соответствии с выражением

$$Q_0 = \frac{G_{\text{кк}} q_{\text{кк}}}{\mu \eta_{\text{кк}}}, \quad (8)$$

где $G_{\text{кк}}$ – расход рабочего тела на выходе из камеры сгорания.

Расход топлива на установку может быть определен из соотношения

$$B_{\text{ГТУ}} = \frac{Q_0}{Q_{\text{п}}^{\text{н}}}, \quad (9)$$

где $Q_{\text{п}}^{\text{н}}$ – низшая теплотворная способность натурального топлива, рассчитывается исходя из состава топлива.

Избыток воздуха после камеры сгорания ГТУ определится по выражению

$$\alpha_{\text{кк}} = \frac{G_{\text{кк}}}{B_{\text{ГТУ}} L_0}, \quad (10)$$

где $L_0 = V_0 \gamma_{\text{в}}$ – теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива (кг/кг); V_0 , $\gamma_{\text{в}}$ – соответственно теоретически необходимый объем воздуха ($\text{м}^3/\text{кг}$) для сжигания 1 кг топлива и удельный вес воздуха ($\text{кг}/\text{м}^3$).

Зная объемные доли компонент ПСТ, можно рассчитать коэффициент состава газов $\beta_{\text{гт}}$ и их молекулярную массу перед газовой турбиной $\mu_{\text{гт}}$ в соответствии с выражением [6]

$$\beta_{\text{гт}} = 0,94r_{\text{N}_2} + 1,23r_{\text{O}_2} + 4,00r_{\text{RO}_2} + 2,2r_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (11)$$

а также

$$\mu_{\text{гт}} = 28,15r_{\text{N}_2} + 32,00r_{\text{O}_2} + 44,01r_{\text{RO}_2} + 18,02r_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (12)$$

После задания граничных условий выполняется детальный расчет всех основных характеристик ЭТУ.

Мольные теплосодержание i_1 и энтропия S_1 начальной точки процесса расширения перед газовой турбиной определялись в соответствии с задаваемыми граничными условиями путем использования программ. Конечную точку адиабатического процесса расширения в газовой турбине находили в соответствии с величиной относительного давления

$$\beta^{гт} = \frac{p_1}{p_{разд}}, \quad (13)$$

где $p_1, p_{разд}$ – начальное и конечное (разделительное) давления рабочего тела турбины.

Энтропия (мольная) перед турбиной определяется в соответствии с выражением

$$S_1^{гт} = f(\beta^{гт}, t_1). \quad (14)$$

По значению энтропии можно рассчитать температуру за турбиной на адиабате $t_{2гт}^{ад}$, а по температуре – конечное (на адиабате) теплосодержание рабочего тела за турбиной $i_{2гт}^{ад}$. Адиабатический тепловой перепад газовой турбины при этом составит $H_0^{гт} = i_1 - i_{2гт}^{ад}$. С учетом этого теплосодержание рабочего тела за турбиной определим по выражению

$$i_2^{гт} = i_1^{гт} - H_i. \quad (15)$$

После этого с учетом относительного внутреннего КПД турбины может быть определен фактически использованный ею тепловой перепад H_i , с учетом которого мощность газовой турбины составит

$$N_i^{гт} = \frac{G^{гт} H_i}{\mu^{гт}}, \quad (16)$$

где $G_{гт}$ – расход рабочего тела (газа) на газовую турбину; H_i – использованный теплоперепад газовой турбины; $\mu_{гт}$ – молекулярная масса газа перед газовой турбиной.

При отборе сжатого воздуха после компрессора на охлаждение высокотемпературных элементов газовой турбины $G_{охл}$ и с учетом утечек через ее концевые уплотнения $G_{ут}$ величина расхода рабочего тела для нее может быть определена из соотношения

$$G_{гт} = G_k - G_{охл} - G_{ут}, \quad (17)$$

где, в свою очередь, расход воздуха на охлаждение в первом приближении может быть оценен с помощью выражения [7]

$$G_{охл} \cong 2,2 \cdot 10^{-4} (t_{нк} - 750) G_k. \quad (18)$$

Величина $G_{\text{охл}}$ может быть уточнена для конкретной схемы ЭТУ на стадии ее рабочего проектирования. Например, отбор воздуха на охлаждение может осуществляться не только за компрессором, но и с его промежуточных ступеней.

Оценка утечек через зазоры концевых уплотнений в первом приближении может быть принята на уровне 0,5 % от расхода воздуха за компрессором

$$G_{\text{ут}} = 0,005G_{\text{к}}. \quad (19)$$

При необходимости ее величина может уточняться по конкретным размерам зазоров в уплотнениях, количеству гребней в уплотнении и их типу, а также параметрам рабочего тела до и после уплотнений по известным методикам. При этом расчет ведется по аналогии с таковым для паровой турбины. Затем продолжается расчет составлением материального баланса теплофикационной установки (ТУ) ЭТУ. Из баланса теплофикационной установки находим расход охлаждающей воды

$$G_{\text{св}}c_p(t_{\text{пр}} - t_{\text{ос}}) = G_{\text{рт}}(i_{\text{кр}}^{\text{г}} - i_{\text{к}}^{\text{г}}), \quad (20)$$

где $t_{\text{пр}}$, $t_{\text{ос}}$ – соответственно температуры прямой и обратной сетевой воды. По принятым в соответствии с температурным графиком тепловой сети 150–70 °С значениям температуры прямой и обратной сетевой воды могут быть определены основные параметры РТ ЭТУ для регенератора. Важнейшими из них являются конечная энтальпия газов за регенератором $i_{\text{кр}}^{\text{г}}$ и конечная энтальпия газов за теплофикационной установкой $i_{\text{к}}^{\text{г}}$.

Количество тепловой энергии, получаемое в теплофикационной установке ЭТУ, оценивается по формуле

$$Q_{\text{ту}} = (G_{\text{рт}} + G_{\text{охл}})(h_{\text{кр}}^{\text{г}} - h_{\text{н}}^{\text{тд-1}}), \quad (21)$$

где $h_{\text{н}}^{\text{тд-1}}$ – энтальпия на входе в первую ступень турбодетандера.

После теплофикационной установки в сепараторе воды удаляется вода из состава РТ в количестве

$$G_{\text{H}_2\text{O}} = G_{\text{рт}}r_{\text{H}_2\text{O}}\rho_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (22)$$

где $G_{\text{рт}}$ – расход рабочего тела после газовой турбины; $r_{\text{H}_2\text{O}}$ – объемная доля воды, определенная ранее при расчете ПСТ; $\rho_{\text{H}_2\text{O}}$ – плотность воды при параметрах за теплофикационной установкой, рассчитывается по уравнению состояния с учетом параметров на выходе из теплофикационной установки.

После отделения воды меняется состав ПСТ. Это требует соответствующего пересчета коэффициента состава ПСТ $\beta_{\text{тд-1}}$ и их молекулярной массы $\mu_{\text{тд-1}}$ перед турбодетандером. Их новые значения можно найти по следующим зависимостям:

$$\beta_{\text{тд-1}} = \beta_{\text{гт}} - 2,2r_{\text{H}_2\text{O}}; \quad (23)$$

и

$$\mu_{\text{тд-1}} = \mu_{\text{гт}} - 18,02r_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (24)$$

Тогда расход рабочего тела на входе в турбодетандер с учетом выделенной из ПСТ воды составит

$$G_{\text{тд-1}} = (G_{\text{гт}} - G_{\text{H}_2\text{O}}) \frac{\mu_{\text{тд-1}}}{\mu_{\text{гт}}}. \quad (25)$$

Необходимость выделения углекислоты из состава ПСТ, как отмечалось выше, требует разделения турбодетандера на две ступени. Выделение углекислоты в технологической схеме ЭТУ происходит при давлении $p = 5,28$ бар и температуре $t = -57$ °С. Эти параметры выбраны с учетом возможности получения сублимированной (твердой) углекислоты.

Мощность первой ступени турбодетандера может быть определена по формуле

$$N_{\text{тд-1}} = G_{\text{тд-1}} \frac{H_{\text{тд-1}}^{\text{ад}}}{\mu_{\text{тд-1}}} \eta_{oi} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}, \quad (26)$$

где $H_{\text{тд-1}}^{\text{ад}} = h_{\text{тд-1}}^{\text{н}} - h_{\text{тд-1}}^{\text{к}}$ – адиабатический теплоперепад первой ступени турбодетандера; η_{oi} – относительный внутренний КПД установки (газовой турбины); $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД, принят равным 0,99; $\eta_{\text{г}}$ – КПД генератора, принят равным 0,99.

Количество получаемой в сепараторе углекислоты определяется по следующей зависимости:

$$G_{\text{CO}_2} = G_{\text{гт}} r_{\text{CO}_2} \rho_{\text{CO}_2}, \quad (27)$$

где $G_{\text{гт}}$ – расход рабочего тела после теплофикационной установки с учетом выделившейся воды; r_{CO_2} – объемная доля углекислоты; ρ_{CO_2} – плотность углекислоты при давлении $p = 5,28$ ата и температуре $t = -57$ °С.

После удаления углекислоты должна быть уточнена молекулярная масса ПСТ. Это может быть реализовано с помощью выражения

$$\mu_{\text{тд-2}} = \mu_{\text{тд-1}} - 44,01r_{\text{CO}_2}. \quad (28)$$

После отделения углекислоты уточняется расход рабочего тела на входе во вторую ступень турбодетандера в соответствии с выражением

$$G_{\text{тд-2}} = G_{\text{тд-1}} \frac{\mu_{\text{CO}_2}}{\mu_{\text{тд-1}}}. \quad (29)$$

Тогда мощность второй ступени турбодетандера составит

$$N_{\text{тд-2}} = G_{\text{тд-2}} \frac{H_{\text{тд-2}}^{\text{ад}}}{\mu_{\text{тд-2}}} \eta_{oi} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}, \quad (30)$$

где $H_{\text{тд-2}}^{\text{ад}} = h_{\text{тд-2}}^{\text{н}} - h_{\text{тд-2}}^{\text{к}}$ – адиабатический теплоперепад второй ступени турбодетандера; η_{oi} – относительный внутренний КПД установки (турбодетандера); $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД, принят равным 0,99; $\eta_{\text{г}}$ – КПД генератора, принят равным 0,99.

Начальные и конечные параметры рабочего тела обеих ступеней турбодетандера определялись с помощью компьютерной программы. Суммарная внутренняя мощность обеих ступеней турбодетандера составит

$$N_{\text{тд}} = N_{\text{тд-1}} + N_{\text{тд-2}}. \quad (31)$$

После отделения углекислоты в качестве остатка рабочего тела остается азот. При этом одна его часть (первичный) отбирается на доохлаждение газов после теплофикационной установки, вторая (вторичный) – на охлаждение воздуха на входе в компрессор, а остальной, или остаточный, азот (третичный) является частью очередного технологического продукта, а также носителем хладоэнергии. Последнее обстоятельство обусловлено тем, что азот после второй ступени турбодетандера имеет достаточно низкую температуру $t = 123$ °С при атмосферном давлении. Первичный азот, идущий на охлаждение газов после теплофикационной установки, выделяется в цикле ЭТУ-1 при температуре $t = -5$ °С, а вторичный, идущий на охлаждение воздуха, выводится при температуре, близкой к нулевой. Вполне очевидно, что оба потока также являются носителями хладоэнергии соответствующего потенциала. Количество этого азота рассчитывается с учетом температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ по уравнениям теплового баланса соответствующих теплообменников. И, вполне очевидно, их количества изменяются в соответствии со значениями $t_{\text{нв}}$.

Расчет охладителя воздуха (ОВ) ведется исходя из следующих граничных условий. Температура воздуха на входе равна температуре окружающей среды ($t_{\text{ОВ}}^{\text{н}} = t_{\text{нв}}$), а температура воздуха на выходе из ОВ равна принятой в расчетах начальной температуре перед компрессором ($t_{\text{ОВ}}^{\text{к}} = t_{\text{нк}} = -50$ °С), расход воздуха на компрессор, как отмечалось выше, принят на уровне $G_{\text{в}} = 100$ кг/с. Из материального баланса охладителя воздуха находится количество вторичного азота G_{N_2} .

Кроме остаточного (третичного) азота, хладоносителем является углекислота. Поэтому количество хладоэнергии, полученное в ЭТУ-1, при принятых выше граничных условиях можно оценить по следующей зависимости:

$$Q_{\text{x}} = (G_{\text{CO}_2} + G_{\text{N}_2})(h_{\text{тд-1}}^{\text{н}} - h_{\text{тд-2}}^{\text{к}}). \quad (32)$$

Основная энергетическая характеристика ЭТУ – ее внутренний КПД – может быть определена как

$$\eta_i = \frac{\sum N_i}{Q_0}, \quad (33)$$

где $\sum N_i = N_i^{ГТ} - N_i^K + N_i^{ТД}$ – суммарная внутренняя мощность установки. Для простейшей ЭТУ она определяется как алгебраическая сумма внутренних мощностей на валу газовой турбины $N_i^{ГТ}$, компрессора $N_i^{КТ}$ и обеих ступеней турбодетандера $N_i^{ТД}$.

Оценка эффективности ЭТУ выполнялась также по эксергетическому методу, в основу которого положен метод эксергетических потоков. В основе метода эксергетических потоков лежит определение потоков эксергии рабочих тел, входящих в систему, подводимой теплоты и потоков эксергии, покидающих систему, т. е. учитывается работа всех потоков рабочего тела. При наличии необратимых процессов в системе суммарный поток отводимой эксергии всегда меньше суммарного потока подводимой эксергии на величину эксергетических потерь. Термодинамическое совершенство системы в этом случае характеризуется эксергетическим КПД, который может быть оценен по следующей зависимости [8–13]:

$$\eta_i = \frac{\mathcal{E}_{\text{полезн}}}{\mathcal{E}_{\text{затр}}} = \frac{\sum N_i + Q_x + Q_{\text{ту}} + Q_{\text{H}_2\text{O}}}{e_0 B_{\text{ГТУ}}}, \quad (34)$$

где $\mathcal{E}_{\text{полезн}}$ – полученная или полезная эксергия, равная сумме эксергий всех технологических продуктов; $\mathcal{E}_{\text{затр}}$ – затраченная установкой эксергия.

В свою очередь, затраченная, или подведенная, в цикле ЭТУ эксергия в данном конкретном случае равна эксергии топлива и может быть определена по формуле

$$\mathcal{E}_{\text{затр}} = e_0 B_{\text{ГТУ}}, \quad (35)$$

где $e_0 = 1,04Q_{\text{в}}^p$ – эксергия воздуха; $Q_{\text{в}}^p = Q_{\text{н}}^p + V_{\text{H}_2\text{O}}\rho_{\text{H}_2\text{O}}c_{\text{H}_2\text{O}}$ – высшая теплотворная способность топлива; $Q_{\text{н}}^p$ – низшая теплотворная способность топлива; 1,04 – переводной коэффициент калорийности для природного газа; $V_{\text{H}_2\text{O}}$ – объем водяных паров; $\rho_{\text{H}_2\text{O}}$ – плотность воды; $c_{\text{H}_2\text{O}}$ – теплоемкость воды; $B_{\text{ГТУ}}$ – расход топлива на установку.

При более сложных вариантах схем комбинированных установок типа ЭТУ сохранен приведенный выше методологический подход к расчетам с соответствующей корректировкой алгоритма. При этом должны контролироваться как материальные, так и тепловые балансы в узловых точках схемы рассчитываемой установки. Поэтому расчетам должно предшествовать принятие решений по схеме будущей установки и основным ее характеристикам, в том числе и по принимаемым в расчетах граничным условиям.

ВЫВОД

Показаны основные преимущества комбинированных энерготехнологических установок типа ЭТУ, основу которых составляет объединение в одной установке термодинамического цикла тепловой и холодильной расширительных машин. Разработана методика расчетных исследований ЭТУ, базирующаяся на имеющихся научных разработках.

ЛИТЕРАТУРА

1. П а н т е л е й, Н. В. Комбинированная энерготехнологическая установка ЭТУ-1 и ее основные характеристики / Н. В. Пантелей // Тез. докл. науч.-техн. конф. студ. и асп. БНТУ. – Минск: БНТУ, 2003. – С. 67–68.
2. О л ь х о в с к и й, Г. Г. Энергетические ГТУ за рубежом / Г. Г. Ольховский // Теплоэнергетика. – 1992. – № 9. – С. 70–74.
3. Р е з у л ь т а т ы испытаний ГТЭ-110 // Теплоэнергетика. – 2002. – № 9.
4. П е р с п е к т и в ы и проблемы использования ГТУ и ПГУ в российской энергетике // Теплоэнергетика. – 2002. – № 9.
5. Т е п л о в о й расчет котельных агрегатов: нормативный метод / под ред. Н. В. Кузнецова. – М.: Энергия, 1973. – 295 с.
6. Р и в к и н, С. Л. Термодинамические свойства воздуха и продуктов сгорания топлива / С. Л. Ривкин. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 105 с.
7. Р ы ж к и н, В. Я. Тепловые электрические станции / В. Я. Рыжкин. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
8. Т е х н и ч е с к а я термодинамика: учеб. для вузов / под ред. В. И. Крутова. – М.: Высш. шк., 1981. – 439 с.
9. С а ж и н, Б. С. Эксергетический метод в химической технологии / Б. С. Сажин, А. П. Булеков. – М.: Химия, 1992. – 208 с.
10. Г о х ш т е й н, Д. П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок / Д. П. Гохштейн. – М.: Энергия, 1969. – 368 с.
11. Б о р о д я н с к и й, В. М. Эксергетический метод и его приложения / В. М. Бородинский. – М.: Энергия, 1988. – 288 с.
12. С а ж и н, Б. С. Эксергетический анализ работы теплоиспользующих установок / Б. С. Сажин, Б. С. Шутов. – М.: РИОМПИ, 1979. – 80 с.
13. Б о р о д я н с к и й, В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В. М. Бородинский. – М.: Энергия, 1973. – 308 с.

Представлена кафедрой ТЭС

Поступила 20.10.2006

УДК 621.311.22

ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОЦЕНКИ ЭКОНОМИЧНОСТИ СПОСОБОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПАРА ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПЕРЕГРЕВА

Инж. ВАКУЛИЧ Е. В.

Белорусский национальный технический университет

При анализе экономичности различных способов регулирования температуры промперегрева $t_{\text{пп}}$ применительно к энергоблоку мощностью 250 МВт [1, 2] возникла необходимость в получении аналитического выражения

$$\Delta B = f(\Delta Q, N), \quad (1)$$

где ΔB – перерасход топлива, вызванный расходом электроэнергии на тягодутьевые машины энергоблока, гидравлическим сопротивлением промежуточного пароперегревателя (ППП), впрыском питательной воды в тракт