

А. Л. ШУБЕНКО, В. Н. ГОЛОЩАПОВ, О. А. БАБЕНКО

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЦИЛИНДРОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

АННОТАЦИЯ Первичные ресурсы в тепловой энергетике преобразуются в два вида энергии: электрическую и тепловую. Если первый вид энергии получают в основном на ТЭС, АЭС и ГЭС, то тепловую энергию поставляют потребителям централизованно (от ТЭЦ и крупных котельных) и локально (от небольших котельных), либо производят индивидуально. Выбор рациональных режимов эксплуатации теплофикационных турбин позволяет минимизировать расход природного газа, что актуально в условиях существенного дефицита топливных ресурсов.

Ключевые слова: теплоэлектроцентраль, теплофикационная турбина, цилиндр низкого давления, сетевой подогреватель.

A. SHUBENKO, V. GOLOSHCHAPOV, O. BABENKO

INCREASING THE OPERATION EFFICIENCY OF LOW PRESSURE CYLINDERS OF COGENERATION TURBINES

ABSTRACT An increase in the operation efficiency of cogeneration turbines used by big heat and power plants is conditioned by the need of a maximum use of the fuel heat, mainly that of natural gas. The generation of two types of energy, in particular electric and thermal by cogeneration turbines for outside consumers is closely related to turbine operation modes and first of all to those for low pressure section in which the permanent heat loss occurs. The purpose of this research was to analyze the operation of low pressure cylinders used by operating cogeneration turbines of T-100/120-130 and T-250/300-240 types in a wide range of changes in electric and thermal loads. At high heat consumption according to the thermal schedule and low steam rate in the LPC the cascades of it operate consuming power at high ventilation losses. The joint operation of supply line heaters and low pressure cylinders was analyzed using the method of mathematical simulation of the turbine unit, experimental investigation of the models of LPC cascades and full-scale test data of cogeneration turbines built by different organizations. The relationships for the determination of power losses by LPC cascades when operating in low rate modes and additional generation of electric power by the turbine with the rational distribution of thermal load between the supply-line heaters have been given. It has been shown that the choice of heat release mode by the turbine unit can be defined by the optimization problem that requires the comparative estimation of power losses in the LPC and a gain in electric power due to the rational distribution of thermal load between the supply-line heaters.

Key words: thermal power plant, cogeneration turbine, low pressure cylinder, and the supply-line heater.

Введение

Эксплуатация теплофикационных турбоустановок на ТЭЦ крупных городов, работающих преимущественно на природном газе, производится в широком диапазоне как тепловой, так и электрической нагрузок. При этом режимы эксплуатации и способы включения сетевых подогревателей регламентированы инструкциями и не являются оптимальными. Работа энергоблока при изменении внешних погодных условий (температуры наружного воздуха), выполняемая в соответствии с температурным графиком, не всегда реализуется из-за несогласования тепловой нагрузки и гидравлической устойчивости тепловых сетей. Таким образом, важной задачей является повышение эффективности работы цилиндров низкого давления (ЦНД) турбоустановок при различных способах включения сетевых подогревателей на основе математического моделирования с учетом результатов эксплуатации, решение которой позволит про-

дуть выбор рациональных режимов, обеспечивая при задаваемой тепловой нагрузке и изменяющихся на протяжении суток погодных условиях дополнительную выработку электроэнергии.

Цель работы

Цель работы – повышение эффективности работы цилиндров низкого давления действующих теплофикационных турбоустановок ТЭЦ Украины типа Т-100/120-130 и Т-250/300-240 в условиях широкого изменения электрической и тепловой нагрузок.

Теплофикационные турбины Т-100/120-130 и Т-250/300-240

Теплофикационные турбины типа Т-100/120-130 и Т-250/300-240 спроектированы для крупных ТЭЦ и изготовлены на производственном объединении «Уральский турбинный завод» (ПО УТЗ), г. Екатеринбург, Россия [1–3].

Так, на ТЭЦ Украины эксплуатируются 6 энергоблоков с теплофикационными турбинами Т-100/120-130 (по 2 турбины на Киевской и Харь-

© А. Л. Шубенко, В. Н. Голощাপов, О. А. Бабенко, 2017

Работа выполнена в рамках Целевой программы научных исследований НАН Украины «Научно-технические основы энергетического сотрудничества между Украиной и Европейским Союзом» (Об'єднання-3).

ковской ТЭЦ-5, по 1 турбине на Кременчугской и Черниговской ТЭЦ) и 5 энергоблоков с турбинами Т-250/300-240 (по 2 турбины на Киевских ТЭЦ-5 и ТЭЦ-6, 1 турбина на Харьковской ТЭЦ-5). На Киевской ТЭЦ-6 1 турбина Т-250/300-240 находится в стадии монтажа. Основные эксплуатационные характеристики этих турбин приведены в [1–6].

Теплофикационная установка (ТФУ) рассматриваемых турбин включает в себя два горизонтальных сетевых подогревателя нижней ПС-1 и верхней ПС-2 ступеней [5].

ПС-1 питается паром нижнего отопительного отбора с давлением p_n , ПС-2 питается паром с более высокими параметрами, чем в ПС-1, из верхнего отопительного отбора с давлением p_v . Сетевая вода через сетевые подогреватели нижней и верхней ступеней подогрева пропускается последовательно и в одинаковом количестве.

Работа теплофикационных турбин может проводиться как при теплофикационном режиме, так и конденсационном, при котором отбор пара на теплофикацию отсутствует ($Q_t = 0$). При этом весь пар из последней ступени ЦСД (за исключением утечек через концевые уплотнения) поступает в двухпоточный ЦНД и при правильном регулировании поворотных диафрагм разделяется поровну между двумя потоками ЦНД.

При теплофикационном режиме большая часть пара поступает в сетевой подогреватель нижней ступени ПС-1 и меньший расход пара при более высоких параметрах – в подогреватель верхней ступени ПС-2. Распределение тепла между ними и конденсатором производится прикрытием поворотной диафрагмы для ПС-1 и расходом свежего пара для ПС-2. Максимальное количество тепла на теплофикацию передается при полностью закрытых поворотных диафрагмах ЦНД.

Увеличение тепловой нагрузки приводит к уменьшению расхода пара в ЦНД вплоть до уровня протечек через неплотности в закрытой регулирующей диафрагме.

При снижении расхода пара через ступени ЦНД уменьшается их мощность, изменяется характеристическое число U/C_0 , снижается их КПД (практически до нуля, что соответствует холостому ходу ступени). Уменьшение расхода пара ниже, чем на режиме холостого хода, приводит к работе ступени в компрессорном режиме и потреблению мощности, вырабатываемой другими ступенями. Режимы ниже холостого хода последней ступени ЦНД относятся к малорасходным режимам.

Наиболее высокий уровень использования тепла приходится на теплофикационный режим работы турбины при полностью закрытой поворотной диафрагме. В этом случае в ЦНД поступает минимальный расход пара через неплотности в поворотной диафрагме, который позволяет снизить температуру пара, нагреваемого за счет вентиляционных потерь. На них затрачивается мощ-

ность, вырабатываемая турбиной, так называемая, невыработанная электрическая мощность.

На потребление мощности влияют также отрывные явления в ступенях, развивающиеся по мере уменьшения объемного расхода пара. Первыми в режим потребления мощности вступают ступени, имеющие наименьшее отношение D_{cp}/l_{pl} – это обычно последние ступени двух потоков ЦНД.

В качестве характеристики режима работы ступени целесообразно использовать относительный объемный расход

$$\overline{Gv}_2 = Gv_2 / (Gv_2)_{ном}, \quad (1)$$

где Gv_2 – объемный расход пара на рассматриваемом режиме; $(Gv_2)_{ном}$ – объемный расход пара, соответствующий номинальному режиму ступени, который определяется по максимальному КПД на вентце ступени.

Номинальный режим ступени принимается по результатам теплового расчета, либо по результатам экспериментального исследования ступени.

Зависимость для определения режима холостого хода (уточненная формула В.Н. Пономарева) имеет вид

$$\overline{Gv}_{2xx} = \frac{(U/C_0)_{ном}^2}{(U/C_0)_{ном}^2 + 0,5(v_2/v_1)_{ном} \eta_u^{max} + 0,1443 - 0,391\rho_{cp}^{ном}}, \quad (2)$$

где $(U/C_0)_{ном}$ – характеристическое число, соответствующее номинальному режиму ступени; U – окружная скорость на среднем диаметре рабочего колеса; C_0 – скорость, соответствующая изэнтропийному теплоперепаду ступени; v_1, v_2 – удельный объем пара перед и за рабочим колесом; η_u^{max} – КПД ступени на номинальном режиме ее работы; $\rho_{cp}^{ном}$ – степень реактивности ступени на среднем радиусе при номинальном режиме.

При отсутствии надежных данных теплового расчета ступени для определения \overline{Gv}_{2xx} можно использовать формулу, полученную авторами по результатам экспериментальных исследований модельных ступеней [7]

$$\overline{Gv}_{2xx} = 1,071(1,0 - \bar{r}_{вт}^2) \times (\operatorname{tg} \beta_2^{cp} - 0,087 \operatorname{tg} \gamma_n + 0,197), \quad (3)$$

где $\bar{r}_{вт} = r_{вт}/R_n$; $r_{вт}$ – радиус втулки рабочего колеса; R_n – наружный радиус рабочего колеса; β_2^{cp} – эффективный угол выхода из рабочей решетки на среднем радиусе; γ_n – угол наклона наружного меридионального обвода направляющего аппарата ступени.

Определение расхода пара в ЦНД

Для последней ступени ЦНД удельный объем v_2 принимается по давлению в конденсаторе,

температуре пара за рабочим колесом (или влажности пара). Для определения объемного расхода пара через ступень необходимо знать его массовый расход, который при заданных начальных параметрах зависит от угла поворота кольца диафрагмы регулирующей ступени, определяемого положением штока сервопривода. В качестве характеристики управляющего органа расходом пара в сетевые подогреватели и в ЦНД принят ход штока сервопривода $\bar{\delta}_{\text{пд}}$, однозначно связанный с поворотом кольца регулирующей диафрагмы.

Относительный ход штока сервопривода $\bar{\delta}_{\text{пд}}$ равен

$$\bar{\delta}_{\text{пд}} = \frac{\delta_{\text{пд}}}{H_{\text{шт}}}, \quad (4)$$

где $\delta_{\text{пд}}$ – абсолютный ход штока поворотной диафрагмы, мм; $H_{\text{шт}}$ – полный ход штока, мм.

Максимальное перемещение штока сервопривода для турбины Т-100/120-130 $H_{\text{шт}} = 200$ мм, для турбины Т-250/300-240 $H_{\text{шт}} = 220$ мм.

Значение $\bar{\delta}_{\text{пд}} = 1$ соответствует полному открытию поворотной диафрагмы, $\bar{\delta}_{\text{пд}} = 0$ соответствует положению, при котором поворотное кольцо регулирующей диафрагмы находится в упоре, проходные окна закрыты полностью, а в ЦНД поступает только вентиляционный поток, необходимый для отвода тепла вентиляционных потерь, создающих высокую температуру пара.

Положение $\bar{\delta}_{\text{пд}}$ может рассматриваться как один из параметров для определения расхода пара в ЦНД.

На рис. 1 приведено изменение относительного расхода пара \bar{G} в зависимости от $\bar{\delta}_{\text{пд}}$ при принятых значениях параметров пара на входе в ЦНД и давления в конденсаторе для двух теплофикационных турбин мощностью 100 и 250 МВт

$$\bar{G} = \frac{G_{\text{ЦНД}}}{G_{\text{ЦНД}(\bar{\delta}_{\text{пд}}=1)}}, \quad (5)$$

где $G_{\text{ЦНД}}$ – расход пара при определенном значении $\bar{\delta}_{\text{пд}}$; $G_{\text{ЦНД}(\bar{\delta}_{\text{пд}}=1)}$ – расход при полностью открытой поворотной диафрагме.

Изменение \bar{G} в зависимости от значения $\bar{\delta}_{\text{пд}}$ имеет три области: нелинейную (область А-В) при $0 < \bar{\delta}_{\text{пд}} \leq \bar{\delta}_B$, где $\bar{\delta}_B = 0,12$ для турбины Т-100/120-130 и $\bar{\delta}_B = 0,21$ для Т-250/300-240, линейную (область В-С) при $0,12 < \bar{\delta}_{\text{пд}} \leq 0,44$ для турбины Т-100/120-130, при $0,21 < \bar{\delta}_{\text{пд}} \leq 0,5$ для турбины Т-250/300-240 и нелинейную (область С-Д) при числе Маха на щели поворотной диафрагмы $M_0 < 1$ и при $\bar{\delta}_{\text{пд}} > \bar{\delta}_C$.

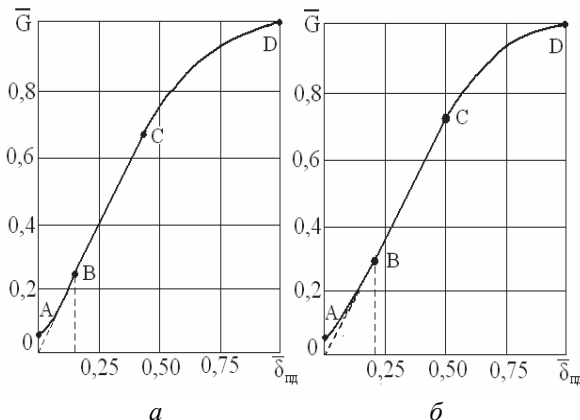


Рис. 1 – Изменение расхода пара в ЦНД при разном положении поворотной диафрагмы: а – турбина Т-100/120-130; б – турбина Т-250/300-240

При общем подобии формы зависимости $\bar{G} = f(\bar{\delta}_{\text{пд}})$ величины относительного хода штока сервопривода при критическом режиме течения пара в щели $\bar{\delta}_{\text{пд}}^{\text{кр}}$ для рассматриваемых турбин имеют различные значения. Для теплофикационной турбины Т-100/120-130 $\bar{\delta}_{\text{пд}}^{\text{кр}} = 0,44$, для турбины Т-250/300-240 $\bar{\delta}_{\text{пд}}^{\text{кр}} = 0,5$, что, по-видимому, вызвано отличиями в конструкциях регулирующей ступени и ЦНД в целом.

Изменение расхода пара в ЦНД в зависимости от давления в нижнем отборе и относительно положения штока сервопривода определяется режимом работы входной части диафрагмы регулирующей ступени (область докритического истечения пара в щели, образованной перегородками между окнами поворотного кольца и лопатками направляющего аппарата диафрагмы, и область критического режима течения пара в щели).

Для турбин Т-100/120-130 и Т-250/300-240 характер изменения $\bar{G} = f(\bar{\delta}_{\text{пд}})$ подобен, отличается значениями относительного расхода в точках А, В, С (при $\bar{\delta}_{\text{пд}} = 1$ $\bar{G} = 1$).

Изменение функции \bar{G} при увеличении $\bar{\delta}_{\text{пд}}$ для данных турбин целесообразно рассмотреть для областей А-В, В-С и С-Д соответственно, предварительно выполнив оценку величины расхода пара $G_{\text{ЦНД}}$ при полностью закрытой поворотной диафрагме ($\bar{\delta}_{\text{пд}} = 0$).

Обработка результатов определения протечек пара $G_{\text{прот}} = G_{\text{ЦНД}}$ для турбин Т-100/120-130 и Т-250/300-240, приведенных в работах [7–9], позволила представить их как

$$G_{\text{прот}} = 27,5 \Delta^{0,7} p_n, \quad (6)$$

где $G_{\text{ЦНД}}$ – расход пара в ЦНД (на два потока), т/ч; Δ – зазор между перегородками поворотного коль-

ца и направляющими лопатками регулирующей диафрагмы, мм; p_n – давление в нижнем отборе, измеряемое в кгс/см^2 .

Определение расхода пара в ЦНД с учетом температуры (на два потока), увеличивающегося по мере открытия поворотных диафрагм, выполненное авторами, может быть представлено для всех областей $A-B$, $B-C$ и $C-D$.

Так, для турбины Т-100/120-130:

– в области $A-B$ при $0 < \bar{\delta}_{\text{нд}} \leq 0,12$

$$G_{\text{ЦНД}} = (G_{\text{прот}} + 21253\bar{\delta}_{\text{нд}}^{3,5})p_n\tilde{T},$$

где t_n – температура пара на входе в ЦНД, °С;

$$\tilde{T} = \sqrt{\frac{t_n + 273}{353}};$$

– в области $B-C$ $0,12 < \bar{\delta}_{\text{нд}} \leq 0,44$

$$G_{\text{ЦНД}} = 335,5\bar{\delta}_{\text{нд}}p_n\tilde{T};$$

– в области $C-D$ при $0,44 < \bar{\delta}_{\text{нд}} \leq 1$

$$G_{\text{ЦНД}} = 147,6[1 + 1,15(\bar{\delta}_{\text{нд}} - 0,44) - 0,708(\bar{\delta}_{\text{нд}} - 0,44)^2]p_n\tilde{T}.$$

Для турбины Т-250/300-240:

– в области $A-B$ при $0 < \bar{\delta}_{\text{нд}} \leq 0,21$

$$G_{\text{ЦНД}} = (27,5\Delta^{0,7} + 21253\bar{\delta}_{\text{нд}})p_n\tilde{T};$$

– в области $B-C$ при $0,21 < \bar{\delta}_{\text{нд}} \leq 0,5$

$$G_{\text{ЦНД}} = 882\bar{\delta}_{\text{нд}}p_n\tilde{T};$$

– в области $C-D$ при $0,5 < \bar{\delta}_{\text{нд}} \leq 1$

$$G_{\text{ЦНД}} = 441[1 + 2,236(\bar{\delta}_{\text{нд}} - 0,5) - 2,517(\bar{\delta}_{\text{нд}} - 0,5)^2]p_n\tilde{T}.$$

Сопоставление расхода пара в ЦНД, равного расходу через последнюю ступень (по относительному объемному расходу $\bar{G}v_2 = Gv_2/(Gv_2)_{\text{ном}}$), с режимом холостого хода позволяет определить, в каком режиме работает последняя ступень – в режиме выработки мощности (турбинном) или ее потребления (в компрессорном с развивающимися вентиляционными потерями).

Если расход пара, определенный по предыдущим зависимостям для конкретной области влияния $\bar{\delta}_{\text{нд}}$, показывает, что ступень работает в режиме потребления мощности, то для него при $\bar{G}v_2 < \bar{G}v_{2\text{хх}}$ используется уточненное уравнение Зуттера-Траупеля

$$N_{\text{потр}} = C_0\bar{C}\frac{\pi D_{\text{ср}}l_{\text{рл}}}{2}\rho_{\text{ср}}U_{\text{ср}}^3, \quad (7)$$

где C_0 – коэффициент потребления мощности при нулевом расходе пара через ступень, когда потери энергии определяются вихревыми структурами; $\bar{C} = C/C_0$ – коэффициент влияния расхода на потребление мощности; $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр рабочего колеса; $l_{\text{рл}}$ – длина рабочей лопатки; $\rho_{\text{ср}}$ – средняя плотность пара на рабочем колесе

(принимается $\rho_{\text{ср}} = \rho_2$); $U_{\text{ср}}$ – окружная скорость рабочего колеса на среднем диаметре.

Значение коэффициента C_0 определяется геометрическими характеристиками рабочего колеса

$$C_0 = 0,04 + [0,09 + 5,629(1 - 1,078\text{tg}\beta_2^{\text{ср}})\frac{B}{D_{\text{ср}}}\frac{l_{\text{рл}}}{D_{\text{ср}}}], \quad (8)$$

где B – ширина рабочего колеса ступени.

Значение коэффициента \bar{C} определяется по зависимости

$$\bar{C} = \left[1 - 0,3\left(\bar{G}v_2\right) + 0,6\left(\bar{G}v_2\right)^2 - 1,3\left(\bar{G}v_2\right)^3\right], \quad (8)$$

где $\bar{G}v_2 = \bar{G}v_2/(\bar{G}v_{2\text{хх}})$.

Если $\bar{G}v_2 < \bar{G}v_{2\text{хх}}$, то происходит потребление мощности последними ступенями ЦНД, что снижает положительный эффект использования топлива при теплофикационном режиме.

Обсуждение результатов

При работе на теплофикационном режиме при полностью или частично закрытой диафрагме определенный положительный эффект может быть получен путем перераспределения тепловой нагрузки между сетевыми подогревателями нижней ПС-1 и верхней ПС-2 ступеней [10]. Однако, при определенных условиях могут возникнуть затраты мощности в ЦНД, определяемые по зависимостям (7)–(9). Так, для турбины Т-250/300-240 при малорасходном режиме $\bar{G}v_2 = 0,213$ каждая из последних ступеней ЦНД потребляет по 700 кВт, общая затрата мощности составляет 1400 кВт. При режиме $\bar{G}v_2 = 0,305$, близком к режиму холостого хода ($\bar{G}v_{2\text{хх}} = 0,368$), потребляемая ЦНД мощность равна 828 кВт. Снижение относительного объемного расхода до $\bar{G}v_2 = 0,087$ при давлении в конденсаторе $p_k = 5$ кПа привело к повышению потребления мощности ЦНД до 1190 кВт, а уменьшение до $\bar{G}v_2 = 0,05$ при $p_k = 12$ кПа послужило росту потребления мощности ЦНД до 3436 кВт (режим при полностью закрытой поворотной диафрагме).

Рассматривая режимы работы ЦНД, следует отметить, что при уменьшении расхода пара в ЦНД первым начинают потреблять мощность две последние ступени при условии $\bar{G}v_2 < \bar{G}v_{2\text{хх}}$ для них. Поэтому для повышения эффективности работы турбоустановки путем увеличения производства электроэнергии целесообразно работу ЦНД ограничить режимом холостого хода последней ступени, что обеспечивает более высокий прирост электрической мощности при малом снижении расхода топлива b_t на выработку тепловой энер-

гии. При этом также повышается надежность работы рабочих лопаток последних ступеней из-за их удаления от области повышенных динамических напряжений.

Выполним оценку работы ЦНД на примере теплофикационной турбины Т-100/120-130.

Режиму холостого хода последней ступени ЦНД по ее геометрическим параметрам ($\bar{\gamma}_{вт} = 0,554$, $\beta_2^{cp} = 26^\circ$, $\gamma_n = 45^\circ \text{C}$) соответствует $\bar{G}v_{2xx} = 0,44$, по характеристикам теплового расчета – $\bar{G}v_{2xx} = 0,435$. Имея ввиду, что оценка режима холостого хода производится при постоянном давлении в конденсаторе p_k , равном проектному (для номинального режима $p_k = 5,7 \text{ кПа}$), то для последней ступени отношение $\bar{G}v_{2xx} = Gv_{2xx} / (Gv_2)_{ном} \approx G_{xx}^{ст} / G_{ном}^{ст}$. Расход пара в ЦНД при номинальном режиме равен $G_{ном}^{ст} = 281,65 \text{ т/ч}$. В этом случае режим холостого хода последней ступени наступит при расходе пара в ЦНД, равном $G_{xx} = 0,44 \cdot 281,65 = 124,8 \text{ т/ч}$ на два потока. При этом расходе пара ожидаемый прирост мощности турбины ΔN , полученный за счет организации рациональной работы ТФУ в зависимости от расхода сетевой воды и температурного диапазона наружного воздуха $t_{нв}$, приведен в табл. 1 при потере тепла в конденсаторе $Q_k = 79,7 \text{ МВт}$. Согласно табл. 1 прирост мощности при $t_{нв} \geq 4^\circ \text{C}$ может достигать 2,15 МВт при работе турбины Т-100/120-130 с одноступенчатым подогревом сетевой воды по сравнению с инструкционным двухступенчатым подогревом, когда тепловая нагрузка распределяется поровну между сетевыми подогревателями. В остальных случаях не рекомендуется использовать один сетевой подогреватель нижней ступени и следует работать с двухступенчатым подогревом сетевой воды, кроме внештатных ситуаций (например, сетевой подогреватель верхней ступени в стадии ремонта).

Таблица 1 – Оценка прироста мощности турбины

Расход $G_{св}$, т/ч	Прирост мощности ΔN , МВт		
	ПС-1, $4 \leq t_{нв} \leq 40^\circ \text{C}$	ПС-1 и ПС-2, $-4 \leq t_{нв} \leq 4^\circ \text{C}$	ПС-1 и ПС-2, $-8 \leq t_{нв} \leq -4^\circ \text{C}$
1000	0	0–7	4,8–7,8
2000	1,3–1,5	0–5,8	2,3–5,8
3000	1,7–1,9	0–4,3	1,8–3,8
4000	2–2,15	–	–

Выводы

Анализ работы теплофикационных турбин крупных ТЭЦ показывает, что одновременный учет рационального распределения тепловой нагрузки между сетевыми подогревателями и затрат мощности в ЦНД при малорасходных режимах, позволяет выбирать их режимы и с максимально возможным эффектом использовать тепло топлива.

Список литературы

- 1 Инструкция по эксплуатации паровой турбины Т-100/120-130 / Харьковская ТЭЦ-5. – Харьков : Харьковская ТЭЦ-5, 1989. – 121 с.
- 2 Инструкция по эксплуатации турбоагрегата с турбиной типа Т-250/300-240 / Киевская ТЭЦ-5. – Киев: Киевская ТЭЦ-5, 1979. – 214 с.
- 3 Нормативные энергетические характеристики блока Т-250 МВт Харьковской ТЭЦ-5 / Харьковская ТЭЦ-5. – Харьков : Харьковская ТЭЦ-5, 2000. – 110 с.
- 4 Трухний, А. Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки / А. Д. Трухний, Б. В. Ломакин. – Москва : Издательский дом МЭИ, 2006. – 540 с.
- 5 Инструкция по эксплуатации теплофикационной установки Харьковской ТЭЦ-5 / Харьковская ТЭЦ-5. – Харьков : Харьковская ТЭЦ-5, 2006. – 31 с.
- 6 Теплофикационные паровые турбины: повышение экономичности и надежности / Л. А. Симою, Е. И. Эфрос, В. Ф. Гуторов, В. П. Лагун. – Санкт-Петербург : Энерготех, 2001. – 208 с.
- 7 Быстрицкий, Л. Н. Исследование турбинных ступеней с малым отношением D_{cp}/l в диапазоне режимов работы от номинального до холостого хода : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.01 / Быстрицкий Леонид Николаевич. – Харьков, 1975. – 203 с.
- 8 Малорасходные режимы ЦНД турбины Т-250/300-240 / под ред. В. А. Хаимова. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2007. – 240 с.
- 9 Бененсон, Е. И. Теплофикационные паровые турбины / Е. И. Бененсон, Л. С. Иоффе. – Москва : Энергия, 1976. – 264 с.
- 10 Шубенко, А. Л. Влияние реальных режимов работы теплофикационной турбины Т-100/120-130 на отпуск тепла и электроэнергии / А. Л. Шубенко, О. А. Бабенко, В. Н. Голошапов, А. Ю. Козлоков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 17(1126). – С. 40–43. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

Bibliography (transliterated)

- 1 (1989), *Instrukciya po ekspluatatsii parovoi turbini T-100/120-130 [Instructions for operation of the steam turbine T-100/120-130]*, PJSC "Kharkiv CHPP-5", Kharkov, Ukraine.
- 2 (1979), *Instrukciya po ekspluatatsii turboagregata s turbinoi tipa T-250/300-240 [Instructions for operation of the turbomachinery with a turbine-type T-250/300-240]*, Kievskaya TEC-5, Kiev, Ukraine.
- 3 (2000), *Normativnie energeticheskie harakteristiki bloka T-250 MVt Harkovskoi TEC-5 [Normative power characteristics of the block T-250 MW Kharkiv heat power station No. 5]*, PJSC "Kharkiv CHPP-5", Kharkiv, Ukraine.
- 4 Truhniy, A. D. and Lomakin, B. V. (2006), *Teplofikatsionnye parovye turbiny i turboustanovki [Heat and steam turbines and turboplant]*, Izdatelskii dom MEI [Publishing house of the Moscow Power Engineering Institute], Moscow, Russian.
- 5 (2006), *Instrukciya po ekspluatatsii teplofikatsionnoi ustanovki Harkovskoi TEC-5 [Instructions for operation of the heating unit of Kharkiv heat power station No. 5]*, PJSC "Kharkiv CHPP-5", Kharkiv, Ukraine.

- 6 **Simoyu L. A., Efros E. I., Gutorov V. F. and Lagun V. P.** (2001), *Teplofikacionnie parovie turbine: povishenie ekonomichnosti i nadejnosti [Heat and steam turbines: increased efficiency and reliability]*, Energoteh [Energotech], St. Petersburg, Russian.
- 7 **Bistrickii, L. N.** (1975), *Issledovanie turbinnih stupeni s malim otnošeniem D_{cp}/l v diapazone rejimov raboti ot nominalnogo do holostogo hoda [The study of turbine stages with a small ratio D_{cp}/l in the range of operation modes from nominal to no-load : dis. ... cand. tehn. sciences : 05.04.01]*, Kharkov, Ukraine.
- 8 **Haimov, V. A.** (ed.) (2007), *Malorashodnye rejimi CND turbini T-250/300-240 [Malorashodnyh low pressure cylinder modes of turbine T-250/300-240]*, BHV-Peterburg, St. Petersburg, Russian.
- 9 **Benenson, E. I. and Ioffe, L. S.** (1976), *Teplofikacionnie parovie turbini [Heat and steam turbines]*, Energiya [Energy], Moscow, Russian.
- 10 **Shubenko, A. L., Babenko, O. A., Goloschapov V. N. and Kozlov A. Yu.** (2015), *Vliyanie realnih rejimov raboti teplofikacionnoi turbini T-100/120-130 na otpusk tepla i elektroenergii [Impact of real modes of cogeneration turbine T-100/120-130 on the supply of heat and electricity]*, *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 17(1126), pp. 40–43, Kharkiv, Ukraine, ISSN 2078-774X.

Сведения об авторах (About authors)

Шубенко Александр Леонидович – член-корреспондент НАН Украины, доктор технических наук, заведующий отделом оптимизации конструкций и процессов турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, ул. Пожарского 2/10, г. Харьков, Украина, 61046; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua, ORCID 0000-0001-9014-1357.

Shubenko Oleksandr – Member-correspondent of National Academy of Sciences of Ukraine, Doctor of Technical Sciences, Department Head in optimization of processes and designs of turbomachinery, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

Голошапов Владимир Николаевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник отдела моделирования и идентификации тепловых процессов, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины; г. Харьков, Украина; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.

Goloshchapov Vladimir – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Department for Modeling and Identification of Thermal Processes, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Бабенко Ольга Анатольевна – кандидат технических наук, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, старший научный сотрудник отдела оптимизации процессов и конструкций турбомашин; г. Харьков, Украина; e-mail: ola_babenko@mail.ru, ORCID 0000-0002-7587-8470.

Babenko Olga – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Senior Research Fellow in optimization of processes and designs of turbomachinery Department.

Пожалуйста, ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Шубенко, А. Л. Повышение эффективности работы цилиндров низкого давления теплофикационных турбин / **А. Л. Шубенко, В. Н. Голошапов, О. А. Бабенко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 82–87. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.12.

Please cite this article as:

Shubenko, A., Goloshchapov, V. and Babenko, O. (2017), "Increasing the Operation Efficiency of Low Pressure Cylinders of Cogeneration Turbines", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 82–87, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.12.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Шубенко, О. Л. Підвищення ефективності роботи циліндрів низького тиску теплофікаційних турбін / **О. Л. Шубенко, В. М. Голошапов, О. А. Бабенко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 82–87. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.12.

АНОТАЦІЯ Первинні ресурси в тепловій енергетиці перетворюються в два види енергії: електричну й теплову. Якщо перший вид енергії отримують в основному на ТЕС, АЕС та ГЕС, то теплову енергію постачають споживачам централізовано (від ТЕЦ та великих котельень) і локально (від невеликих котельень), або виробляють індивідуально. Вибір раціональних режимів експлуатації теплофікаційних турбін дозволяє мінімізувати витрати природного газу, що актуально в умовах істотного дефіциту паливних ресурсів.

Ключові слова: теплоелектроцентрально, теплофікаційна турбіна, циліндр низького тиску, сільовий підігрівач.

Поступила (received) 14.02.2017