

УДК 621.165

В.В. ПАНОВ, аспирант Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»; инженер филиала Харьковского ЦКБ «Энергопрогресс» ООО «Котлотурбопром», г. Харьков

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ РАБОТЫ ТУРБОУСТАНОВКИ ПРИ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА МИНИМАЛЬНОГО ПРОПУСКА ПАРА В КОНДЕНСАТОР С ПОМОЩЬЮ ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Розглянуто питання підвищення економічності роботи турбоустановки на режимах з мінімальним пропуском пари в конденсатор. Для корисної утилізації теплоти цієї пари, а також для виключення ефекту вентиляції та поліпшення умов роботи останніх ступенів турбіни пропонується використати парокompresійний тепловий насос (ПКТН). Приведена методика розрахунку економії палива при включенні в теплову схему ПКТН.

Problem of turbo-installation operational efficiency increasing at the modes with minimal steam passage into the condenser was studied. It is proposed to use the vapor compression heat pump (VCHP) for the useful utilization of this steam's heat as well as for the elimination of ventilation effect and improvement of operational conditions of the last turbine's stages. Design procedure of fuel economy at the VCHP inclusion into the heat diagram is shown.

В теплофикационных турбинах на режимах работы со значительными теплофикационными отборами расход пара в конденсатор уменьшается. При этом расход пара должен быть не меньше определенной минимальной величины. Минимальный пропуск пара в конденсатор служит для обеспечения охлаждения последних ступеней части низкого давления (ЧНД) турбины и определяется конструкцией и размером облопачивания последних ступеней, режимом работы турбины, давлением в камере теплофикационного отбора, а так же плотностью регулирующей диафрагмы ЧНД.

Теплота пара, поступающего в конденсатор, передается циркуляционной (охлаждающей) воде, полезно не используется в цикле электростанции и безвозвратно теряется. При малых расходах пара в конденсатор циркуляционной воде передается так же тепло пара, поступающего в теплообменники сальникового подогревателя и холодильников эжекторов, находящихся на линии рециркуляции. На режимах работы турбины с расходом пара в конденсатор большим, чем минимальный, указанные теплообменники охлаждаются основным конденсатом и тепло сконденсировавшегося в них пара полностью используется в цикле (передается основному конденсату). На режимах работы турбины с минимальным пропуском пара в конденсатор количество основного конденсата оказывается недостаточным для обеспечения охлаждения теплообменников сальникового подогревателя и холодильников эжекторов, вследствие чего включается линия рециркуляции, передающая тепло охлаждающей воде.

На малорасходных режимах последние ступени ЧНД чаще всего работают в «вентиляционном» режиме, т.е. с потреблением мощности. В таком случае энтальпия и температура пара выше на выходе из «вентилирующих» ступеней, чем на входе в них, что зачастую приводит к превышению максимально допустимой температуры выхлопного патрубка турбины. Проблема перегрева патрубка решается установкой системы охлаждения (мелкодисперсный впрыск воды за последней ступенью ЧНД),

однако все указанные факторы приводят к снижению экономичности работы турбоустановки.

Для использования тепла минимального пропуска пара в конденсатор типовым решением является выполнение конденсатора со встроенным пучком, который охлаждается обратной сетевой или подпиточной водой (при этом основной трубный пучок конденсатора отключен).

При охлаждении встроенного пучка подпиточной водой с температурой 5...20 °С обеспечивается сохранение нормального вакуума, мощность ступеней ЧНД при этом может быть как положительна, так и отрицательной, что зависит от размеров лопаток, расхода и температуры подпиточной воды.

При охлаждении встроенного пучка обратной сетевой водой, имеющей температуру 45...70 °С, давление в конденсаторе возрастает до величин от 0,013 МПа (0,13 ата) до 0,038 МПа (0,39 ата). На таком режиме мощность последних ступеней ЧНД отрицательна. Потери мощности существенно возрастают с увеличением высот рабочих лопаток.

Что касается реального опыта эксплуатации турбин в таком режиме на ТЭЦ, следует заметить следующее:

1. охлаждение встроенного пучка подпиточной водой при минимальном пропуске пара в конденсатор не позволяет полезно утилизировать все тепло пара, поскольку расходы подпиточной воды непостоянны и, как правило, очень незначительны;

2. охлаждение встроенного пучка обратной сетевой водой нецелесообразно вследствие того, что тем самым дополнительно ухудшается режим работы последних ступеней ЧНД и усиливается эффект вентиляции.

Таким образом, указанными методами не удастся одновременно полезно использовать тепло минимального конденсационного пропуска пара и устранить эффект вентиляции последних ступеней ЧНД.

В результате тепловых расчетов турбин типа ПТ было установлено, что устранить эффект вентиляции в ЧНД при малорасходных режимах возможно путем подачи во встроенный пучок охлаждающей воды с температурой 5...10 °С. Так, если применить парокompрессионный тепловой насос, который подает в конденсатор турбины воду в необходимом количестве и с указанной температурой, одновременно обеспечилась бы возможность полезной утилизации тепла минимального пропуска пара в конденсатор и сохранение нормальных условий работы последних ступеней ЧНД.

Ниже приведена методика определения эффективности применения теплового насоса для рассмотренного режима работы турбины с минимальным пропуском пара в конденсатор.

Изменение мощности и расхода тепла теплофикационной турбины подчиняется общему уравнению

$$Q_{\text{ТУРБ.}} = 0,8598 \cdot N_{\text{э}} + Q_{\text{ОТБ.}} + Q_{\text{М.Г.И}} + Q_{\text{КОНД.}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{ТУРБ.}}$ – расход тепла на турбину, Гкал/ч;

$Q_{\text{ОТБ.}}$ – суммарная нагрузка отопительных отборов турбины, Гкал/ч;

$N_{\text{э}}$ – электрическая мощность турбины, МВт;

$Q_{м.г.и}$ – потери механические, в генераторе и на излучение, Гкал/ч;

$Q_{конд.}$ – потери тепла в конденсаторе, Гкал/ч.

Тепловой насос (ТН) утилизирует тепло вентиляционного пропуска пара в конденсатор $Q_{конд.}$. При исключении потерь в конденсаторе мощность ЧНД турбины изменяется на величину ΔN_1 , МВт из-за изменения давления в конденсаторе P_K , которое будет определяться температурой подаваемой от ТН охлаждающей воды.

При минимальном пропуске пара в конденсатор увеличение температуры охлаждающей воды ухудшает вакуум, что приводит к дополнительному увеличению вентиляционных потерь в последних ступенях ЧНД. В этом случае ΔN_1 будет отрицательной. При понижении температуры охлаждающей воды, вакуум в конденсаторе улучшается, теплоперепад на ступенях ЧНД увеличивается и вентиляционные потери мощности могут снизиться на столько, что ΔN_1 может оказаться положительной. Изменению мощности ΔN_1 способствует дополнительное изменение количества тепла, поступающего в конденсатор $0,8598 \cdot \Delta N_1$, Гкал/ч. Таким образом, общее количество тепла, поступившего в конденсатор, равно

$$Q'_{конд.} = Q_{конд.} - 0,8598 \cdot \Delta N_1. \quad (2)$$

Знак «минус» перед слагаемым $0,8598 \cdot \Delta N_1$ имеет следующий смысл. Так, если величина ΔN_1 отрицательна, то это значит, что потеря электрической мощности за счет вентиляции перешла в дополнительное тепло, поступившее в конденсатор и значение слагаемого « $-0,8598 \cdot (-\Delta N_1)$ » будет положительным. Если изменение выработки электрической мощности ЧНД турбины ΔN_1 положительно, то это означает, что пар дополнительно сработал в ступенях ЧНД, его энтальпия уменьшилась и, следовательно, уменьшилось количество тепла, поступающего в конденсатор на величину $0,8598 \cdot \Delta N_1$.

Следует заметить, что все вычисления проводятся по отношению к базовому режиму работы турбины, по сравнению с которым требуется определить целесообразность и эффективность утилизации потери тепла в конденсаторе.

Согласно тепловому балансу ПКТН его тепловая мощность $Q_T^{ТН}$ представляет собой сумму мощности охлаждения $Q_{охл.}^{ТН}$ (количество тепла, отбираемое тепловым насосом у низкопотенциального источника) и потребляемой на привод компрессора электроэнергии $N_э^{ТН}$, которая переходит в тепло в количестве $0,8598 \cdot N_э^{ТН}$

$$Q_T^{ТН} = Q_{охл.}^{ТН} + 0,8598 \cdot N_э^{ТН}, \quad (3)$$

где $Q_T^{ТН}$, $Q_{охл.}^{ТН}$, Гкал/ч; $N_э^{ТН}$, МВт.

Тепловой насос охлаждает водой конденсатор и, согласно (2), утилизирует тепло $Q'_{конд.}$. То есть мощность охлаждения ТН $Q_{охл.}^{ТН}$ равна

$$Q_{охл.}^{ТН} = Q'_{конд.} = Q_{конд.} - 0,8598 \cdot \Delta N_1. \quad (4)$$

Подставив выражение для $Q_{\text{ОХЛ.}}^{\text{ТН}}$ в (3), получим

$$Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}} = Q_{\text{КОНД.}} - 0,8598 \cdot \Delta N_1 + 0,8598 \cdot N_3^{\text{ТН}}. \quad (5)$$

Потребляемая компрессором ТН электрическая мощность $N_3^{\text{ТН}}$ зависит от $Q_{\text{ОХЛ.}}^{\text{ТН}}$ и коэффициента преобразования COP

$$N_3^{\text{ТН}} = f(Q_{\text{ОХЛ.}}^{\text{ТН}}; COP).$$

Согласно определению коэффициента преобразования COP

$$COP = \frac{Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}}}{0,8598 \cdot N_3^{\text{ТН}}}, \quad (6)$$

откуда

$$0,8598 \cdot N_3^{\text{ТН}} = \frac{Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}}}{COP}. \quad (7)$$

Подставив (7) в (3), получим

$$Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}} = Q_{\text{ОХЛ.}}^{\text{ТН}} + \frac{Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}}}{COP}. \quad (8)$$

После преобразований имеем

$$Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}} = \frac{Q_{\text{ОХЛ.}}^{\text{ТН}}}{\left(1 - \frac{1}{COP}\right)} = \frac{Q_{\text{ОХЛ.}}^{\text{ТН}} \cdot COP}{COP - 1}. \quad (9)$$

Записав выражение (3) в виде

$$N_3^{\text{ТН}} = \frac{(Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}} - Q_{\text{ОХЛ.}}^{\text{ТН}})}{0,8598}$$

и подставив вместо $Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}}$ выражение (9), получим

$$N_3^{\text{ТН}} = \frac{\left(\frac{Q_{\text{ОХЛ.}}^{\text{ТН}} \cdot COP}{COP - 1} - Q_{\text{ОХЛ.}}^{\text{ТН}}\right)}{0,8598} = \frac{Q_{\text{ОХЛ.}}^{\text{ТН}} \cdot \left(\frac{1}{COP - 1}\right)}{0,8598}. \quad (10)$$

Учитывая (4), окончательно получим выражение для потребляемой компрессором ТН электрической мощности, равной

$$N_{\text{Э}}^{\text{ТН}} = \frac{(Q_{\text{конд.}} - 0,8598 \cdot \Delta N_1) \cdot \left(\frac{1}{\text{COP} - 1}\right)}{0,8598}. \quad (11)$$

Полученная формула позволяет по известным величинам, $Q_{\text{конд.}}$, ΔN_1 , и COP вычислить потребляемую компрессором ТН электрическую мощность $N_{\text{Э}}^{\text{ТН}}$.

По характеру изменения тепловой нагрузки ТЭЦ отопительный период можно разделить на два периода:

- работа без пиковой ступени подогрева сетевой воды, когда температура наружного воздуха выше температуры, при которой включается пиковая ступень $t_{\text{н.в.}} > t_{\text{п}}$;
- работа со включенной пиковой ступенью, когда температура наружного воздуха ниже температуры, при которой включается пиковая ступень $t_{\text{н.в.}} \leq t_{\text{п}}$.

1. Период работы с выключенной пиковой ступенью: $t_{\text{н.в.}} > t_{\text{п}}$

Вся тепловая нагрузка ТЭЦ обеспечивается отопительными отборами турбины. Тепловой насос, утилизируя потерю тепла в конденсаторе, может предварительно (до основных сетевых подогревателей) нагревать обратную сетевую воду, что приведет к уменьшению количества пара, отбираемого из теплофикационных отборов турбины, а следовательно, и количества тепла на величину $Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}}$. Так как турбина работает по тепловому графику, то уменьшение теплофикационного отбора приводит к уменьшению расхода тепла на турбину.

Вследствие уменьшения расхода тепла на турбину на $Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}}$ электрическая мощность турбины уменьшится на

$$\Delta N_2 = \text{Э} \cdot 10^3 \cdot Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}}, \quad (12)$$

где Э – удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, $\frac{\text{кВт}}{\text{ккал/ч}}$.

Общее уменьшение мощности турбины будет равным

$$\Delta N_{\text{ТУРБ.}} = (-\Delta N_1) + \Delta N_2 + N_{\text{Э}}^{\text{ТН}} + N_{\text{Э}}^{\text{Ц.Н.}} - N_{\text{Э}}^{\text{С.Н.}}, \quad (13)$$

где $N_{\text{Э}}^{\text{Ц.Н.}}$ – электрическая мощность циркуляционных насосов, обеспечивающих прокачку охлаждающей воды в контуре «конденсатор турбины – испаритель ТН», МВт;

$N_{\text{Э}}^{\text{С.Н.}}$ – электрическая мощность отключенных циркуляционных насосов конденсатора турбины (собственные нужды), которые стало возможным отключить благодаря работе ТН, МВт.

Для компенсации недовыработки этой мощности потребуется замещающая конденсационная мощность и дополнительный расход тепла на замещающей турбине

$$Q_{\text{ЗАМ.}} = q_{\text{ЗАМ.}} \cdot 10^{-3} \cdot \Delta N_{\text{ТУРБ.}} = q_{\text{ЗАМ.}} \cdot 10^{-3} ((-\Delta N_1) + \Delta N_2 + N_3^{\text{ТН}} + N_3^{\text{ЦН.}} - N_3^{\text{СН.}}), \quad (14)$$

где $q_{\text{ЗАМ.}}$ – удельный расход тепла на замещающей конденсационной турбине, ккал/(кВт·ч).

В целом, уменьшение расхода тепла на теплофикационную турбину будет равно

$$\Delta Q_{\text{ТУРБ.}} = Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}} + 0,8598 \cdot \Delta N_2 = Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}} + 0,8598 \cdot \mathcal{E} \cdot 10^3 \cdot Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}} = Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}} \cdot (1 + 0,8598 \cdot \mathcal{E} \cdot 10^3). \quad (15)$$

Общее изменение расхода тепла (с учетом расходов тепла на теплофикационной турбине и на замещающей турбине) равно

$$\Delta Q'_{\text{ТУРБ.}} = \Delta Q_{\text{ТУРБ.}} - Q_{\text{ЗАМ.}} = Q_{\text{Т}}^{\text{ТН}} \cdot (1 + 0,8598 \cdot \mathcal{E} \cdot 10^3) - q_{\text{ЗАМ.}} \cdot 10^{-3} \cdot ((-\Delta N_1) + \Delta N_2 + N_3^{\text{ТН}} + N_3^{\text{ЦН.}} - N_3^{\text{СН.}}). \quad (16)$$

За период работы с выключенной пиковой ступенью экономия условного топлива за счет утилизации тепла пара в конденсаторе с помощью теплового насоса составит

$$\Delta B_1 = \frac{\int_0^{T_1} \Delta Q'_{\text{ТУРБ.}} dT_1}{7000 \cdot \eta_{\text{К.У.}}}, \text{ тыс. т. у.т./период } T_1, \quad (17)$$

где T_1 – суммарное время работы с выключенной пиковой ступенью, часов; $\eta_{\text{К.У.}}$ – КПД котельной установки; значение 7000 – низшая теплотворная способность условного топлива, ккал/(кг.у.т.).

2. Период работы с включенной пиковой ступенью $t_{\text{Н.В.}} \leq t_{\text{П}}$

Тепловой насос, утилизируя тепло конденсатора и предварительно подогревая обратную сетевую воду, позволяет уменьшить нагрузку пиковой ступени, при этом расход тепла на турбину остается постоянным. В этом случае поступление подогретой обратной сетевой воды в основные бойлеры приводит к повышению давления в регулируемом теплофикационном отборе и уменьшению электрической мощности турбины на величину ΔN_3 .

Общее уменьшение электрической мощности турбины на режиме с включенной пиковой ступенью составит

$$\Delta N_{\text{ТУРБ.}} = (-\Delta N_1) + \Delta N_3 + N_3^{\text{ТН}} + N_3^{\text{ЦН.}} - N_3^{\text{СН.}}. \quad (18)$$

Для компенсации уменьшения электрической мощности необходим дополнительный расход тепла на замещающей конденсационной турбине

$$Q_{\text{ЗАМ.}} = q_{\text{ЗАМ.}} \cdot 10^{-3} \cdot \Delta N_{\text{ТУРБ.}} = q_{\text{ЗАМ.}} \cdot 10^{-3} \cdot ((-\Delta N_1) + \Delta N_3 + N_3^{\text{ТН}} + N_3^{\text{ЦН.}} - N_3^{\text{СН.}}). \quad (19)$$

При этом экономия тепла на пиковом котле составит

$$\Delta Q_{\text{п.к.}} = Q_{\text{T}}^{\text{ТН}} + 0,8598 \cdot \Delta N_3. \quad (20)$$

Итого часовая экономия тепла на режиме с включенной пиковой ступенью составит

$$\Delta Q = \Delta Q_{\text{п.к.}} - Q_{\text{зам.}} = Q_{\text{T}}^{\text{ТН}} + 0,8598 \cdot \Delta N_3 - q_{\text{зам.}} \cdot 10^{-3} \cdot ((-\Delta N_1) + \Delta N_3 + N_3^{\text{ТН}} + N_3^{\text{П.Н.}} - N_3^{\text{С.Н.}}). \quad (21)$$

За весь период работы пиковой ступени $t_{\text{н.в.}} \leq t_{\text{п}}$ экономия условного топлива будет равна

$$\Delta B_2 = \frac{\int_0^{T_2} \Delta Q dT_2}{7000 \cdot \eta_{\text{к.в.}}}, \text{ тыс. т. у.т./период } T_2, \quad (22)$$

где T_2 – суммарное время работы с включенной пиковой ступенью, часов.

Суммарная годовая экономия условного топлива за счет утилизации тепловым насосом теплоты конденсационного пропуска пара равна

$$\Delta B = \Delta B_1 + \Delta B_2, \text{ тыс. т. у.т./год.} \quad (23)$$

Предлагаемая методика позволяет оценить экономию условного топлива при утилизации тепла минимального пропуска пара в конденсатор с помощью парокompрессионного теплового насоса, в зависимости от технических характеристик ТН и режима работы турбины, для которой он будет применяться.

Список литературы: 1. Капелович Б.Э. Эксплуатация паротурбинных установок. – М.: Энергия, 1975. – 288 с. 2. Бененсон Е.И. Теплофикационные паровые турбины / Е.И. Бененсон, Л.С. Иоффе. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 270 с.

© Панов В.В., 2011
Поступила в редколлегию 15.02.11