

УДК 621.181+526.24

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ ЗА СЧЕТ УЛУЧШЕНИЯ РАБОТЫ ГРАДИРЕН

Остроух М.В.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Качан С.А.

На тепловых электростанциях (ТЭС) внедряются технические решения по повышению охлаждающей способности градирен, которые являются важным элементом оборотной системы технического водоснабжения ТЭС.

Например, институт тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси (ИТМО НАНБ) разработал комплекс технических решений на основе использования аэродинамических методов оптимизации распределения охлаждающих воздушных потоков на входе башенных испарительных градирен и внутри них [2].

Применение аэродинамических завихрителей [2] позволяет дополнительно снизить температуру циркуляционной воды для климатических условий г. Минска в среднем за сезон на $1,3^{\circ}\text{C}$ [2].

Рассчитаем технико-экономический эффект (экономия топлива) от дополнительного охлаждения циркуляционной воды в градирне в межотопительный период на $\delta t_{\text{в1}} = 1^{\circ}\text{C}$ для турбоустановки Т-250/300-240 ТМЗ по следующему алгоритму.

Рассмотрим диапазон изменения давления конденсации отработавшего в турбине пара до реконструкции градирни $p_{\text{к,исх}}$ от 4 до 12 кПа.

Примем, что температура конденсации пара в конденсаторе $t_{\text{к,исх}}$ за счет дополнительного охлаждения циркуляционной воды снижается также на $\delta t_{\text{к}} = \delta t_{\text{в1}} = 1^{\circ}\text{C}$

$$t_{\text{к}} = t_{\text{к,исх}} - \delta t_{\text{к}}. \quad (1)$$

По таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара [1] найдем давление конденсации отработавшего в турбине пара после реконструкции градирни $p_{\text{к}}$ и соответствующее снижение давление конденсации

$$\Delta p_{\text{к}} = p_{\text{к,исх}} - p_{\text{к}}. \quad (2)$$

По данным энергетической характеристики конденсатора К-14000 турбины Т-250/300-240 ТМЗ [3] примем, что средняя удельная величина поправки к мощности этой турбины при изменении конечного давления составляет $\delta N_{\text{рк}} = 1830 \text{ кВт/кПа}$.

Увеличение мощности турбины при снижении давления в конденсаторе

$$\Delta N_{\text{к}} = \delta N_{\text{р2}} \Delta p_{\text{к}}, \quad (3)$$

Снижение удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии при этом

$$\Delta q_m^{P_k} = -\frac{\Delta N_k \cdot \Delta q_k}{N_m}, \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}), \quad (4)$$

где N_T – исходная мощность турбины;

Δq_k – относительный прирост расхода теплоты на конденсационной выработке (можно принять $\Delta q_k \approx 2200 \text{ ккал}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}) = 9200 \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$).

Соответственно снижение расхода топлива на выработку электроэнергии составит

$$\Delta b_{\text{э}}^{\text{бвп}} = \frac{\Delta q_m^{P_k}}{Q_{\text{н}}^p \cdot \eta_k^{\text{бп}} \cdot \eta_{\text{мп}}}, \quad (5)$$

где $Q_{\text{н}}^p$ – низшая теплота сгорания условного топлива $Q_{\text{н}}^p = 29,3 \text{ МДж}/\text{кг}$;

$\eta_k^{\text{бп}}$ – КПД котла брутто ($\eta_k^{\text{бп}} = 0,94$);

$\eta_{\text{мп}}$ – КПД теплового потока ($\eta_{\text{мп}} = 0,98$).

При числе часов использования установленной мощности в течение межтопительного периода $\tau = 3500 \text{ ч}/\text{год}$ это соответствует экономии топлива

$$\Delta B_{\text{эк}} = \Delta b_{\text{э}}^{\text{бвп}} N_m \tau. \quad (6)$$

Результаты расчетов представлены в таблице 1.

Таблица 1-Расчет экономии топлива от дополнительного охлаждения циркуляционной воды

$p_{\text{к,исх}}$, кПа	$t_{\text{к,исх}}$, °С	$t_{\text{к}}$, °С	$p_{\text{к}}$, кПа	$\Delta p_{\text{к}}$, кПа	ΔN , МВт	$\Delta q_m^{P_k}$, кДж кВт·ч	$\Delta b_{\text{э}}^{\text{бвп}}$, г у.т. кВт·ч	$\Delta B_{\text{эк}}$, т у.т. год
12	49,5	48,5	11,45	0,552	1,01	37,174	1,377	1205,1
11	47,7	46,7	10,45	0,546	0,999	36,777	1,363	1192,2
10	45,8	44,8	9,485	0,515	0,942	34,661	1,284	1123,6
9	43,8	42,8	8,552	0,448	0,819	30,144	1,117	977,2
8	41,5	40,5	7,576	0,424	0,776	28,55	1,058	925,55
7	39,0	38,0	6,624	0,376	0,688	25,321	0,938	820,87
6	36,2	35,2	5,685	0,315	0,576	21,188	0,785	686,87
5	32,9	31,9	4,754	0,246	0,45	16,567	0,614	537,06
4	29,0	28,0	3,779	0,221	0,404	14,883	0,551	482,48

Из анализа результатов расчетов видно, что дополнительное охлаждение циркуляционной воды в градирне летом на 1 °С приводит к уменьшению удельного расхода условного топлива на 0,5 – 1,4 г у.т./кВт·ч).

Расчет эффективности от установки на градирне №1 Минской ТЭЦ-4 аэродинамического завихрителя показывает, что за счет повышения ее охлаждающей способности экономия топлива только на одном энергоблоке мощностью 250 МВт может достигать в течение межтопительного периода 1,5 тысяч тонн условного топлива за сезон и более (в зависимости от режимов работы турбин).

Литература

1. Александров, А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. / А.А. Александров, Б.А. Григорьев. – М.: Издательство МЭИ, 1999.
2. Солодухин, А.Д. Аэродинамические методы повышения охлаждающей способности башенных испарительных градирен тепловых электростанций / А.Д. Солодухин, В.Ф. Давиденко, Н.Н. Столович, В.Д. Тютюма // VI Минский международный форум по тепло- и массообмену. 19 – 23 мая 2008 г. Тезисы докладов и сообщений. Мн.: ИТМО НАНБ, 2008.
3. Типовая энергетическая характеристика конденсатора К-14000 турбины Т-250/300-240 ТМЗ / СПО Союзтехэнерго, Москва. – 1985.