

3377



Министерство образования
Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Экономика и организация энергетики»

ЭКОНОМИКА ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

Методические указания ,

Минск 2008

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Экономика и организация энергетики»

ЭКОНОМИКА ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

Методические указания
к практическим занятиям
для студентов специальности 1-27 01 01
«Экономика и организация производства»

Минск 2008

С о с т а в и т е л и :

В.Н. Нагорнов, И.Н. Спагар

Р е ц е н з е н т ы :

И.А. Бокун, М.А. Маляренко

В работе представлены методики определения экономии топлива от различных мероприятий по модернизации энергетического оборудования, дается технико-экономическая эффективность данных мероприятий. Методические указания предназначены для закрепления и углубления теоретических знаний по курсу «Экономика энергосбережения» и получения студентами практических навыков при проведении технико-экономических расчетов.

1. ВНЕДРЕНИЕ ВЫСОКОГЕРМЕТИЧНЫХ УПЛОТНЕНИЙ В РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНАХ ЦВД

Экономия топлива при данном мероприятии определяется следующим образом. За счет уменьшения утечек пара $\Delta G_{\text{ут}}$ (кг/с) в регулирующих клапанах (РК) ЦВД данный расход пара направляется в проточную часть, за счет чего увеличивает внутреннюю мощность турбины на ΔN (кВт), которая определяется по формуле [1]:

$$\Delta N = \Delta G_{\text{ут}} (h_0 - h_k) = \Delta G_{\text{ут}} H_i \quad (1.1)$$

где h_0, h_k – энтальпия пара на входе в турбину и на выходе из нее, кДж/кг (по *is*-диаграмме);

H_i – действительный (использованный) теплоперепад на турбину, кДж/кг.

Увеличение относительного внутреннего КПД

$$\Delta \eta_{oi} = \frac{\Delta N}{N_{\phi}} = \frac{\Delta G_{\text{ут}} H_i}{G_0 H_i} = \frac{\Delta G_{\text{ут}} (h_0 - h_k)}{G_0 (h_0 - h_k)} = \frac{\Delta G_{\text{ут}}}{G_0}, \quad (1.2)$$

где N_{ϕ} – фактическая мощность турбины до уплотнения РК, кВт;

G_0 – расход пара на голову турбины, кг/с.

Удельная экономия топлива за счет внедрения высокогерметичных уплотнений РК ЦВД определится [1]:

$$\Delta b_{33} = \frac{0,123 \cdot \Delta \eta_{oi}}{\eta_3 \cdot \eta_3'}, \frac{\text{кг у. т.}}{\text{кВтч}}, \quad (1.3)$$

где η_3, η_3' – абсолютный электрический КПД турбоустановки до и после модернизации, определяются [1]:

$$\eta_3 = \eta_l \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r; \quad (1.4)$$

$$\eta'_3 = \eta_t \cdot (\eta_{oi} + \Delta\eta_{oi}) \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad (1.5)$$

Годовая экономия топлива

$$\Delta B = \Delta b \cdot \tau \cdot 10^{-3}, \text{ т у.т.}, \quad (1.6)$$

где τ – число часов работы турбины в году, ч.

2. СИСТЕМА ОТСОСОВ УПЛОТНЕНИЙ ТУРБИН С УСТАНОВКОЙ ВОДОСТРУЙНОГО ЭЖЕКТОРА И ВНЕДРЕНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭЖЕКТОРА ТУРБОАГРЕГАТОВ ОБРАТНОЙ СЕТЕВОЙ ВОДОЙ

Основными причинами неудовлетворительной работы пароструйных эжекторов являются:

- малый расход рабочего пара из-за засорения сопл эжектора или падение давления рабочего пара;
- повышение температуры паровоздушной смеси из-за загрязнения холодильников или уменьшение расхода воды через их и другие факторы.

Поэтому все большее применение находят водоструйные эжекторы, рабочим телом в которых служит вода, отбираемая из напорного циркуляционного водовода, в количестве 5...7 %. Водяные эжекторы создают более глубокий вакуум, однако отсасываемый пар из уплотнений и его теплота теряются бесполезно [1]. При использовании тепла отбираемого пара из концевых уплотнений эффект будет состоять из двух частей:

- использование самого тепла;
- недоиспользование тепла, подводимого к эжектору, при пароструйном эжекторе.

Исходя из вышесказанного экономия топлива при замене пароструйного эжектора на водоструйный будет находиться следующим образом.

Теплота, используемая в водоструйном эжекторе [1]:

$$Q_{в.э} = \sum_{i=1}^n G_{yt_i} (h_{oi} - h'_{oi}) \cdot 3600, \text{ кДж/ч}, \quad (2.1)$$

где G_{yt_i} – расход пара из i -го отбора конечных уплотнений, кг/с;
 h_{oi}, h'_{oi} – энтальпии пара и его конденсата i -го отбора конечных уплотнений, кДж/кг (is -диаграмма);
 i – количество отборов из конечных уплотнений.

Количество теплоты, подводимое к пароструйному эжектору рабочим телом (паром):

$$Q_{p.t} = G_{p.t} (h_{p.t} - h'_{p.t}) \cdot 3600, \text{ кДж/ч}, \quad (2.2)$$

где $G_{p.t}$ – расход пара на эжектор, кг/с;
 $h_{p.t}, h'_{p.t}$ – энтальпии пара и его конденсата, кДж/кг (is -диаграмма).

Экономия топлива при замене пароструйного эжектора на водоструйный:

$$\Delta B = \frac{\Delta Q_{\tau}}{Q_p^n \eta_{ка}} \cdot 10^{-3}, \text{ кДж/кг}, \quad (2.3)$$

где $\Delta Q = Q_{p.t} + Q_{в.э}$ – экономия тепла, кДж/кг;

Q_p^n – низшая рабочая теплота сгорания условного топлива ($Q_p^n = 29630$ кДж/кг);

$\eta_{ка}$ – КПД парового котла;

τ – время работы эжектора, ч.

3. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДЕТАНДЕР-ГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ

На электростанциях, где основным топливом является газ, можно использовать детандер-генераторные установки. После газораспределительной станции газ поступает на газорегуляторный пункт (ГРП), где дросселируется с 1,2 до 0,125 МПа. Энергию избыточного газа можно полезно использовать, если установить детандер-генера-

торную установку для выработки электроэнергии. При этом экономия топлива будет подсчитана следующим образом.

Количество теплоты, отдаваемое сетевой водой газу для его подогрева:

$$\Delta Q_{c.в} = W_{отр} c_p (t_1 - t_2) \cdot \tau \cdot 10^{-6}, \text{ Гкал}, \quad (3.1)$$

где $W_{отр}$ – расход сетевой воды на теплообменник, кг/ч;

c_p – теплоемкость воды ($c_p = 1,0$ ккал/кг·°С);

t_2, t_1 – температура обратной и прямой сетевой воды (на выходе и входе из теплообменника), °С;

τ – время работы детандер-генератора, ч.

Количество тепла, полезно используемого для подогрева газа, связанного с охлаждением генератора и маслоохладителя системы смазки:

$$\Delta Q_{т.в} = W_{т.в} c_p (t_1 - t_2) \cdot \tau \cdot 10^{-6}, \text{ Гкал}, \quad (3.2)$$

где $W_{т.в}$ – расход технической воды на теплообменник, кг/ч;

t_2, t_1 – температура воды на выходе и входе из теплообменника.

Дополнительная выработка электроэнергии на тепловом потреблении:

$$\Delta \mathcal{E}_\tau = W_{зэ} Q_{c.в}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}, \quad (3.3)$$

где $W_{зэ}$ – удельная выработка на тепловом потреблении, кВт·ч/Гкал:

$$W_{зэ} = \frac{h_0 - h_{отб}}{h_{отб} - h_b} \eta_{oi} \eta_M \eta_\Gamma, \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{Гкал}}, \quad (3.4)$$

где $h_0, h_{отб}, h_b$ – соответственно энтальпия свежего пара, отбираемого пара и конденсата, отбираемого пара и возвращаемого в схему ТЭЦ от потребителя, ккал/кг;

$\eta_{oi}, \eta_m, \eta_r$ – соответственно КПД относительный внутренний турбины, механический и генератора.

Годовая выработка электроэнергии детандер-генераторной установкой:

$$\Delta \mathcal{E}_{\text{год}} = N_y h_y (1 - \Delta \mathcal{E}_{\text{с.н}} / 100), \text{ кВт} \cdot \text{ч}, \quad (3.5)$$

где N_y – установленная мощность детандер-генераторной установки, кВт;

h_y – число часов использования установленной мощности, ч;

$\Delta \mathcal{E}_{\text{с.н}}$ – собственные нужды детандера, %.

Удельный расход топлива на выработку электроэнергии в детандер-генераторной установке:

$$b_{\text{эз}}^{\text{ДГУ}} = \frac{\Delta Q_{\text{с.в}} \cdot 10^{-6}}{Q_p^H \cdot \eta_{\text{ка}} \cdot N_y}, \frac{\text{кг у. т.}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}. \quad (3.6)$$

Годовая экономия топлива

$$\begin{aligned} \Delta B = & \Delta \mathcal{E}_{\text{год}} 10^{-3} (b_{\text{КЭС}} - b_{\text{эз}}^{\text{ДГУ}}) + \Delta \mathcal{E}_{\text{т}} \cdot 10^{-3} \times \\ & \times (b_{\text{КЭС}} - b_{\text{ТЭЦ}}) + \frac{\Delta Q_{\text{т.в}}}{Q_p^H \cdot \eta_{\text{ка}}} \cdot 10^{-3} \cdot \tau, \text{ т у. т.}, \end{aligned} \quad (3.7)$$

где $b_{\text{КЭС}}$ – удельный расход удельного топлива на замещающей КЭС ($b_{\text{КЭС}} = 0,32 \text{ кг у. т./кВт} \cdot \text{ч}$);

$b_{\text{ТЭЦ}}$ – удельный расход условного топлива на ТЭЦ, кг у. т./кВт·ч;

$\eta_{\text{ка}}$ – КПД парового котлоагрегата;

Q_p^H – низшая рабочая теплота условного топлива, 7000 ккал/кг.

4. ЗАМЕНА ОТДЕЛЬНЫХ СТУПЕНЕЙ ТУРБИНЫ

Замена отдельных ступеней паровых турбин делается с целью повышения единичной мощности турбины за счет улучшения КПД

турбинной ступени (см. «Усовершенствование профиля лопаток») или за счет дополнительного пропуска пара через турбинную ступень и в целом через турбину.

До модернизации паровая турбина имела установленную мощность $N_{уст}$ (кВт). Допустим, после модернизации турбины, связанной с заменой ступеней, мощность увеличилась на ΔN , которую определяют

$$\Delta N = \frac{\Delta G + G_0}{G_0}, \text{ кВт}, \quad (4.1)$$

где $\Delta G, G_0$ – дополнительный расход пара на турбины и расход пара на турбину до модернизации, кг/с.

Увеличение относительного внутреннего КПД ступени:

$$\Delta \eta_{oi} = \frac{\Delta N}{N_0}, \quad (4.2)$$

где N_0 – фактическая мощность ступени до замены, кВт.

Удельная экономия топлива за счет замены отдельных ступеней турбины определится [1]:

$$\Delta b_{33} = \frac{0,123 \cdot \Delta \eta_{oi}}{\eta_3 \cdot \eta_3'}, \frac{\text{кг у. т.}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}, \quad (4.3)$$

где η_3, η_3' – абсолютный электрический КПД турбоустановки до и после модернизации, определяются

$$\eta_3 = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r, \quad (4.4)$$

где $\eta_t = \frac{h_o - h_k^{ад}}{h_o - h_k'}$ – абсолютный идеальный КПД турбины;

$$\eta_{oi} = \frac{h_o - h_k}{h_o - h_k^{ad}} - \text{относительный внутренний КПД турбины,}$$

h_o, h_k, h_k^{ad} – энтальпии пара на входе в турбину, на выходе из турбины действительная и адиабатическая до замены, кДж/кг (по *is*-диаграмме);

η_m – механический КПД (~0,98);

η_r – КПД генератора (~0,98);

h'_k – энтальпия конденсата пара на выходе из турбины до замены, кДж/кг (*is*-диаграмма);

$$\eta'_3 = \eta_t \cdot (\eta_{oi} + \Delta\eta_{oi}) \cdot \eta_m \cdot \eta_r. \quad (4.5)$$

Годовая экономия топлива

$$\Delta B = \Delta b_{33} \cdot N_i^{ст} \cdot \tau \cdot 10^{-3}, \text{ т у. т.}, \quad (4.6)$$

где $N_i^{ст}$ – мощность ступени, кВт;

τ – число часов работы турбины в году, ч.

5. УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОФИЛЯ ЛОПАТОК

В турбинных ступенях различают сопловые и рабочие решетки, которые образуются неподвижными и подвижными лопатками соответственно. От их профиля и геометрических характеристик сильно зависит КПД ступени и в целом КПД турбины.

Потери энергии пара зависят от геометрической формы канала между соседними лопатками, которые определяются формой профиля лопатки. Поэтому основными геометрическими характеристиками решетки следует считать тип и форму профиля в решетке. Наряду с абсолютными геометрическими характеристиками применяют газодинамические характеристики решеток, которые необходимы как для теплового расчета, так и для расчета эффективности использования. Их значения можно определить как теоретически, так и экспериментально.

К основным газодинамическим характеристикам относят коэффициент расхода.

Коэффициент потерь энергии решетки определяется [1]:

$$\xi_c = \frac{H_{ci}}{h_0 - h_{1t}} = \frac{\overline{h_0} - h_1}{H_c}; \quad (5.1)$$

$$\xi_p = \frac{H_{pi}}{h_{1w} - h_{2t}} = \frac{\overline{h_{1w}} - h_2}{H_p}, \quad (5.2)$$

где ξ_c, ξ_p – коэффициент потерь энергии сопловой и рабочей решетки;

H_{ci}, H_{pi} – действительный теплоперепад на сопловую и рабочую решетку, кДж/кг;

H_c, H_p – адиабатический теплоперепад на сопловую и рабочую решетку, кДж/кг;

$\overline{h_0}, \overline{h_{1w}}$ – энтальпия пара на входе в сопловую и рабочую решетку по параметрам торможения, кДж/кг (*is*-диаграмма);

h_{1t}, h_{2t} – энтальпия пара на выходе из сопловой и рабочей решетки по адиабатическому теплоперепаду, кДж/кг (*is*-диаграмма);

h_1, h_2 – действительная энтальпия пара на выходе из сопловой и рабочей решетки, кДж/кг (*is*-диаграмма).

Потери энергии в сопловой решетке

$$\Delta H_c = h_1 - h_{1t}, \text{ кДж/кг.} \quad (5.3)$$

Потери энергии в рабочей решетке

$$\Delta H_p = h_2 - h_{2t}, \text{ кДж/кг.} \quad (5.4)$$

Эффект по снижению расхода топлива за счет усовершенствования профиля лопатки можно определить следующим образом.

Физический смысл усовершенствования профиля лопатки (сопловой или рабочей) заключается в снижении потерь энергии в

решетках ΔH_c , ΔH_p и увеличении пропускной способности сопловых и рабочих решеток, т.е. увеличении коэффициента расхода решетки, который для сопловой решетки определяется по формуле

$$\varphi = \frac{G_d^c}{G_T^c} = \frac{F_1 W_1}{V_1} \bigg/ \frac{F_1 C_{1r}}{V_{1r}} = \frac{W_1 V_{1r}}{C_{1r} V_1}, \quad (5.5)$$

где G_d^c, G_T^c – расход пара через сопловую решетку, действительный и теоретический, кг/с;

F_1 – площадь сопловой решетки:

$$F_1 = l_1 O_1 Z_1, \text{ м}^2,$$

где l_1 – высота сопловой лопатки, м;

O_1 – горло решетки сопловой (минимальный размер канала), м;

Z_1 – число сопловых каналов;

W_1, C_{1r} – действительная и теоретическая скорость выхода из сопловой решетки, м/с [1]:

$$C_{1r} = \sqrt{2(h_o - h_{1r}) + C_o^2}, \text{ м/с};$$

$$W_1 = \frac{C_{1r} \cdot \cos \alpha_1 - \mathcal{G}}{\cos \beta_1}, \text{ м/с},$$

где C_o – скорость на входе в сопловую решетку, м/с;

α_1 – теоретический угол выхода из сопел, градус;

β_1 – действительный угол выхода из сопел, градус;

\mathcal{G} – окружная скорость:

$$\mathcal{G} = \pi \cdot d \cdot n, \text{ м/с},$$

где d – средний диаметр, м;

n – частота (50 с^{-1});

V_1, V_{1t} – действительный и теоретический удельный объем на выходе из сопловой решетки, м³/кг (*is*-диаграмма).

Для рабочей решетки коэффициент расхода определяется

$$\psi = \frac{G_d^p}{G_T^p} = \frac{C_2 V_{2t}}{W_{2t} V_2}, \quad (5.6)$$

где G_d^p, G_T^p – расход пара через рабочую решетку, действительный и теоретический, кг/с;

W_{2t}, C_2 – действительная и теоретическая скорость выхода из рабочей решетки, м/с [1]:

$$W_{2t} = \sqrt{2(h_1 - h_{2t}) + W_1^2}, \text{ м/с};$$

$$C_2 = \frac{W_1 \cos \beta_1 + W_{2t} \cos \beta_2 - C_1 \cos \alpha_1}{\cos \alpha_2}, \text{ м/с},$$

где α_2 – действительный угол выхода из рабочих лопаток, градус;

β_2 – теоретический угол выхода из рабочих лопаток, градус;

V_2, V_{2t} – действительный и теоретический удельный объем на выходе из рабочей решетки, м³/кг.

Относительный КПД ступени [2]:

$$\eta_{oi} = \frac{(1 + \varphi_p) 2\varphi_p^2 \varphi_c^2}{(1 + \varphi_p)^2 + \text{tg}^2 \beta_2}. \quad (5.7)$$

Увеличение относительного внутреннего КПД

$$\Delta \eta_{oi} = \eta'_{oi} - \eta_{oi}, \quad (5.8)$$

где η'_{oi}, η_{oi} – относительный внутренний КПД после модернизации и до модернизации соответственно

Удельная экономия топлива

$$\Delta b_{33} = \frac{0,123 \cdot \Delta \eta_{oi}}{\eta_3 \cdot \eta_3}, \frac{\text{кг у. т.}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (5.9)$$

Годовая экономия топлива

$$\Delta B = \Delta b_{33} \cdot N_i^{\text{ст}} \cdot \tau \cdot 10^{-3}, \text{ т у. т.} \quad (5.10)$$

где $N_i^{\text{ст}}$ – мощность ступени, кВт;

τ – число часов работы турбины в году, ч.

6. ЗАМЕНА ПИТАТЕЛЬНОГО ЭЛЕКТРОНАСОСА (ПЭН) НА ТУРБОПРИВОД

При замене питательного электронасоса на турбопривод экономия электроэнергии достигается за счет следующих мероприятий:

- поддержание оптимального гидравлического режима в сети;
- устранение влияния холостого хода электродвигателя;
- из-за свойства регулировочного эффекта на частичных нагрузках.

Относительная скорость вращения насоса при снижении давления в подающем трубопроводе определяется

$$n = \sqrt{\frac{P}{P_{\text{ном}}}} \cdot n_{\text{ном}}, \text{ об/мин}, \quad (6.1)$$

где P – фактическое давление в трубопроводе, кг·с/см²;

$P_{\text{ном}}$ – номинальное давление в напорном трубопроводе, кг·с/см²;

$n_{\text{ном}}$ – номинальные обороты электродвигателя, об/мин.

Примечание. Относительная скорость вращения насоса при снижении расхода определяется по формуле

$$n = \sqrt{\frac{Q}{Q_{\text{ном}}}} \cdot n_{\text{ном}}, \text{ об/мин}, \quad (6.2)$$

где Q – фактическая производительность насоса, т/ч;

$Q_{\text{ном}}$ – номинальная производительность насоса при заданном давлении, т/ч.

Определение мощности на валу насоса при работе на сниженном давлении:

$$N_{\phi} = N_{\text{ном}} \cdot n^3 / n_{\text{ном}}^3, \text{ кВт}, \quad (6.3)$$

где $N_{\text{ном}}$ – номинальная мощность на валу насоса, кВт;

n – обороты электродвигателя при работе на пониженном давлении (производительности) в напорном трубопроводе, об/мин;

$n_{\text{ном}}$ – номинальные обороты электродвигателя, об/мин.

Годовой расход электроэнергии при работе насоса с номинальной скоростью:

$$W_{\text{н}} = N_{\text{ном}} \cdot T \cdot K_{\text{и}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}, \quad (6.4)$$

где T – количество часов работы, ч;

$K_{\text{и}}$ – коэффициент использования:

$$K_{\text{и}} = \frac{T_{\text{р}}}{T_{\text{кол}}}, \quad (6.5)$$

где $T_{\text{р}}$ – время работы насоса в году, ч;

$T_{\text{кол}}$ – календарное число часов ($T_{\text{кол}} = 8760$ ч).

Годовой расход электроэнергии при работе насоса с турбоприводом:

$$W_{\phi} = N_{\phi} \cdot T \cdot K_{\text{и}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \quad (6.6)$$

Годовая экономия электроэнергии при работе ПН с турбоприводом по сравнению с ПЭН:

$$\Delta W = W_{\text{н}} - W_{\phi}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \quad (6.7)$$

Годовая экономия условного топлива от внедрения турбопривода:

$$\Delta B = \Delta W \cdot b_{\text{э}}, \text{ т у.т.}, \quad (6.8)$$

где $b_{\text{э}}$ – средний удельный расход условного топлива на отпуск электроэнергии по электростанции, т у. т./кВт·ч.

7. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОТБОРА ТУРБИНЫ ДЛЯ ДЕАЭРАЦИИ ПОДПИТОЧНОЙ ВОДЫ

Деаэрация подпиточной воды осуществляется в специальных устройствах – деаэраторах, в которых греющим паром может служить пар из отборов турбин. При этом греющий пар, прежде чем попасть в деаэратор, в турбине выработает некоторое количество электроэнергии, а потеря теплоты в конденсаторе турбины уменьшается и определяется по формуле

$$Q_{\text{пот}} = G_{\text{отб}} q_{\text{к}}, \text{ Гкал}, \quad (7.1)$$

где $G_{\text{отб}}$ – расход отборного пара на деаэратор, кг/с;

$q_{\text{к}} = (h_{\text{к}} - h'_{\text{к}})$ – часовое количество тепла, теряемое в конденсаторе турбины, Гкал/ч.

Количество электроэнергии, вырабатываемое отбираемым паром [1]:

$$\Delta \mathcal{E} = G_{\text{отб}} (h_0 - h_{\text{отб}}) \cdot \eta_{\text{э}} \cdot \tau, \text{ кВт} \cdot \text{ч},$$

где $h_0, h_{\text{отб}}$ – энтальпия пара перед турбиной и в отборе соответственно, кДж/кг;

$\eta_{\text{э}}$ – электрический КПД отсека турбины;

τ – число часов работы деаэратора, ч.

Экономия топлива при этом будет находиться по сравнению с замещающей КЭС

$$\Delta B_{\text{год}} = (b_{\text{КЭС}} - b_{\text{ЭЭ}}) \Delta \mathcal{E} + \frac{Q_{\text{пот}}}{Q_{\text{п}}^{\text{н}} \eta_{\text{ка}}} \cdot \tau, \text{ т у.т.}, \quad (7.2)$$

где $b_{\text{кЭС}}$ – удельный расход условного топлива на замещающей КЭС (0,32 кг у.т./кВт·ч);

$b_{\text{ТЭС}}$ – удельный расход условного топлива на ТЭС, определяется

$$b_{\text{ТЭС}} = \frac{0,123}{\eta_s}, \frac{\text{кг у.т.}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}. \quad (7.3)$$

8. ЭФФЕКТИВНОСТЬ УСТАНОВКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ НА ПРОМЫШЛЕННО-ОТОПИТЕЛЬНЫХ КОТЕЛЬНЫХ

8.1. Расчет установленной мощности котельной

Отпуск теплоты от котельной осуществляется в виде пара на технологические нужды и горячей воды, главным образом, коммунально-бытовому сектору для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Установленная электрическая мощность котельной определяется по уравнению [1]:

$$N_y = H_0 D_0 \eta_s^{\text{тур}}, \text{ кВт}, \quad (8.1)$$

где H_0 – адиабатический теплоперепад на турбину, кДж/кг; определяется как разность энтальпий перед турбиной h_0 и за турбиной h_2 [1]:

$$H_0 = h_0 - h_2, \text{ кДж/кг}, \quad (8.2)$$

где h_0, h_2 – соответственно теплосодержание пара перед и за турбиной по адиабате, кДж/кг (определяются по is -диаграмме или таблицам воды и водяного пара);

D_0 – расход пара на турбину, кг/с;

$\eta_3^{\text{тур}}$ – электрический КПД турбоагрегата, выбирается в зависимости от типа агрегата.

При отсутствии технологической нагрузки давление за турбиной p_2 принимается в пределах 1,5...2,5 ати (абс.). При наличии технологической нагрузки уточняется давление (по техническому заданию) и по таблицам воды и водяного пара определяется адиабатический теплоперепад

$$H_0' = h_0 - h_{\text{отб}j}, \text{ кДж/кг}, \quad (8.3)$$

где $h_{\text{отб}j}$ – теплосодержание пара при давлении пара в отборе p_j , кДж/кг (*is*-диаграмма).

Установленная электрическая мощность котельной определится

$$\begin{aligned} N_y &= N_{\text{тхо}}' + N_{\text{тфо}}' = H_0' D_{\text{тхо}}' \eta_3 + H_0 D_{\text{тфо}} \eta_3 = \\ &= (H_0' D_{\text{тхо}}' + H_0 D_{\text{тфо}}) \eta_3, \text{ кВт}, \end{aligned} \quad (8.4)$$

где $N_{\text{тхо}}'$, $N_{\text{тфо}}$ – соответственно мощность технологического и теплофикационного потоков, кВт;

$D_{\text{тхо}}'$, $D_{\text{тфо}}$ – количество пара, отбираемого из отбора на технологию и теплофикацию соответственно, кг/с.

8.2. Расчет капиталовложений

Капиталовложения в котельную определяются по формуле

$$K_{\text{кот}} = K_{\text{ТА}} + K_{\text{ПИР}} + K_{\text{СМ}} + K_{\text{ПН}}, \text{ млн руб.}, \quad (8.5)$$

где $K_{\text{ТА}}$ – капиталовложения в турбоагрегат, млн руб.;

$K_{\text{ПИР}}$ – капиталовложения в проектно-изыскательские работы, млн руб. (ориентировочно можно принимать 5–10 % от стоимости оборудования);

$K_{\text{см}}$ – капиталовложения в строительные-монтажные работы, млн руб.:

– расположение турбогенератора в котельной (~15–20 % от стоимости оборудования);

– расположение турбогенератора в отдельном здании (~20–30 % от стоимости оборудования);

$K_{\text{пн}}$ – капиталовложения в пусконаладочные работы, млн руб. (ориентировочно можно принимать 3–5 % от стоимости оборудования).

Удельные капиталовложения в котельную

$$k = \frac{K_{\text{кот}}}{N_y}, \text{ руб./кВт.} \quad (8.6)$$

8.3. Определение годового расхода топлива на производство электроэнергии

Годовой расход топлива на выработку электроэнергии определяется на основе «физического» метода разделения теплоты, т.е. какое количество теплоты отпущено потребителю и какое количество теплоты отпущено на производство электроэнергии.

Исходя из максимальных тепловых нагрузок котельной $Q_{\text{тхо}}^{\text{ч}}$ (ГДж/ч) и $Q_{\text{тфо}}^{\text{ч}}$ (ГДж/ч) определяются годовые нагрузки.

Годовой отпуск теплоты на теплофикацию

$$Q_{\text{тфо}}^{\text{год}} = Q_{\text{тфо}}^{\text{ч}} \tau_{\text{тфо}}, \text{ ГДж,} \quad (8.7)$$

где $\tau_{\text{тфо}}$ – годовое число часов отпуска теплоты на отопление и горячее водоснабжение, принимается 3500...4200 ч.

Годовой отпуск теплоты в виде технологического пара

$$Q_{\text{тхо}}^{\text{год}} = Q_{\text{тхо}}^{\text{ч}} \tau_{\text{тхо}}, \text{ ГДж,} \quad (8.8)$$

где $\tau_{\text{тхо}}$ – число часов отпуска технологического пара в году, принимается 6800...7200 ч.

Годовой отпуск теплоты в виде горячей воды от турбины

$$Q_{\text{тфо}}^{\text{год(ТА)}} = Q_{\text{тфо}}^{\text{год}} \alpha_{\text{тф}}^{\text{год}}, \text{ ГДж}, \quad (8.9)$$

где $\alpha_{\text{тф}}^{\text{год}}$ – годовой коэффициент теплофикации, принимается 0,88...0,9 ($\alpha_{\text{тф}}^{\text{ч}} = 0,5...0,6$ – часовой коэффициент теплофикации).

Годовой отпуск теплоты из отборов турбин на технологические нужды

$$Q_{\text{тхо}}^{\text{год(ТА)}} = Q_{\text{тхо}}^{\text{год}} \alpha_{\text{тх}}^{\text{год}}, \text{ ГДж}, \quad (8.10)$$

где $\alpha_{\text{тх}}^{\text{год}}$ – годовой коэффициент технологического отбора, принимается 0,85...0,9.

Годовая выработка электроэнергии на котельной

$$\mathcal{E}_{\text{выр}} = N_{\text{тхо}} \tau_{\text{тхо}} + N_{\text{тфо}} \tau_{\text{тфо}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \quad (8.11)$$

Часовое количество теплоты, отпущенное на выработку электроэнергии:

$$Q_{\text{ээ(ч)}} = Q_{\text{ээ(ч)}}^{\text{тхо}} + Q_{\text{ээ(ч)}}^{\text{тфо}} = D_{\text{тхо}} (h_0 - h_{\text{отб}j}) + D_{\text{тфо}} (h_0 - h_2), \text{ ГДж/ч}. \quad (8.12)$$

Годовой отпуск теплоты на производство электроэнергии

$$Q_{\text{ээ}}^{\text{год}} = Q_{\text{ээ(ч)}}^{\text{тхо}} \tau_{\text{тхо}} + Q_{\text{ээ(ч)}}^{\text{тфо}} \tau_{\text{тфо}}, \text{ ГДж}. \quad (8.13)$$

Годовой расход условного топлива на производство электроэнергии

$$B_{\text{год}}^{\text{ээ}} = \frac{Q_{\text{ээ}}^{\text{год}}}{Q_{\text{р}} \eta_{\text{КА}}}, \text{ т у. т.} \quad (8.14)$$

Удельный расход топлива на выработку 1 кВт·ч электроэнергии

$$b_{\text{эз}} = \frac{B_{\text{год}}^{\text{эз}}}{\mathcal{E}_{\text{выр}}}, \text{ кг у. т. / (кВт} \cdot \text{ч)}. \quad (8.15)$$

Годовой расход натурального топлива на котельной на производство электроэнергии

$$B_{\text{год}}^{\text{нат}} = B_{\text{год}}^{\text{эз}} k_{\text{п}}, \text{ т (тыс. м}^3\text{)}, \quad (8.16)$$

где $k_{\text{п}}$ – переводной коэффициент (0,878 – для газа; 0,768 – для мазута).

Годовые эксплуатационные издержки котельной складываются из условно-постоянных и условно-переменных.

Постоянные годовые издержки [3]:

$$И_{\text{пст}}^{\text{кот}} = (1,2K_{\text{кот}}p_{\text{ам}}/100 + k_{\text{шт}}Q_{\text{с.г}}) \cdot 1,3, \text{ у.е.}, \quad (8.17)$$

где 1,2 – коэффициент, учитывающий издержки на текущий ремонт;

$K_{\text{кот}}$ – капиталовложения в котельную, руб.;

$p_{\text{ам}}$ – норма амортизационных отчислений, принимается 4...5 % от капиталовложений $K_{\text{кот}}$;

$k_{\text{шт}}$ – штатный коэффициент для котельной (ориентировочно можно принять 0,6...0,7);

$Q_{\text{с.г}}$ – среднегодовая зарплата с начислениями, руб.;

1,3 – коэффициент, учитывающий прочие расходы.

Переменные издержки определяются

$$И_{\text{пер}}^{\text{кот}} = B_{\text{год}}^{\text{эз}} \Pi_{\text{т}}, \quad (8.18)$$

где $\Pi_{\text{т}}$ – цена 1 тонны (тыс. н.м³) топлива.

Приведенные затраты определяются [2]:

$$Z_{\text{пр}}^{\text{кот}} = E_{\text{п}} K_{\text{кот}} + I_{\text{пст}}^{\text{кот}} + I_{\text{пер}}^{\text{кот}}, \quad (8.19)$$

где $E_{\text{п}}$ – нормативный коэффициент, учитывающий капиталовложения, равен 0,12.

КПД по отпуску электроэнергии [1]:

$$\eta_{\text{эз}} = \frac{0,123}{b_{\text{эз}}}. \quad (8.20)$$

Себестоимость 1 кВт·ч от котельной

$$C_{\text{эз}} = \frac{I_{\text{пст}}^{\text{эз}} + I_{\text{пер}}^{\text{кот}}}{\mathcal{E}_{\text{выр}}}. \quad (8.21)$$

Годовая балансовая прибыль, полученная за производство электроэнергии на котельной:

$$П_{\text{б}} = \mathcal{E}_{\text{выр}} \Pi_{\text{эз}} - \mathcal{E}_{\text{выр}} C_{\text{эз}}, \quad (8.22)$$

где $\Pi_{\text{эз}}$ – цена 1 кВт·ч в системе, руб./кВт·ч.

Срок окупаемости по балансовой прибыли

$$T_{\text{ок}}^{\text{б}} = \frac{K_{\text{кот}}}{\Pi_{\text{б}}}. \quad (8.23)$$

Расход топлива на выработку электроэнергии на замещающей КЭС в количестве вырабатываемой электроэнергии на котельной (Лукомльская ГРЭС) с учетом потерь электроэнергии в электросетях:

$$B_{\text{эз}}^{\text{кэс}} = b_{\text{эз}} \mathcal{E}_{\text{выр}} (1 + \Delta \mathcal{E}_{\text{эс}}), \quad (8.24)$$

где $b_{\text{эз}}$ – удельный расход условного топлива на замещающей КЭС ($b_{\text{эз}} = 0,320$ кг у. т./кВт·ч);

$\Delta \mathcal{E}_{\text{эс}}$ – потери в электросетях ($\Delta \mathcal{E}_{\text{эс}} = 0,1 \cdot \mathcal{E}_{\text{выр}}$).

Величина экономии топлива в энергосистеме по сравнению с замещающей КЭС

$$\Delta B = B_{\text{эс}}^{\text{кэс}} - B_{\text{год}}^{\text{эс}}. \quad (8.25)$$

9. ВНЕДРЕНИЕ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ПОДОГРЕВА СЕТЕВОЙ ВОДЫ ДЛЯ УВЕЛИЧЕНИЯ ВЫРАБОТКИ ПО ТЕПЛОФИКАЦИОННОМУ ЦИКЛУ

Современные теплофикационные турбины имеют два отопительных регулируемых отбора пара для ступенчатого подогрева сетевой воды, осуществляемого в нескольких последовательно расположенных подогревателях.

Внутренняя мощность турбины с двумя отопительными отборами пара определяется (без учета регенеративных отборов) [1]:

$$N_i = \frac{N_3}{\eta_m \eta_r} = G_0(h_0 - h_1) + (G_0 - G_1)(h_1 - h_2) + (G_0 - G_1 - G_2)(h_2 - h_k) \cdot 10^{-3}, \text{ МВт}, \quad (9.1)$$

где G_0, G_1, G_2 – расход пара на турбину, в верхний и нижний отопительный отборы, кг/с;

h_0, h_1, h_2, h_k – действительная энтальпия свежего пара, в верхнем и нижнем отопительных отборах, энтальпия отработанного пара соответственно, кДж/кг (по *is*-диаграмме).

Тепловая нагрузка турбины Q_T составляет

$$Q_T = W_c C_p (t_{2c} - t_{1c}) = G_1(h_1 - h_1') + G_2(h_2 - h_2'), \text{ кДж}, \quad (9.2)$$

где W_c – расход сетевой воды, кг/с;

C_p – теплоемкость воды ($C_p = 4,19$ кДж/кг·К);

t_{1c}, t_{2c} – температура воды на входе и выходе из подогревателей, °С;

h'_1, h'_2 — энтальпия конденсата греющего пара в подогревателях (верхнем и нижнем), кДж/кг (по *is*-диаграмме).

Теплота пара, поступающего в конденсатор, передается циркуляционной воде и не используется в цикле электростанции. Для утилизации этой теплоты часть поверхности конденсатора выделяется в специальный теплофикационный пучок. В трубке пучка предусмотрен подвод воды тепловых сетей.

Перевод турбины на работу с использованием встроенного пучка вызывает перераспределение давлений и теплоперепадов по ступеням турбин. Давление в регулируемых отборах повышается, что приводит к снижению мощности, вырабатываемой на потоках пара в отборах.

Вследствие ухудшения вакуума в конденсаторе в части низкого давления снижается располагаемый теплоперепад и уменьшается КПД. Тем не менее применение трехступенчатого подогрева сетевой воды или перевода режима работы турбины в ухудшенный вакуум (противодавление) позволяет получить экономию топлива, рассчитанную следующим образом.

При переводе теплофикационных пучков на сетевую воду и прочих равных условиях температура воды на выходе из сетевых подогревателей повысится на величину ее нагрева в пучке:

$$\Delta t_{\text{п}} = \frac{\Delta Q_{\text{к}} + \Delta N_i^{\text{ЧНД}}}{W_{\text{с}} C_{\text{п}}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (9.3)$$

где $\Delta Q_{\text{к}}$ — экономия тепла в конденсаторе в цикле ТЭЦ при использовании теплофикационных пучков, Гкал/ч;

$\Delta N_i^{\text{ЧНД}}$ — изменение внутренней мощности ЧНД, Гкал/ч;

$$\Delta Q_{\text{к}} = D_{\text{к}}^{\text{мин}} (h_{\text{к}} - h'_{\text{к}}) + \Delta Q_{\text{сл}}, \text{ Гкал/ч}, \quad (9.4)$$

где $D_{\text{к}}^{\text{мин}}$ — величина минимально вентиляционного расхода пара в конденсаторе, т/ч;

$h'_{\text{к}}$ — энтальпия конденсата отработавшего пара при работе турбины с нормальным вакуумом (с подачей в конденсатор охлаждающей воды, по *is*-диаграмме);

$$\Delta Q_{\text{сл}} = \sum_{j=1}^n D_j (h_j - h'_j) - \text{тепло, сбрасываемое в конденсатор с}$$

дренажем и с линией рециркуляции (определяется по месту в каждом конкретном случае), Гкал/ч:

D_j – расход j -го дренажа, кг/с;

h_j, h'_j – энтальпия сбрасываемого дренажа и его конденсата, кДж/кг;

n – количество сбрасываемых дренажей.

Изменение внутренней мощности ЧНД

$$\Delta N_i^{\text{ЧНД}} = D_k^{\text{min}} \Delta H_i^{\text{ЧНД}}, \quad (9.5)$$

где $\Delta H_i^{\text{ЧНД}}$ – уменьшение использованного перепада тепла в ступенях ЧНД при переходе с режима нормального вакуума на режим теплофикационного противодействия: $\Delta H_i^{\text{ЧНД}} = h_{\text{отб}}^{\text{n}} - h_{\text{k}}$, кДж/кг;

$h_{\text{отб}}^{\text{n}}, h_{\text{k}}$ – теплосодержание пара в нижнем отопительном отборе и в конденсаторе соответственно, кДж/кг (по is -диаграмме).

Действительная экономия топлива по системе при трехступенчатом подогреве сетевой воды

$$\Delta B = \Delta B_{\text{ПВК}} - \Delta B_{\text{КЭС}}, \text{ т/ч}, \quad (9.6)$$

где $\Delta B_{\text{ПВК}}$ – уменьшение расхода топлива на пиковые водогрейные котлы, т/ч;

$\Delta B_{\text{КЭС}}$ – дополнительный расход топлива на замещающей КЭС, т/ч.

$$\Delta B_{\text{ПВК}} = \frac{\Delta Q_{\text{ту}} \cdot 10^6}{\eta_{\text{ПВК}} 7000}, \text{ т/ч}, \quad (9.7)$$

где $\Delta Q_{\text{ту}}$ – полная величина дополнительно используемого в теплофикационной установке тепла на нагрев сетевой воды, Гкал/ч;

$\eta_{\text{ПВК}}$ – КПД пикового водогрейного котла;

7000 – низшая теплота сгорания условного топлива, ккал/кг.

$$\Delta Q_{\text{т.у}} = \Delta Q_{\text{к}} + (\Delta N_i^{\text{ЧНД}} + \Delta N_i^{\text{от}}), \quad (9.8)$$

где $\Delta N_i^{\text{от}}$ – уменьшение внутренней мощности i на потоках пара в отопительных отборах, МВт:

$$\Delta N_i^{\text{от}} = N_{\text{тр}} \frac{\Delta t_{\text{п}}}{t_{\text{н}}^{\text{о}} - t_{\text{н}}^{\text{отб}}}, \quad (9.9)$$

где $N_{\text{тр}}$ – внутренняя теплофикационная мощность турбины на исходном режиме:

$$N_{\text{тр}} = G_1(h_0 - h_1) + G_2(h_0 - h_2) \cdot 10^{-3}, \text{ МВт}; \quad (9.10)$$

$t_{\text{н}}^{\text{о}}, t_{\text{н}}^{\text{отб}}$ – температуры насыщения при давлении свежего пара p_0 и давлении $p_{\text{н}}^{\text{отб}}$ в нижнем отопительном отборе на исходном режиме, °С.

Суммарное уменьшение мощности турбины

$$\Delta N = (\Delta N_i^{\text{ЧНД}} + \Delta N_i^{\text{от}}) \eta_{\text{эм}}, \text{ кВт}, \quad (9.11)$$

где $\eta_{\text{эм}}$ – электромеханический КПД турбины (принимается в каждом конкретном случае свой).

Для возмещения мощности ΔN на замещающей КЭС потребуются расход топлива

$$\Delta B_{\text{КЭС}} = b_{\text{зз}}^{\text{КЭС}} \Delta N \cdot 10^{-3}, \text{ т у. т.}, \quad (9.12)$$

где $b_{\text{зз}}^{\text{КЭС}}$ – удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии на замещающей КЭС (0,32 кг у. т./кВт·ч).

Относительная эффективность утилизации тепла в конденсаторе

$$\delta Q = \frac{\Delta B \cdot 7 \cdot 10^6}{\Delta Q_{\text{к}}} 100 \%. \quad (9.13)$$

Экономия топлива за весь зимний период

$$\Delta B^{\Sigma} = 3600 \Sigma \Delta B_i \tau_i, \text{ т у. т.}, \quad (9.14)$$

где ΔB_i – экономия топлива в системе при некоторой температуре наружного воздуха, т у. т.;

τ_i – число часов работы встроенного пучка, ч.

10. НАДСТРОЙКА СУЩЕСТВУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ГАЗОВЫМИ ТУРБИНАМИ

Мощность, обеспечиваемая выхлопными газами от ГТУ [1]:

$$N_{\text{вг}} = \frac{N_{\text{ГТУ}} \cdot (1 - \eta_{\text{ГТУ}})}{\eta_{\text{ГТУ}}}, \text{ МВт}, \quad (10.1)$$

где $\eta_{\text{ГТУ}}$ – электрический КПД газовой турбины;

$N_{\text{ГТУ}}$ – электрическая мощность ГТУ, МВт.

Полезная мощность выхлопных газов

$$N_{\text{вг}}^{\text{пол}} = N_{\text{вг}} \cdot \eta_{\text{КУ}} \cdot \eta_{\text{ПП}} \cdot \eta_{\text{ПТУ}}, \text{ МВт}, \quad (10.2)$$

где $\eta_{\text{КУ}}$, $\eta_{\text{ПП}}$, $\eta_{\text{ПТУ}}$ – КПД котла-утилизатора, паропровода, паровой турбины.

Мощность, необходимая для обеспечения номинальной работы паровой турбины, т.е. дополнительное сжигание природного газа в котле-утилизаторе:

$$N_{\text{доп}} = N_{\text{ПТУ}} - N_{\text{вг}}^{\text{пол}}, \text{ МВт}. \quad (10.3)$$

Суммарная мощность парогазовой установки

$$N_{\text{ПГУ}} = N_{\text{ПТУ}} + N_{\text{ГТУ}}, \text{ МВт}. \quad (10.4)$$

Энергия, подводимая к газотурбинной установке:

$$N_{\text{подв}}^{\text{ГТУ}} = \frac{N_{\text{ГТУ}}}{\eta_{\text{ГТУ}}}, \text{ МВт.} \quad (10.5)$$

Количество условного топлива, необходимое для получения данного количества энергии при сжигании в камере сгорания ГТУ:

$$B_{\text{ГТУ}}^{\text{ээ}} = \frac{N_{\text{подв}}^{\text{ГТУ}} \cdot 860}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{кс}}} = N_{\text{подв}}^{\text{ГТУ}} \frac{0,123}{\eta_{\text{кс}}}, \text{ т у. т./ч,} \quad (10.6)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – низшая теплота сгорания условного топлива ($Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 7000$ ккал/кг);

860 – коэффициент перевода кВт·ч в ккал;

$\eta_{\text{кс}}$ – КПД камеры сгорания.

Удельный расход топлива ГТУ на выработку 1 кВт·ч

$$b_{\text{ГТУ}}^{\text{ээ}} = \frac{B_{\text{ГТУ}}^{\text{ээ}}}{N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ВГ}}^{\text{пол}}}, \text{ г у. т./кВт·ч.} \quad (10.7)$$

Удельный расход парогазового блока на выработку 1 кВт·ч

$$b_{\text{ПГУ}}^{\text{ээ}} = \frac{b_{\text{ГТУ}}^{\text{ээ}} \cdot (N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ВГ}}^{\text{пол}}) + b_{\text{ПГУ}}^{\text{ээ}} \cdot (N_{\text{ПГУ}} - (N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ВГ}}^{\text{пол}}))}{N_{\text{ПГУ}}}, \text{ г у. т./кВт·ч,} \quad (10.8)$$

где $b_{\text{ПГУ}}^{\text{ээ}}$ – удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии паротурбинной установкой, г у. т./кВт·ч.

Экономия топлива в данном случае складывается из двух частей. Первая – это эффект, обусловленный снижением удельного расхода топлива с $b_{\text{ПГУ}}^{\text{ээ}}$ на $b_{\text{ГТУ}}^{\text{ээ}}$. Вторая часть – ввод новой мощности, равной $N_{\text{ГТУ}}$ с меньшим удельным расходом топлива, чем на замещающей КЭС.

Годовая величина экономии топлива на ПГУ ТЭЦ с учетом потерь в электросетях составит

$$\Delta B_y = \left[(b_{\text{ПГУ}}^{\text{ЭЭ}} - b_{\text{ПГУ}}^{\text{ЭЭ}}) \cdot N_{\text{ПГУ}} \cdot h_{\text{и}} + (b_{\text{КЭС}}^{\text{ЭЭ}} - b_{\text{ПГУ}}^{\text{ЭЭ}}) N_{\text{ГТУ}} \cdot h_{\text{и}} \right] \times (10.9) \\ \times (1 - \Delta \mathcal{E}_{\text{ЭС}}) = \Delta b_1 \cdot \mathcal{E}_{\text{ОТП}}^{\text{ПГУ}} + \Delta b_2 \cdot \mathcal{E}_{\text{ОТП}}^{\text{ГТУ}}, \text{ т. у. т.,}$$

где $h_{\text{и}}$ — число часов использования установленной мощности, ч;

$b_{\text{ПГУ}}^{\text{ЭЭ}}$ — удельный расход топлива на выработку 1 кВт·ч на замещающей КЭС равен 320 г у. т./кВт·ч (Лукомльская ГРЭС).

11. ОТКЛЮЧЕНИЕ ПВД

Важное место занимает оптимизация температуры питательной воды тепловых паротурбинных установок (ТПТУ). Многообразие режимов работы ТПТУ, их схем и параметров основных потоков пара настоятельно требует разработки методики, учитывающей влияние этого многообразия на оптимальные значения температуры питательной воды $t_{\text{пв}}^{\text{ОПТ}}$. Анализ показывает, что на большинстве ТПТУ ее значение в течение года колеблется в широких пределах, имеет место несоответствие расчетных значений $t_{\text{пв}}$ котлов и турбин, работающих на одной электростанции [1].

С одной стороны, увеличение $t_{\text{пв}}$ на ТПТУ приводит к повышению температуры уходящих газов и снижению КПД котла, а также уменьшению выработки электроэнергии на тепловом потреблении. С другой стороны, уменьшение $t_{\text{пв}}$ приводит к увеличению расхода топлива в котлоагрегате и увеличению выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Для ТПТУ $t_{\text{пв}}^{\text{ОПТ}}$ зависит от соотношения теплофикационного и конденсационного потоков пара, а ее численное значение приблизительно равно значению $t_{\text{пв}}^{\text{ОПТ}}$. При этом чем экономичнее ТПТУ, тем выше для нее $t_{\text{пв}}^{\text{ОПТ}}$.

Специфика ТЭЦ в отпуске двух видов энергии не позволяет оценивать эффективность ТПТУ через термический КПД.

Для такой оценки предложен коэффициент использования теплоты топлива [4]:

$$\eta_{\text{и}} = \frac{N_3 + Q_{\text{T}}}{Q_1}, \quad (11.1)$$

где N_3 – электрическая мощность ТПТУ, МВт;

Q_{T} – теплота, отдаваемая тепловому потребителю, МВт;

Q_1 – теплота, подводимая к турбине в свежем паре, МВт.

Очевидно, что максимальному $\eta_{\text{и}}$ соответствует и максимум выработки электроэнергии на тепловом потреблении [4]:

$$W_3 = \frac{N_3}{Q_{\text{T}}}. \quad (11.2)$$

Общая формула для расчета $t_{\text{пв}}^{\text{опт}}$ имеет вид [5]:

$$t_{\text{пв}}^{\text{опт}} = \frac{\Theta}{\left[\frac{\Theta}{T} \cdot (1 - \eta_t) \right]^{1/\nu} (\nu + 1)}, \quad ^\circ\text{C}, \quad (11.3)$$

где Θ – значение температуры насыщения пара теплофикационного отбора, $^\circ\text{C}$;

ν – количество регенеративных отборов;

T – температура свежего пара, $^\circ\text{C}$;

η_t – абсолютный КПД цикла определяется [1]:

$$\eta_t = \frac{h_0 - h_{\text{кт}}}{h_0 - h'_k},$$

где $h_0, h_{\text{кт}}, h'_k$ – теплосодержание пара перед турбиной, за турбиной (адиабатическое) и конденсата за турбиной соответственно, Гкал/кг (ГДж/кг), определяются по is -диаграмме или по таблицам воды и водяного пара.

Оптимальному значению температуры питательной воды соответствует максимум выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Величина удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении для простейшей ТПТУ может быть определена из выражения [1]:

$$W_3 = \frac{h_{пв} - h'_o}{h_{отб} - h_{пв}} \cdot \frac{h_o - h_{отб}}{h_k - h'_k}, \quad (11.4)$$

где $h_{пв}$, $h_{отб}$ – теплосодержание питательной воды и пара в отборе соответственно, Гкал/кг (ГДж/кг) (по *is*-диаграмме).

Зимние режимы ТПТУ отличаются работой пиковых водогрейных котлов. И в отличие от летних на них отключение ПВД не требует разгрузки турбины по свежему пару, наоборот – пар отключенного ПВД, продолжая совершать работу в турбине, увеличивает выработку электроэнергии на тепловом потреблении. Это обеспечит экономию топлива турбоустановкой в размере ΔB_N , попутно увеличение отпуска теплоты турбоустановкой приведет к соответствующей разгрузке ПВК и через это снизит расход потребляемого ими топлива в объеме $\Delta B_{ПВК}$. Поступление в энергетический котел питательной воды с меньшей температурой приведет к его форсированию топливом в объеме $\Delta B_{КА}$. Экономия топлива от отключения ПВД при этом составит

$$\Sigma \Delta B = \Delta B_N + \Delta B_{ПВК} - \Delta B_{КА} \rightarrow \max, \text{ т. у. т.}, \quad (11.5)$$

где $\Sigma \Delta B$ – результирующее изменение расхода топлива на ТЭЦ.

Дополнительная мощность, получаемая потоком пара при отключении ПВД:

$$\Delta N_3 = G_{отб} \cdot (h_{отб} - h_{тфо}) \cdot \eta_{эм}, \text{ кВт}, \quad (11.6)$$

где $G_{отб}$ – расход пара, кг/с;

$h_{тфо}$ – теплосодержание пара в теплофикационном отборе, кДж/кг (по *is*-диаграмме);

$\eta_{эм}$ – КПД электрической турбины.

Годовая выработка электроэнергии потоком отключенного ПВД

$$\Delta \mathcal{E}_{\text{год}} = \Delta N_3 \cdot \tau, \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \quad (11.7)$$

где τ – число часов отключения ПВД в году, ч.

Годовой расход топлива на ТЭЦ на дополнительную выработку электроэнергии

$$\Delta B_{\text{ТЭЦ}} = \Delta \mathcal{E}_{\text{год}} \cdot b_{\text{ТЭЦ}}^{\tau} \cdot 10^{-3}, \text{ т у. т.}, \quad (11.8)$$

где $b_{\text{ТЭЦ}}^{\tau}$ – удельный расход условного топлива на ТЭЦ на выработку электроэнергии по теплофикационному циклу (0,16...0,17 кг у. т./кВт·ч).

Расход условного топлива на замещающей КЭС на выработку той же электроэнергии

$$\Delta B_{\text{КЭС}} = \Delta \mathcal{E}_{\text{год}} \cdot b_{\text{КЭС}} \cdot 10^{-3}, \text{ т у. т.}, \quad (11.9)$$

где $b_{\text{КЭС}}$ – удельный расход условного топлива на КЭС на выработку электроэнергии (0,32 кг у. т./кВт·ч).

Экономия топлива за счет выработки электроэнергии по теплофикационному циклу

$$\Delta B_N = \Delta B_{\text{КЭС}} - \Delta B_{\text{ТЭЦ}}, \text{ т у. т.} \quad (11.10)$$

Годовое количество теплоты, отпускаемое потоком ПВД на теплофикацию:

$$\Delta Q = G_{\text{отб}} \cdot (h_{\text{тфо}} - h'_{\text{тфо}}) \cdot \tau \cdot 10^{-6}, \text{ Гкал (ГДж/кг)}, \quad (11.11)$$

где $h'_{\text{тфо}}$ – теплосодержание конденсата в теплофикационном отборе, ккал/кг (кДж/кг).

Экономия годового расхода топлива на производство данного количества тепла в ПВК

$$\Delta B_{\text{ПВК}} = \frac{\Delta Q}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{ПВК}}}, \text{ т у. т.}, \quad (11.12)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – низшая рабочая теплота сгорания условного топлива (7000 ккал/кг, 29330 КДж/кг);

$\eta_{\text{ПВК}}$ – КПД ПВК.

Дополнительный расход топлива в паровом котле на компенсацию тепла при отключении ПВД

$$\Delta B_{\text{КА}} = \frac{\Delta Q}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{КА}}}, \text{ т у. т.}, \quad (11.13)$$

где $\eta_{\text{КА}}$ – КПД парового котла.

12. УСТАНОВКА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ВЫХЛОПНОГО ПАТРУБКА ТИПА Р-50-130 -16

Охлаждение части низкого давления (ЧНД) обязано стремлением повысить экономичность работающего парка турбин путем снижения величины $D_{\text{к}}^{\text{min}}$ уплотнением их поворотных диафрагм. Без специального охлаждения ЧНД турбины величина $D_{\text{к}}^{\text{min}}$ (кг/с) может быть определена [1]:

$$D_{\text{к}}^{\text{min}} = N^{\text{ЧНД}} / (h_0^{\text{ЧНД}} - h_2^{\text{ЧНД}}), \quad (12.1)$$

где $N^{\text{ЧНД}}$ – мощность ЧНД (отрицательная), кВт;

$h_0^{\text{ЧНД}}, h_2^{\text{ЧНД}}$ – действительная энтальпия пара на входе в ЧНД и на выходе из ЧНД, кДж/кг (по *is*-диаграмме).

Мощность ЧНД может быть определена из выражения [4]:

$$N^{\text{ЧНД}} = -C \cdot P_{\text{к}}, \quad (12.2)$$

где C – коэффициент, обобщающий геометрию ступени, кВт/кПа;

$P_{\text{к}}$ – давление в конденсаторе, кПа.

Значение коэффициента C , например, для турбин Р-50-130/16; Т-110/130 и Т-250/300-240 соответственно равно 60; 79 и 340 [4].

Уменьшение пропуска пара в конденсатор

$$\Delta D = D_k^\Phi - D_k^{\min}, \text{ кг/с}, \quad (12.3)$$

где D_k^Φ – фактическое значение пропуска пара в конденсатор на малорасходных режимах, кг/с.

Уменьшение потери тепла в конденсаторе турбины

$$\Delta Q = \Delta D \cdot (h_k - h'_k) \cdot \tau, \text{ кДж}, \quad (12.4)$$

где h_k и h'_k – соответственно теплосодержание пара в конденсаторе и его конденсата, кДж/кг;

τ – число часов работы на малорасходном режиме, ч.

Годовая величина экономии топлива

$$\Delta B = \frac{\Delta Q}{Q_H^p \eta_{ка}} \cdot 10^{-3}, \text{ т у. т.}, \quad (12.5)$$

где Q_H^p – низшая теплота сгорания рабочего топлива, равна 29630 кДж/кг;

$\eta_{ка}$ – КПД котлоагрегата.

13. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПОВЫШЕНИЯ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ГРАДИРЕН (СИСТЕМА ВИХРЕВОЙ ПОДАЧИ ВОЗДУХА)

Тепловой КПД современных испарительных градирен башенного типа составляет 25...40 %. Повышение эффективности работы градирен, особенно реконструкция уже построенных, является актуальной проблемой, так как при этом существенно увеличивается КПД электростанций и уменьшается вредное воздействие ее выбросов на окружающую среду.

Эффективность испарительного охлаждения в градирне зависит от многих факторов. В первую очередь от соотношения массовых

расходов холодного воздуха, всасываемого в градирню, и обратной тепловой воды, идущей от конденсатора турбины электростанции для охлаждения. На эффективность градирни влияют также следующие факторы:

- температура и относительная влажность окружающего воздуха;
- распределение скорости ветра по высоте градирни и др.

Даже при относительно слабых ветрах внутри градирни существенно изменяется картина течения по сравнению с условиями штабеля. Внизу и сверху башни образуются устойчивые застойные зоны большого размера (составляющие примерно третью часть от диаметра градирни) с циркуляционным характером течения паровоздушной смеси в них, что заметно ухудшает эффективность работы градирни и приводит к увеличению температуры воды в водосборном бассейне градирни.

Одним из мероприятий, повышающих эффективность работы градирен, является *аэродинамический завихритель*, представляющий собой установку вертикальных направляющих щитов внизу градирен [5].

Методика определения экономии топлива при повышении эффективности работы градирен приводится ниже.

Расчет производится при фактических нагрузках блока. Порядок расчета заключается в следующем. При заданной мощности блока N (МВт·ч) и его тепловой нагрузке Q_T (Гкал/ч) по нормативным энергетическим характеристикам (НЭХ) турбины определяется расход свежего пара D_0 (т/ч) и расход пара в часть низкого давления (конденсатор) D_K (т/ч):

$$D_0 = f(N, Q_T), \text{ т/ч}; \quad (13.1)$$

$$D_K = f(D_0, Q_T), \text{ т/ч}. \quad (13.2)$$

По характеристикам конденсатора находим температурный напор

$$\delta t_K = f(D_K, W_{\text{об}}, t_{\text{вл}}), \text{ }^\circ\text{C}, \quad (13.3)$$

где $W_{\text{об}}$ – фактическое значение расхода охлаждающей воды, т/ч;

$t_{в1}$ – фактическое значение температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор, °С.

Температура конденсации пара

$$t_k = t_{в2} + \delta t_k, \text{ °С}, \quad (13.4)$$

где $t_{в2}$ – заданная температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора, °С.

Снижение давления отработанного пара при уменьшении температуры конденсации на величину дополнительного охлаждения воды в градирне δ , °С:

$$\Delta P_k = \frac{dP_k}{dt_k} \delta t_k, \text{ ати (абс.)}, \quad (13.5)$$

где $\frac{dP_k}{dt_k}$ – производная давления отработавшего пара по его температуре насыщения.

По сеткам кривых поправок на вакуум НЭХ турбины (конкретной) находим увеличение мощности турбины за счет дополнительного (на величину δ) охлаждения воды в градирне:

$$\Delta N_k = f(P_k, D_k), \text{ МВт}. \quad (13.6)$$

Экономия топлива за счет увеличения мощности блока находится

$$\overline{\Delta B} = \Delta N_k \cdot b_{\text{зам}}, \text{ т у. т./ч}, \quad (13.7)$$

где $b_{\text{зам}}$ – удельный расход топлива на отпуск электроэнергии от замещающей КЭС (Лукомльская ГРЭС, $b_{\text{зам}} = 320$ г у. т./кВт·ч).

Годовая экономия топлива

$$\Delta B_{\text{год}} = \sum_{n=1}^n \overline{\Delta B}_j \tau, \text{ т у. т.}, \quad (13.8)$$

где τ – средняя продолжительность месяца в часах ($\tau = 720$);

$\sum_{n=1}^n \overline{\Delta B_j}$ – сумма часовых величин экономии топлива за n меся-

цев работы станции.

14. ВНЕДРЕНИЕ ИЛИ РЕКОНСТРУКЦИЯ СИСТЕМЫ ШАРИКОВОЙ ОЧИСТКИ КОНДЕНСАТОРА ТУРБИН

Основными показателями работы конденсационной установки, характеризующими состояние оборудования при заданных условиях эксплуатации, являются:

- давление пара в конденсаторе P_k , кПа;
- температурный напор конденсатора δt , °С;
- нагрев воды Δt_B , °С.

Зависимость P_k от температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор t_{1B} (°С), паровой нагрузки конденсатора D_k (кг/с) и расхода охлаждающей воды $G_{охл.в}$ (т/ч) называется *характеристикой конденсатора*.

Для построения расчетной характеристики конденсатора используют выражение [1]:

$$t_k^s = t_{1B} + \Delta t_B + \delta t, \quad (14.1)$$

где t_k^s – температура насыщения при давлении в конденсаторе P_k , °С.

Температурный набор δt можно определить по формуле А.В. Щегляева [1]:

$$\delta t = n(31,5 + t_{1B})^{-1} \cdot (D_k + 7,5), \quad (14.2)$$

где n – коэффициент, характеризующий чистоту поверхности охлаждения и воздушную плотность конденсатора ($n = 5 \dots 7$).

По температуре t_k^s и таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара находят давление в конденсаторе P_k .

В ходе эксплуатации из-за отложения солей на трубках конденсатора температурный напор δt увеличивается, что свидетельствует об ухудшении условий теплообмена в конденсаторе. Поэтому при эксплуатации конденсационной установки должен проводиться контроль за чистотой поверхности охлаждения и трубных досок конденсатора. С этой целью применяют шариковую очистку конденсатора при увеличении давления в конденсаторе.

Экономию топлива вследствие проведения шариковой очистки конденсатора можно определить расчетным путем. Вследствие уменьшения температурного напора в конденсаторе турбины согласно выражению (14.1) уменьшится и температура насыщения пара t_k^s , а значит и давление в конденсаторе турбины P_k .

Отклонение (экономия) годового расхода топлива можно определить по выражению

$$\Delta B_{(\delta t)} = b_{33}^{\text{ТЭЦ}} \mathcal{E}_{\text{отп}} \frac{\Delta Q_3 \tau_{\text{траб}} \cdot 10^{-3}}{Q_3}, \text{ г у. т.}, \quad (14.3)$$

где $b_{33}^{\text{ТЭЦ}}$ – удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию на ТЭЦ, г у. т./кВт·ч;

$\mathcal{E}_{\text{отп}}$ – отпуск электроэнергии, кВт·ч;

ΔQ_3 – поправка на отклонение давления отработавшего пара турбоагрегата, Гкал/ч (ГДж/ч);

$\tau_{\text{траб}}$ – время работы турбины в генераторном режиме с выработкой активной мощности, ч;

Q_3 – расход тепла на производство электроэнергии турбоагрегатам, Гкал/ч (ГДж/ч).

Поправка на отклонение давления отработавшего пара в конденсаторе определяется [1]:

$$\Delta Q_3 = \Delta Q_{\text{кн}} = q_{\text{кн1}} \Delta N_{p2} + (\Delta q_{\text{кн2}} - \Delta q_{\text{кн1}}), \text{ Гкал/ч}, \quad (14.4)$$

где ΔN_{p2} – изменение мощности, соответствующее отклонению давления в конденсаторе от номинального, МВт (измеряется путем замера);

$\Delta q_{кн2}$, $\Delta q_{кн1}$ – первый и второй относительные приросты тепла на производство электроэнергии брутто по конденсационному циклу, Гкал/МВт·ч (ГДж/МВт·ч) (находится из энергетической характеристики турбоагрегата).

При средней мощности турбины, большей той, при которой происходит излом характеристики, т.е. соответствующей второму относительному приросту, следует учитывать оба слагаемые формулы (14.4), а при меньшей – только первое слагаемое.

15. ПЕРЕВОД ЭНЕРГОБЛОКОВ НА СКОЛЬЗЯЩИЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРА

Блочная компоновка энергооборудования позволяет осуществить пуск турбины одновременно с растопкой котла. Все это осуществляется при постепенно нарастающих давлении и температуре свежего пара, при полностью открытых регулирующих клапанах (РК).

В свою очередь, такая работа при пониженном давлении повышает надежность и долговечность поверхностей нагрева котла и паропроводов, идущих к турбине. Кроме того, поскольку давление пара перед турбиной меняется плавно, а температура пара поддерживается постоянной, то при полностью открытых РК температура большинства элементов турбины сохраняется неизменной. Благодаря этому при изменении нагрузки отсутствует неравномерность температурных полей в поперечных сечениях корпуса турбины, вызывающая термические напряжения, специфические для частичной нагрузки турбин с сопловым парораспределением. Не появляются относительные тепловые расширения ротора, снижаются изгибающие напряжения изгиба, особенно динамические, в лопатках первой ступени. Перечисленные обстоятельства заметно улучшают надежность и маневренность турбины, упрощают конструкции (путем отказа от сопловых коробок) и повышают экономичность.

Оценим экономичность турбинной установки при переходе с клапанного регулирования (КР) мощности на регулирование способом скользящего давления (СД).

При скользящем давлении свежего пара температура и давление его перед первой ступенью ЦВД при сниженных нагрузках выше, чем при дроссельном регулировании, поэтому и начальная энтальпия выше. Энтальпия же пара за ЦВД при этом тоже выше, правда, на несколько меньшую величину.

Внутренняя мощность ЦВД при регулировании скользящим давлением увеличится на величину:

$$\Delta N_{\text{ВН}}^{\text{ЦВД}} = N_{\text{ВН(СК)}}^{\text{ЦВД}} - N_{\text{ВН(ДР)}}^{\text{ЦВД}}, \text{ МВт}, \quad (15.1)$$

где $N_{\text{ВН(СК)}}^{\text{ЦВД}}$, $N_{\text{ВН(ДР)}}^{\text{ЦВД}}$ – внутренняя мощность ЦВД при скользящем давлении и при дросселировании соответственно.

$$N_{\text{ВН(СК)}}^{\text{ЦВД}} = G_0 (h_0^{\text{СК}} - h_2^{\text{СК}}) \cdot 10^{-3}, \text{ МВт}, \quad (15.2)$$

где G_0 – расход пара на ЦВД, кг/с;

$h_0^{\text{СК}}$, $h_2^{\text{СК}}$ – энтальпия пара перед ЦВД и за ЦВД (действительная) при скользящем давлении, кДж/кг (по *is*-диаграмме).

$$N_{\text{ВН(ДР)}}^{\text{ЦВД}} = G_0 (h_0^{\text{ДР}} - h_2^{\text{ДР}}) \cdot 10^{-3}, \text{ МВт}, \quad (15.3)$$

где $h_0^{\text{ДР}}$, $h_2^{\text{ДР}}$ – энтальпия пара перед и за ЦВД (действительная) при дросселировании (по *is*-диаграмме).

Подставив выражения (15.2) и (15.3) в выражение (15.1) и сделав преобразования, получим

$$\begin{aligned} N_{\text{ВН(СК)}}^{\text{ЦВД}} &= G_0 (h_0^{\text{СК}} - h_2^{\text{СК}}) - G_0 (h_0^{\text{ДР}} - h_2^{\text{ДР}}) = \\ &= G_0 (H_i^{\text{СК}} - H_i^{\text{ДР}}) = G_0 \Delta h_{\text{СК}} \cdot 10^{-3}, \text{ МВт}, \end{aligned} \quad (15.4)$$

где $H_i^{\text{СК}}$, $H_i^{\text{ДР}}$ – действительный теплоперепад на ЦВД при СД и КР, кДж/кг;

$\Delta h_{\text{СК}}$ – увеличение теплоперепада при СД, кДж/кг.

Абсолютный внутренний КПД турбинной установки:
при дроссельном регулировании

$$\eta_i^{\text{ДР}} = \frac{h_0 - h_2 + \overline{H}_i^{\text{ЦСД+ЦНД}}}{h_0 - h_{\text{пв}} + h_{\text{пп}} - h_2}, \quad (15.5)$$

где $\overline{H}_i^{\text{ЦСД+ЦНД}}$ – средний действительный теплоперепад на ЦСД и ЦНД (для СК и ДП) (по *is*-диаграмме).

$h_{\text{пв}}, h_{\text{пп}}$ – энтальпия питательной воды и промперегрева соответственно, кДж/кг (по *is*-диаграмме);

при регулировании скользящим давлением

$$\eta_i^{\text{СК}} = \frac{h_0 - h_2 + \Delta h_{\text{СК}} + \overline{H}_i^{\text{ЦСД+ЦНД}}}{h_0 - h_{\text{пв}} + h_{\text{пп}} - h_2 + \Delta h_{\text{СК}}}. \quad (15.6)$$

Поскольку $\Delta h_{\text{СК}} > 0$, то $\eta_i^{\text{СК}} > \eta_i^{\text{ДР}}$. Увеличение внутреннего КПД турбоустановки будет равно $\Delta \eta_i^{\text{СК}} = \eta_i^{\text{СК}} - \eta_i^{\text{ДР}}$.

Уменьшение удельного расхода топлива на выработку 1 кВт·ч

$$\Delta b_{\text{зз}} = b_{\text{зз}}^{\text{ДР}} - b_{\text{зз}}^{\text{СК}} = \frac{0,123}{\eta_i^{\text{ДР}}} - \frac{0,123}{\eta_i^{\text{СК}}}, \text{ кг у. т./кВт·ч.} \quad (15.7)$$

Годовая экономия топлива может быть найдена по формуле

$$\Delta B_{\text{зз}} = \Delta b_{\text{зз}} \cdot \mathcal{E}_{\text{выр}}^{\text{СК}}, \text{ т у. т.,} \quad (15.8)$$

где $\mathcal{E}_{\text{выр}}^{\text{СК}}$ – количество произведенной электроэнергии при работе турбоагрегата на скользящем давлении, кВт·ч; находится

$$\mathcal{E}_{\text{выр}}^{\text{СК}} = G_0 \cdot \Delta h_{\text{СК}} \cdot \tau, \text{ кВт·ч,}$$

где τ – число часов работы на скользящих параметрах пара, ч.

Вторая составляющая экономии топлива будет за счет изменения (уменьшения) расхода электроэнергии на питательные насосы. Применение регулирования мощности скользящим давлением уменьшает расход электроэнергии пропорционально снижению давления питательной воды.

Годовая экономия условного топлива от внедрения регулируемого электропривода с учетом потерь на транспорт электроэнергии в электросетях определяется по формуле (6.8).

Полная экономия топлива от перевода энергоблока на скользящие параметры пара

$$\Delta B_{\text{п}} = \Delta B_{\text{эз}} + \Delta B, \text{ т у. т.} \quad (15.9)$$

Литература

1. Паровые и газовые турбины / М.А. Трубилов [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 352 с.
2. Спагар, И.Н. Совершенствование паровых турбин малой мощности: автореф. ... канд. техн. наук / И.Н. Спагар. – Минск, 1999. – 18 с.
3. Падалко, Л.П. Экономика энергетических систем / Л.П. Падалко, Г.Б. Пекелис. – Минск: Выш. шк., 1985. – 336 с.
4. Балабанович, В.К. Совершенствование схем и режимов работы теплофикационных паротурбинных установок / В.К. Балабанович. – Минск: Полибиг, 2001. – 188 с.
5. От тропических циклонов к аэродинамическим завихрителям в градирнях для повышения эффективности работы тепловых и атомных электростанций АНК «ИТМО им. А.В. Лыкова» НАН Беларуси. – Минск, 1998. – 12 с.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Внедрение высокогерметичных уплотнений в регулирующих клапанах ЦВД	3
2. Система отсосов уплотнений турбин с установкой водоструйного эжектора и внедрение системы охлаждения эжектора турбоагрегатов обратной сетевой водой	4
3. Использование детандер-генераторной установки	5
4. Замена отдельных ступеней турбины	7
5. Усовершенствование профиля лопаток	9
6. Замена питательного электронасоса (ПЭН) на турбопривод	13
7. Использование отбора турбины для деаэрации подпиточной воды	15
8. Эффективность установки паровых турбин с противодавлением на промышленно-отопительных котельных	16
9. Внедрение многоступенчатого подогрева сетевой воды для увеличения выработки по теплофикационному циклу.	22
10. Надстройка существующего оборудования газовыми турбинами.	26
11. Отключение ПВД.	28
12. Установка системы охлаждения выхлопного патрубка типа Р-50-130-16.	32
13. Эффективность повышения охлаждающей способности градирен (система вихревой подачи воздуха)	33
14. Внедрение или реконструкция системы шариковой очистки конденсатора турбин	36
15. Перевод энергоблоков на скользящие параметры пара	38
Литература	42

Учебное издание

ЭКОНОМИКА ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

Методические указания
к практическим занятиям
для студентов специальности 1-27 01 01
«Экономика и организация производства»

Составители:
НАГОРНОВ Виктор Николаевич
СПАГАР Игорь Николаевич

Редактор Н.В. Артюшевская
Компьютерная верстка С.М. Степаненко

Подписано в печать 12.06.2008.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 2,56. Уч.-изд. л. 2,00. Тираж 100. Заказ 1194.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0131627 от 01.04.2004.

220013, Минск, проспект Независимости, 65.