

11. Технично-економическая ефективність використання дутья, збагаченого кислородом, в опалювальних котлах малої потужності / П. Э. Ратников [и др.] // Изв. высш. учеб. заведений и энергет. объединений СНГ. Энергетика. – 2013. – № 6. – С. 52–58.
12. Интенсификация тепловых процессов в высокотемпературных установках на примере нагревательных печей ОАО «БМЗ» путем обогащения воздушной смеси кислородом / С. М. Кабишов [и др.] // Литье и металлургия. – 2012. – № 3 (67). – С. 218–221.
13. Методика оценки энергоэффективности обогащения воздуха кислородом при сжигании газообразного топлива / В. И. Тимошпольский [и др.] // Энергоэффективность. – 2013. – № 1. – С. 32–34.
14. Эффективность применения кислорода при сжигании различных видов топлива / В. И. Тимошпольский [и др.] // Энергоэффективность. – 2013. – № 12. – С. 36–38.
15. Анализ эффективности технологических методов снижения выбросов NOx при сжигании углеводородного топлива в теплоэнергетических установках / С. М. Кабишков [и др.] // Изв. высш. учеб. заведений и энергет. объединений СНГ. Энергетика. – 2013. – № 2. – С. 48–53.
16. Мищенко, М. В. Повышение экономической эффективности процессов топливных теплоэнергетических установок путем обогащения технологического воздуха кислородом / М. В. Мищенко, В. А. Маслов, О. Л. Дзюбенко // Соврем. науч. исследования и инновации. – 2011. – № 7.
17. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод / под ред. Н. В. Кузнецова [и др.]. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
18. Ривкин, С. Л. Термодинамические свойства газов / С. Л. Ривкин. – 4-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 288 с.
19. Термодинамические свойства азота. ГСССД. Серия: монографии / В. В. Сычев [и др.]. – М.: Изд-во стандартов, 1977. – 352 с.

ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ В ТЕПЛОВИХ СХЕМАХ ТЕЦ ТА ТЕС

С. А. Наталенко

*Київський національний університет будівництва і архітектури,
м. Київ, Україна*

Науковий керівник П. М. Гламаздин

ККД циклу Ренкіна навіть в установках з високими параметрами пари не перевищує 50 %. У реальних установках через наявність внутрішніх втрат в турбіні значення ККД ще менше.

На величини ентальпій, впливають три параметри робочого тіла – початковий тиск p_1 і початкова температура T_1 перегрітої пари на вході в турбіну і кінцевий тиск p_2 на виході з турбіни.

Крім зміни параметрів пари підвищити економічність паросилових установок можна за рахунок ускладнення схеми самої установки.

Шляхи підвищення термічного ККД:

1. Підвищення початкового тиску p_1 . Така зміна збільшує термічний ККД на 5–7 %. Цей метод дає значне підвищення ефективності циклу, але в результаті підвищення p_1 збільшується вологість пара, що виходить з турбіни, що викликає передчасну корозію лопаток турбіни [3].

2. Збільшення початкової температури T_1 . При такій зміні температури циклу термічний ККД зростає на 4–6 %. Недоліком цього методу є те, що для пароперегрівача потрібний жароміцний метал, температура перегрітої пари може досягати до 650 °С [3].

3. Одночасне підвищення тиску p_1 і температури T_1 . Термічний ККД росте на 4–5 %.

4. Зниження тиску p_2 . В результаті термічний ККД циклу збільшується на 5–8 %. Знижуючи тиск p_2 можна досягти на виході з конденсатора температури, яка дорівнює температурі навколишнього середовища, але при цьому в конденсаційному пристрої доведеться створювати вакуум [3].

5. Використання вторинного (проміжного) перегріву пара. Підвищення ККД в даному циклі незначне, всього 2–3 %, і така схема вимагає втручань в конструкцію турбіни і її ускладнення.

6. Застосування регенеративного циклу. Збільшення ККД при використанні регенерації становить 10–15 % і зростає зі збільшенням кількості відборів пари [3].

7. Застосування теплофікаційного циклу.

8. Зниження температури конденсації [3].

Варіант зниження температури в конденсаторах турбіни. схема підключення.

Одним із самих простих методів є пониження температури конденсації в конденсаторі турбіни. У цьому методі не треба втручатись в конструкцію турбіни і щось змінювати конструктивно. Достатньо встановити парокompресійний тепловий насос [2] перед конденсатором, який буде охолоджувати воду, що подається в нього. Чим більше будемо понижати температуру охолоджуючої води, тим краще буде проходити процес конденсації, а отже ККД буде зростати.

Теплообмінник-випарник теплового насоса розміщується на подавальному трубопроводі охолоджуючої води, що направляєється в конденсатор турбіни, знижуючи її температуру. Схема підключення теплового насоса показана на рис. 1.

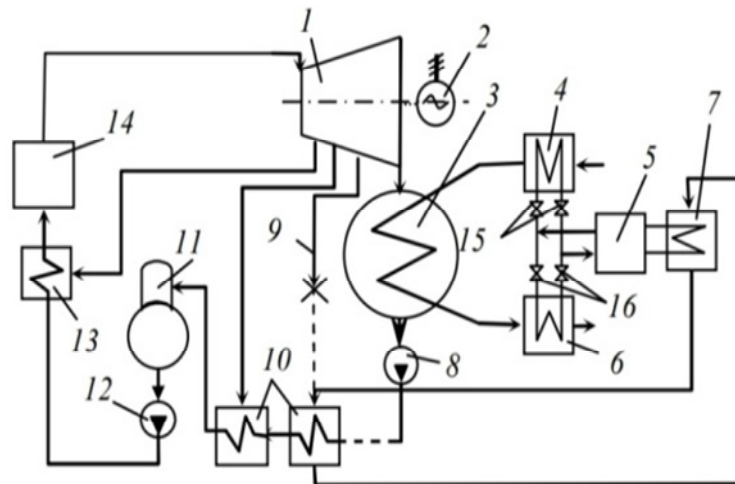


Рис. 1. Схема підключення теплового насоса: 1 – парова турбіна; 2 – електрогенератор; 3 – конденсатор парової турбіни; 4, 6 – теплообмінники-випарники теплового насоса; 5 – тепловий насос; 7 – теплообмінник-конденсатор теплового насоса; 8 – конденсаційний насос; 9 – трубопровід останнього відбору парової турбіни; 10 – підігрівачі низького тиску парової турбіни; 11 – деаератор; 12 – живильний насос; 13 – підігрівач високого тиску; 14 – парогенератор; 15, 16 – засувки підключення теплообмінників-випарників

Використання теплових насосів для зниження температури в конденсаторах турбіни. Використання теплового насоса для пониження температури конденсації, я дослідив на прикладі Бурштинської теплової електростанції.

Термічний ККД циклу визначається [1]:

$$n_T^{\text{per}} = \frac{i_1 - i_2 - \sum_j^n 1\alpha_j (i_j^{\text{II}} - i_2)}{i_1 - i_j^{\text{B'}}$$

α – частка витрати робочого тіла, яке відводиться у певному відборі пари.

Обчислюється за формулою

$$\alpha_1 = \frac{i_n^{B'} - i_n^B}{i_n^{\text{II}} - i_n^B}$$

Як ми бачимо на діаграмі присутня заштрихована ділянка $a-b-c-d$. Її площа – це тепловтрати в циклі. Якщо охолодити воду для конденсації з 38 до 35°C, то лінія T_2 опуститься нижче, тим самим зменшуючи площу $a-b-c-d$, тобто тепловтрати зменшаться. На рис. 2 штриховою лінією позначено зменшення тепловтрат при охолодженні води для конденсації на проектних 3 °C.

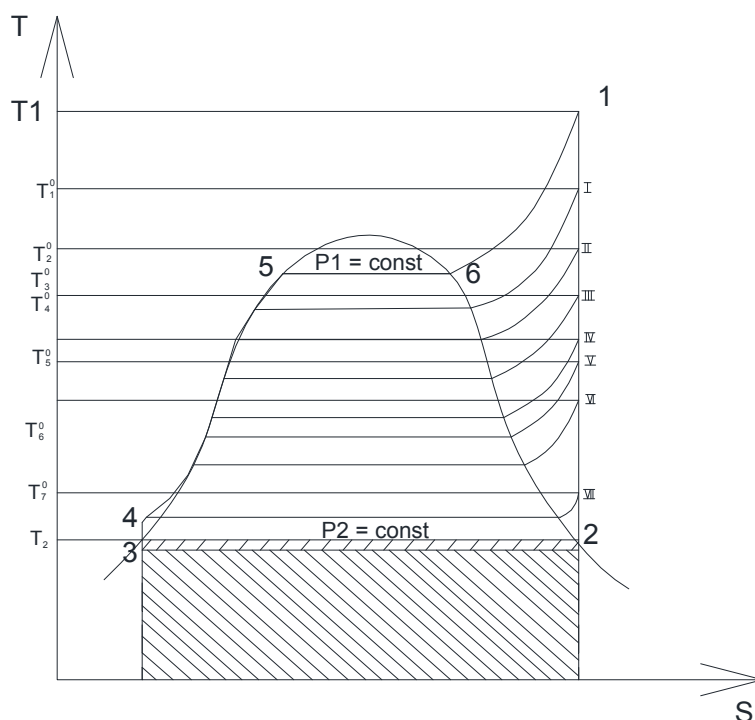


Рис. 2. Регенеративний цикл паросилової установки Бурштинської ТЕС

Параметри пари, який відбирається з турбіни (таблиця).

Параметри пари, який відбирається з турбіни

Номер відбору	Кількість відбору, т/год	Тиск відбору, кгс/см ²	Температура відбору, °C
1	33,6	36,9	395
2	37,2	25	345
3	17,2	11,3	320
4	24,4	6,03	298
5	12,3	2,63	290
6	23	1,22	210
7	17	0,25	73

Тиск пари, при якому проходить відбір ρ_n^0 , де n – номер відбору пари; i_n^B – ентальпія живильної води, яка подається насосами в підігрівач № n ; i_n^{Π} – ентальпія пари, n -го відбору; $i_n^{B'}$ – ентальпія насиченої води, які отримали в результаті змішування перегрітого пара і не догрітої до температури кипіння води, при відповідному тиску:

$$\alpha_1 = \frac{i_n^{B'} - i_n^B}{i_n^{\Pi} - i_n^B};$$

$$\alpha_1 = \frac{1037 - 659,65}{3200 - 659,65} = 0,148.$$

Аналогічно розраховуємо частку витрати робочого тіла, яке відводиться у відборі для інших шести відборів пари з турбіни:

$$i_1 - i_2 - \alpha_1(i_1^{\Pi} - i_2) - \alpha_{II}(i_{II}^{\Pi} - i_2) - \alpha_{III}(i_{III}^{\Pi} - i_2) - \alpha_{IV}(i_{IV}^{\Pi} - i_2) - \alpha_V(i_V^{\Pi} - i_2) - \alpha_{VI}(i_{VI}^{\Pi} - i_2) - \alpha_{VI}.$$

Отже, при наявних 38 °С ККД циклу складає 39,3 %.

Другий розрахунок термічного ККД проводимо з пониженою температурою конденсаційної води, а саме 35 °С:

$$i_1 - i_2 - \alpha_1(i_1^{\Pi} - i_2) - \alpha_{II}(i_{II}^{\Pi} - i_2) - \alpha_{III}(i_{III}^{\Pi} - i_2) - \alpha_{IV}(i_{IV}^{\Pi} - i_2) - \alpha_V(i_V^{\Pi} - i_2) - \alpha_{VI}(i_{VI}^{\Pi} - i_2) - \alpha_{VI}.$$

1. З розвитком технологій і обладнання для виготовлення теплових насосів великої потужності з'явилась можливість їх використання в теплових схемах ТЕС та ТЕЦ.

2. Використання теплових насосів в схемах ТЕС та ТЕЦ для зниження температури конденсації в конденсаторах водяної пари після турбіни дає можливість підвищити ККД паросилового циклу.

3. При використанні теплових насосів з тою ж метою на ТЕЦ дає можливість ефективно міняти співвідношення навантаження теплового та електричного по мірі їх змін протягом доби.

Література

1. Вукалович, М. П. Техническая термодинамика / М. П. Вукалович, И. И. Новиков.
2. Янговский, Е. И. Парокомпрессионные теплонасосные установки / Е. И. Янговский, Ю. В. Пустовалов. – М. : Энергоиздат, 1982. – 144 с.
3. Режим доступа: <https://sites.google.com/site/osnoviteplotehnikitagidravliki/rozdil-drugij-osnovi-tehnicnoie-termodinamiki/-16-teoreticni-cikli-gazoturbinnih-ta-parosilovih-ustanovok/4-sposobi-pid-visenna-ekonomichnosti-parosilovoie-ustanovki>.