

**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

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

Здесь $\Delta N_{\text{ты}}$ — 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

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

Здесь ΔN_1 — уменьшение мощности турбины из-за уменьшения теплотерпада части низкого давления;

Q_k — потеря тепла в конденсаторе при исходной схеме, когда он охлаждается циркулярной водой;

ΔQ_k — изменение количества тепла, возвращаемого из конденсатора с конденсатором;

ε — удельная выработка электроэнергии на базе тепла, отпускаемого потребителям из регулируемого отбора;

α_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 ε), 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 теплосети давление в конденсаторе изменяется с 0,036 до 0,051 кгс/см². 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 теплосети. Известия ТПИ. Настоящий сборник.