

**О ВЛИЯНИИ ЗАМЕЩАЮЩЕЙ МОЩНОСТИ  
НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОТЕРИ ТЕПЛА  
В КОНДЕНСАТОРЕ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ  
ДЛЯ ПОДОГРЕВА ПОДПИТОЧНОЙ ВОДЫ ТЕПЛОСЕТИ**

В. А. БРАГИН, В. И. БЕСПАЛОВ, Л. А. БЕЛЯЕВ, Н. Н. ГАЛАШОВ

(Представлена научным семинаром кафедры ТЭУ)

В соответствии с [1] эффективность использования тепла вентиляционного потока пара в конденсаторах теплофикационных турбин определяется величиной экономии топлива при условии отпуска с ТЭЦ постоянного количества электро- и теплоэнергии. В результате предварительного подогрева в конденсаторе подпиточной воды теплосети (при постоянном отпуске тепла) мощность турбоустановки снижается из-за уменьшения располагаемого теплоперепада турбины и сокращения расхода пара в регулируемый отбор и на регенерацию. Кроме этого, изменяется расход электроэнергии на собственные нужды ТЭЦ. В зависимости от конкретных условий станции могут меняться затраты мощности на циркуляционные насосы, насосы подачи подпиточной воды теплосети, питательные насосы и т. п. Все это приводит к изменению электрической мощности ТЭЦ, отдаваемой внешним потребителям. Для соблюдения необходимых условий по [1] привлекается мощность от замещающей ГРЭС (конденсационной турбины), равная

$$\Delta N_3 = \Delta N_{\text{т}} \pm \Delta N_{\text{сн}}.$$

Здесь  $\Delta N_{\text{т}}$  — изменение мощности теплофикационной турбоустановки при замене циркулирующей подпиточной водой теплосети;

$\Delta N_{\text{сн}}$  — изменение затраты мощности на привод собственных нужд ТЭЦ.

Таким образом, при определении тепловой эффективности использования потери тепла в конденсаторе для подогрева подпиточной воды теплосети необходимо к расходу тепла на турбоустановку в новом режиме добавить дополнительный расход тепла на замещающей ГРЭС:

$$\Delta Q_3 = q_3 \cdot \Delta N_3,$$

где

$q_3$  — удельный расход тепла на выработку мощности на замещающей турбине.

Эффективность подогрева подпиточной воды в конденсаторе турбоустановки согласно [2] будет определяться величиной

$$\begin{aligned} \Delta Q_3 = & Q_k [1 - \varepsilon(q_3 - 860)(1 + \alpha_p)] - \Delta N_1 [1 + 860 \varepsilon(1 + \alpha_p)](q_3 - 860) + \\ & + \Delta Q_k \varepsilon(1 + \alpha_p)(q_3 - 860) \pm \Delta N_{\text{сн}} \cdot q_3. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь  $\Delta N_1$  — уменьшение мощности турбины из-за уменьшения теплотерепада части низкого давления;

$Q_k$  — потеря тепла в конденсаторе при исходной схеме, когда он охлаждается циркуляцией;

$\Delta Q_k$  — изменение количества тепла, возвращаемого из конденсатора с конденсатом;

$\varepsilon$  — удельная выработка электроэнергии на базе тепла, отпускаемого потребителям из регулируемого отбора;

$\alpha_p$  — доля изменения мощности вырабатываемого регенеративными потоками пара по отношению к изменению мощности, вырабатываемой паром регулируемого отбора.

В качестве замещающей турбины при расчетах обычно принимается наиболее экономичная конденсационная турбина данной энергосистемы. В зависимости от конкретных условий это может быть, например, турбина типа К-200-130, К-300-240 или К-100-90 и т. п. Поэтому эффективность использования тепла в конденсаторе теплофикационной турбоустановки в разных энергосистемах в зависимости от типа замещающей мощности (величины  $q_3$ ) будет разной. Представляется интересным установить в каждом конкретном случае то значение  $q_3^*$ , при котором использование тепла вентиляционного потока пара в конденсаторе для подогрева подпиточной воды теплосети становится неэкономичным с тепловой точки зрения.

Величину  $q_3^*$  для отдельных периодов эксплуатации можно найти из (1) при условии, что  $\Delta Q_3 = 0$ . Если подогрев подпиточной воды теплосети осуществляется последовательно в конденсаторах нескольких машин ТЭЦ, то наиболее точно среднегодовое значение  $q_3^*$  определится из условия  $\Delta B_{\text{тэц}} = 0$  по уравнению (13) в [2].

Считая приближенно, что  $\Delta N_{\text{сн}} = 0$ , и принимая  $\Delta Q_3 = 0$ , из (1) получаем

$$q_3^* = 860 + C, \quad (2)$$

где

$$C = \frac{1}{A} = \frac{1}{\varepsilon(1 + \alpha_p) \left\{ 1 - \frac{\Delta Q_k}{Q_k} + \frac{\Delta N_1}{Q_k} \left[ 860 + \frac{1}{\varepsilon(1 + \alpha_p)} \right] \right\}}. \quad (3)$$

Отсюда следует, что если  $q_3 - 860 \geq C$ , то использование тепла вентиляционного потока в конденсаторе для подогрева подпиточной воды теплосети невыгодно. Если  $q_3 - 860 < C$ , то указанное использование с тепловой точки зрения будет рациональным. Экономичность схемы будет выше, чем больше разница между  $q_3 - 860$  и  $C$ . Если  $q = 0$ , то в этом случае экономия от применения схемы будет наибольшей.

Анализ (3) показывает, что величина коэффициента  $C$  определяется свойствами конкретной турбоустановки и режимом ее работы. Так, например, чем выше давление в камере регулируемого отбора (меньше величина  $\varepsilon$ ), тем больше  $C$  и  $q_3^*$ , а значит, выше экономичность схемы.

Если учесть изменение мощности собственных нужд, то уравнение (2) примет вид:

$$q_3^* = K(860 + C), \quad (4)$$

где

$$K = \frac{AQ_k}{AQ_k \pm \Delta N_{\text{сн}}}. \quad (5)$$

Учет собственных нужд изменяет величину  $q_3^*$ . Если при использовании потери тепла в конденсаторе мощность собственных нужд возрастает (положительное  $\Delta N_{\text{сн}}$ ), то коэффициент  $K < 1,0$  и значение  $q_3^*$  уменьшается, уменьшается и экономичность схемы при прочих одинаковых условиях. Если расход мощности на собственные нужды уменьшается (отрицательное  $\Delta N_{\text{сн}}$ ), то  $K > 1,0$  и значение  $q_3^*$  увеличивается, а значит, возрастает и экономичность схемы.

Величина коэффициента  $K$ , помимо свойств турбоустановки и режима ее работы, определяется еще конкретной схемой включения насосов собственных нужд, их характеристиками и т. д.

Определим значение  $q_3^*$  для случая подогрева подпиточной сетевой воды в конденсаторе турбоустановки типа К-50-90, реконструированной для работы с регулируемым отбором пара  $p_t = 1,2 \text{ кгс/см}^2$ . Конденсатор по воде переделан на четырехходовой. Расход подпиточной воды составляет 1200 т/час, вентиляционный поток пара через часть низкого давления—30 т/час. Температура подпиточной воды на входе в конденсатор 15°C. В результате замены циркулирующей воды на подпиточную воду теплотехническое давление в конденсаторе изменяется с 0,036 до 0,051 кгс/см<sup>2</sup>. При рассматриваемом режиме для турбоустановки  $Q_k = 17,45 \cdot 10^6 \text{ ккал/час}$ , слив дренажей в конденсатор для упрощения не учитывается;  $\Delta Q_k = 0,195 \cdot 10^6 \text{ ккал/час}$ ;  $\Delta N_1 = 780 \text{ кВт}$ ;  $\varepsilon = 0,355 \cdot 10^{-3} \text{ кВт} \cdot \text{ч/ккал}$ ;  $\alpha_p \approx 0,125$ .

Принимаем  $\Delta N_{\text{сн}} = 0$ .

Тогда по (3)  $C \approx 2190 \text{ ккал/кВт} \cdot \text{ч}$ , а  $q_3^* = 3050 \text{ ккал/кВт} \cdot \text{ч}$ .

Если при новом режиме турбоустановки мощность собственных нужд увеличилась на 1000 кВт, то значение  $q_3^*$  снижается до 2710 ккал/кВт·ч ( $K = 0,889$ ). Отсюда следует, что если в качестве замещающей использовать мощность от ГРЭС с турбинами К-100-90, то схема подогрева подпиточной воды будет невыгодна.

Если при расчетах не учитывать изменения мощности турбоустановки за счет регенеративных потоков пара (принять  $\alpha_p = 0$ ), то  $q_3^*$  увеличивается (при  $\Delta N_{\text{сн}} = 0$ ) до 3310 ккал/кВт·ч. Это может привести к значительной ошибке при определении эффективности схемы.

При установлении по (2) или (4) тепловой экономичности схемы предварительного подогрева подпиточной воды в конденсаторе теплофикационной турбоустановки, то есть при условии  $q_3 - 860 < C$  или  $q_3 < q_3^* = K \cdot (860 + C)$ , окончательно вопрос об эффективности схемы может быть решен только после сопоставления расчетных затрат. С течением времени, когда в энергосистеме будут появляться все более экономичные конденсационные установки, эффективность схемы будет расти.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Основные методические положения технико-экономических расчетов в энергетике. Металлургиздат, 1959.
2. В. А. Брагин, В. И. Беспалов, Л. А. Беляев, Н. Н. Галашов. Экономия топлива при использовании потери тепла в конденсаторе турбоустановки для подогрева подпиточной воды теплотехнической. Известия ТПИ. Настоящий сборник.