

## НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ЦИКЛА ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК С АДИАБАТИЧЕСКИМ ФАЗООБРАЗОВАНИЕМ

В. И. БЕСПАЛОВ

(Представлена научным семинаром кафедры ТЭУ)

Цикл паротурбинной установки с адиабатическим фазообразованием был предложен и разработан в Томском политехническом институте [1].

На рис. 1 изображена простейшая схема паротурбинной установки с адиабатическим фазообразованием АФ. Установка состоит из водогрейного котельного агрегата сверхвысокого давления ВК, испарителя-генератора ИГ, конструктивно выполненного в виде однодисковой турбины, в испарительных элементах которой производится пар и кинетическая энергия потока, сепаратора влаги С, пароперегревателя ПП, питательного и конденсатного насосов и паровой турбины. В общем случае в установке имеется регенеративный подогрев питательной воды.

Теоретический цикл такой паротурбинной установки с АФ в  $TS$ -диаграмме условно изображен на рис. 2. На диаграмме 1 соответствует состоянию рабочего тела перед испарительными элементами; 2 — на выходе из ИГ; 3 — состоянию сухого насыщенного пара на выходе из сепаратора; 4 — состоянию перегретого пара перед паровой турбиной; 7 и 9 — соответственно состоянию конденсата и питательной воды за конденсатным и питательным насосами.

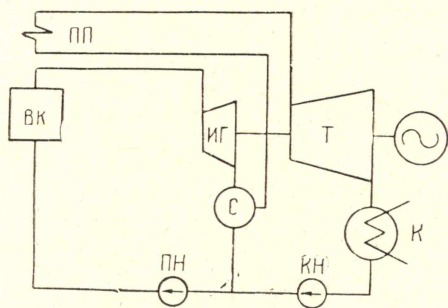


Рис. 1

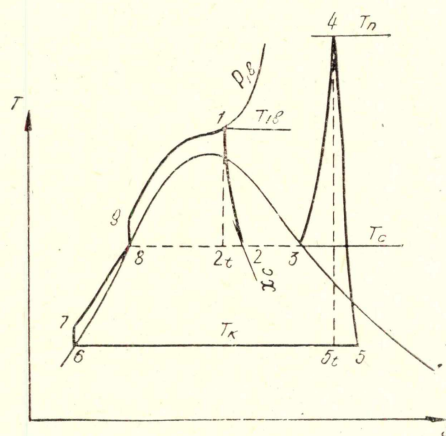


Рис. 2

ратора влаги; 4 — состоянию перегретого пара перед паровой турбиной; 7 и 9 — соответственно состоянию конденсата и питательной воды за конденсатным и питательным насосами.

Рассматривая предложенный цикл, можно заметить, что при заданном давлении  $P_{10}$  и температуре перегретой воды  $T_{10}$  и неизменных --- температуре отвода тепла в конденсаторе  $T_k$  и температуре пара перед

ровой турбиной  $T_{\text{п}}$  — увеличение давления в сепараторе приводит к циклу сверхвысокого давления и недопустимо большой конечной влажности пара в последних ступенях турбины. С другой стороны, уменьшение давления в сепараторе приводит к деградации цикла паротурбинной установки.

Следовательно, существует некоторое оптимальное значение давления в сепараторе  $P_c$  и соответствующая ему температура  $T_c$ , при котором для заданных давления и температуры перегретой воды перед испарителем — генератором и давления в конденсаторе, будет максимальная полезная работа цикла.

В общем случае КПД паротурбинного цикла с адиабатическим фазообразованием определится из выражения

$$\eta_i = \frac{i_{1\text{в}} - i_c + x_c (i_{\text{п}} - i_{\text{к}})}{i_{1\text{в}} - i_{\text{пв}} + x_c (i_{\text{п}} - i_{\text{к1}} - r_c)} \quad (1)$$

Здесь:  $i_{1\text{в}}$  — энтальпия перегретой воды перед испарителем-генератором, *кдж/кг*;

$i_c$  — энтальпия пароводяной смеси на выходе из испарителя-генератора, *кдж/кг*;

$i_{\text{п}}$  — энтальпия перегретого пара перед паровой турбиной, *кдж/кг*;

$i_{\text{к}}$  — энтальпия отработавшего пара, *кдж/кг*;

$i_{\text{пв}}$  — энтальпия воды за питательным насосом, *кдж/кг*;

$i_{\text{к}}, i_{\text{к1}}$  — соответственно энтальпии конденсата перед и за конденсатным насосом, *кдж/кг*;

$r_c = i_c'' - i_c'$  — скрытая теплота парообразования при давлении в сепараторе, *кдж/кг*;

$x_c$  — степень сухости влажного пара на выходе из испарителя-генератора.

Максимальное значение КПД цикла определится из условия:

$$\frac{\partial \eta_i}{\partial T_c} = 0; \quad \frac{\partial^2 \eta_i}{\partial T_c^2} < 0.$$

Оптимальное давление в сепараторе для теоретического цикла паротурбинной установки с адиабатическим фазообразованием определим, пренебрегая, в целях упрощения, работой питательного и конденсатного насосов.

Для этого случая:  $i_{\text{пв}} = i_c'$ ;  $i_{\text{к1}} = i_{\text{к}}'$ ;

$$i_c = i_{\text{ct}}; \quad i_{\text{к}} = i_{\text{кт}}; \quad x_c = x_{\text{ct}}.$$

Задачу решаем при условиях:  $P_{1\text{в}} = \text{const}$ ,  $t_{\text{п}} = \text{const}$ ,

$$t_{1\text{в}} = \text{const}, \quad t_{\text{к}} = \text{const}, \quad P_c = \text{var}.$$

Продифференцировав выражение (1) по  $T_c$ , получим:

$$\eta_i^{\text{max}} = \frac{-\frac{\partial i_{\text{ct}}}{\partial T_c} + \frac{\partial x_{\text{ct}}}{\partial T_c} (i_{\text{п}} - i_{\text{кт}}) + x_{\text{ct}} \left( \frac{\partial i_{\text{п}}}{\partial T_c} - \frac{\partial i_{\text{кт}}}{\partial T_c} \right)}{-\frac{\partial i_c'}{\partial T_c} + \frac{\partial x_{\text{ct}}}{\partial T_c} (i_{\text{п}} - i_{\text{к}}' - r_c) + x_{\text{ct}} \left( \frac{\partial i_{\text{п}}}{\partial T_c} - \frac{\partial i_{\text{к}}'}{\partial T_c} - \frac{\partial r_c}{\partial T_c} \right)}.$$

Пользуясь известными термодинамическими соотношениями [2, 3], а также полученными позднее в работах других авторов [4, 5, 6], находим значение частных производных:

$$\left( \frac{\partial i_{\text{ct}}}{\partial T_c} \right)_{P_{\text{в}}, T_{\text{п}}, S} = V_{\text{ct}} \frac{\Delta S}{\Delta V} = (x_{\text{ct}} \Delta V + V_c) \frac{\Delta S}{\Delta V}.$$

Здесь:  $\Delta V = V_c'' - V_c'$ ,  $\Delta S = S_c'' - S_c'$ .

$\left(\frac{\partial x_{ct}}{\partial T_c}\right)_S = \frac{C_x}{r_c}$ , где  $C_x$  — теплоемкость влажного пара в процессе  $x = \text{const}$ .

$\left(\frac{\partial i_{\text{п}}}{\partial T_c}\right)_{T_{\text{п}}} = V_{\text{п}} \frac{\Delta S}{\Delta V} (1 - \alpha_{\text{п}})$ , где  $V_{\text{п}}$  — удельный объем перегретого пара перед турбиной,  $\alpha_{\text{п}} = \frac{T_{\text{п}}}{V_{\text{п}}} \left(\frac{\partial V_{\text{п}}}{\partial T_{\text{п}}}\right)_P$  — коэффициент изобарного расширения пара, который с достаточной степенью точности можно определить из приближенного соотношения:  $\alpha_{\text{п}} = \frac{T_{\text{п}}}{V_{\text{п}}} \left(\frac{\Delta V_{\text{п}}}{\Delta T_{\text{п}}}\right)_P$ ,

$\left(\frac{\partial i_{\text{кт}}}{\partial T_c}\right)_{T_{\text{п}}, T_{\text{к}}, S} = -\alpha_{\text{п}} V_{\text{п}} \frac{\Delta S}{\Delta V} \cdot \frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{п}}}$ ,  
 $\left(\frac{\partial i_c'}{\partial T_c}\right)_x = C_x' - V_c' \frac{\Delta S}{\Delta V}$ , где  $C_x'$  — теплоемкость воды на линии насыщения при условии  $x = \text{const}$ :

$$\left(\frac{\partial i_{\text{к}}'}{\partial T_c}\right)_{T_{\text{к}}} = 0,$$

$$\left(\frac{\partial r_c}{\partial T_c}\right) = r_c' = \Delta C - \Delta S, \Delta C = C_x'' - C_x'.$$

Здесь  $C_{x''}$  — теплоемкость сухого насыщенного пара на линии насыщения при  $x = \text{const}$ . На практике удобнее пользоваться графической зависимостью  $r_c'' = f(T_c)$ , построенной по приближенному равенству:

$$r_c'' = \frac{\Delta r_c}{\Delta T_c}.$$

Подставив в выражение для  $\eta_t^{\text{max}}$  значения частных производных, сделав необходимые преобразования и разрешив его относительно  $T_c$ , получим выражение для определения оптимального значения  $T_c^{\text{opt}}$ .

$$T_c^{\text{opt}} = \frac{r_c'}{\lambda} \cdot \frac{V_c' (\eta_t^{\text{max}} + 1) + x_{ct} [\alpha_{\text{п}} (\eta_{t\text{к}} - \eta_t^{\text{max}}) - (1 - \eta_t^{\text{max}}) + \lambda]}{C_x' [(i_{\text{п}} - i_{\text{кт}}) - \eta_t^{\text{max}} (i_{\text{п}} - i_{\text{к}}' - r_c)] + \eta_t^{\text{max}} (C_x' + x_{ct} r_c')} \text{ } ^\circ\text{K}.$$

$$\text{Здесь: } \lambda = \frac{\Delta V}{V_{\text{п}}}; \eta_{t\text{к}} = 1 - \frac{T_{\text{к}}}{T_{\text{п}}}.$$

Полученное уравнение может быть решено методом последовательных приближений.

Учитывая, что уравнения, полученные из дифференциальных связей, весьма чувствительны даже к незначительному отклонению от экстремума, желательно предварительно оценить положение его на основании вариантных расчетов. На рис. 3 приведены зависимости термического КПД ( $\eta_t$ ) паротурбинного цикла с адиабатическим фазообразованием от  $T_c$ , построенные по уравнению (1).

При заданных параметрах  $t_{1\text{в}} = 400^\circ\text{C}$ ,  $P_{1\text{в}} = 290 \text{ бар}$ ,  $P_{\text{к}} = 0,05 \text{ бар}$  и  $t_{\text{п}} = 565^\circ\text{C}$  оптимальная температура сепарации влаги в сепараторе составила  $t_c^{\text{opt}} = 283^\circ\text{C}$ , которой соответствует давление насыщения  $P_c^{\text{opt}} = 67,2 \text{ бар}$ . Теоретический КПД такого цикла составляет  $\eta_t = 0,462$ . При этом степень сухости пароводяной смеси на выходе из испа-

рителя-генератора равна 56%, а на выходе из паровой турбины 82,7%.

При давлении перегретой воды перед испарительными элементами  $P_B = 295$  бар, оптимальная температура сепарации равна  $t_c^{opt} = 307^\circ \text{C}$ , что соответствует давлению насыщения  $P_c^{opt} = 94,7$  бар. Степень сухости пара, обработавшего в паровой турбине, уменьшается до 80%.

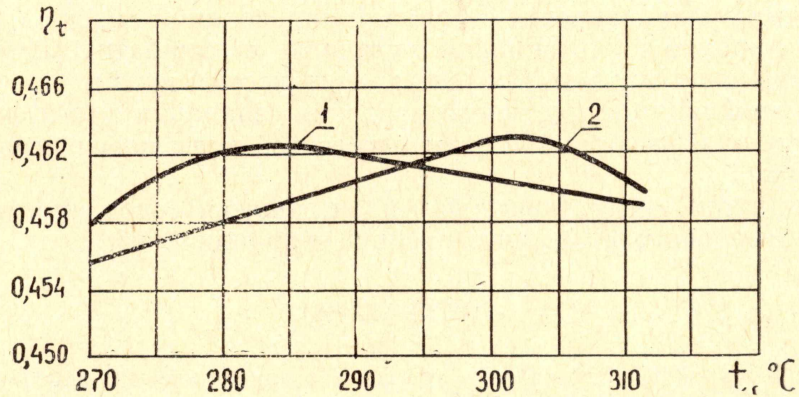


Рис. 3

Из приведенных расчетов видно, что начальное давление перегретой воды существенно влияет на величину оптимальной температуры сепарации  $T_c^{opt}$ .

Для определения влияния работы питательного и конденсатного насосов на значение оптимальной температуры сепарации влаги в сепараторе необходимо в выражение (1) подставить значения:

$$i_{пв} = i'_c + V'_c (P_{1в} - P_c),$$

$$i_{к1} = i'_k + V'_k (P_c - P_k).$$

Дифференцируя (1) по  $T_c$  при  $i_{1в} = \text{const}$ , получаем:

$$\eta_t^{\max} = \frac{-\frac{\partial i_{ct}}{\partial T_c} + \frac{\partial x_{ct}}{\partial T_c} (i_{п} - i_{kt}) + x_{ct} \left( \frac{\partial i_{п}}{\partial T_c} - \frac{\partial i_{kt}}{\partial T_c} \right)}{-\frac{\partial i_{пв}}{\partial T_c} + \frac{\partial x_{ct}}{\partial T_c} (i_{п} - i_{к1} - r_c) + x_{ct} \left( \frac{\partial i_{п}}{\partial T_c} - \frac{\partial i_{к1}}{\partial T_c} - \frac{\partial r_c}{\partial T_c} \right)}.$$

В этом выражении, помимо найденных ранее, присутствуют новые частные производные:

$$\left( \frac{\partial i_{к1}}{\partial T_c} \right)_s = V'_k \frac{\Delta S}{\Delta V}, \quad \left( \frac{\partial i_{пв}}{\partial T_c} \right)_s = C'_x - 2V'_c \frac{\Delta S}{\Delta V}.$$

Подставив значения производных в выражение для  $\eta_t^{\max}$ , сделав необходимые преобразования и разрешив его относительно  $T_c^{opt}$ , получим:

$$T_c^{opt} = \frac{r_c}{\lambda} \cdot \frac{\frac{V'_c}{V_{п}} \left[ 2 - x_{ct} \frac{V'_k}{V'_c} \right] \eta_t^{\max} + 1}{\frac{c_x}{r_c} [(i_{п} - i_{kt}) - \eta_t^{\max} (i_{п} - i_{к1} - r_c)] + \eta_t^{\max} (C'_x + x_{ct} r'_c)}{K}}.$$

Расчеты, сделанные по этому выражению, показали, что учет работы питательного и конденсатного насосов приводит к снижению оптимального значения  $T_c^{\text{опт}}$  на несколько градусов. При  $P_{1b} = 290$  бар и  $t_{1b} = 400^\circ\text{C}$  оптимальная температура снизилась с  $283^\circ\text{C}$  до  $277^\circ\text{C}$ .

### Выводы

1. Оптимальное давление сепарации пароводяной смеси за испарителем-генератором в паротурбинной установке с адиабатическим фазообразованием может быть определено аналитическим путем.
2. На величину оптимального давления сепарации влаги существенное влияние оказывают параметры перегретой воды перед испарителем-генератором.
3. Учет работы питательного и конденсатного насосов приводит к снижению оптимального значения давления сепарации влаги.

### ЛИТЕРАТУРА

1. С. В. Положий. Паросиловые установки с адиабатическим парообразованием. Изв. вузов СССР. «Энергетика», № 1, 1965.
  2. В. А. Кириллин и др. Техническая термодинамика. Энергия, М., 1968.
  3. А. М. Литвин. Техническая термодинамика. Госэнергоиздат, 1963.
  4. А. И. Андрищенко. Термодинамические расчеты оптимальных параметров тепловых электростанций. «Высшая школа», М., 1963.
  5. Вопросы оптимизации и расчета паротурбинных блоков большой мощности. Научные труды СПИ, выпуск № 39, Саратов, 1969.
  6. Оптимизация параметров и рациональное использование топлива в энергоустановках. Доклады областной конференции молодых ученых. Саратов, 1969.
-