

УДК 621.577.4:621.311.22:697.34

М.Ю.Швець (Ін-т відновлюваної енергетики НАН України, Київ)

Оптимізація сумісної експлуатації Київської ТЕЦ-6 та теплових насосів, що використовують її скидну теплоту. Постановка задачі.

Наведено математичну модель оптимізації сумісної експлуатації Київської ТЕЦ-6 і теплових насосів, що використовують її скидну теплоту, та визначено оптимальну температуру циркуляційної води.

Приведена математическая модель оптимизации совместной эксплуатации Киевской ТЭЦ-6 и тепловых насосов, использующих её сбросную теплоту, а также определена оптимальная температура циркуляционной воды.

В статті [1] на прикладі ТЕЦ-6 м. Києва була оцінена можливість використання скидної теплоти водозворотних циклів на основі теплонасосних технологій для підігріву мережевої води. Для цього була розроблена схема підключення п'яти теплових насосів (ТН) *Unitop 50FY* з електроприводом 6,5 МВт тепловою потужністю біля 20 МВт у технологічну схему ТЕЦ-6 (рис. 1) та розраховані середні техніко-економічні показники.

Середній коефіцієнт трансформації теплового насоса *Unitop 50FY* було розраховано для умов, що температура скидного джерела теплоти на вході та виході з теплообмінного обладнання складає відповідно 18 та 12°C, а витрати мережевої води дорівнюють 1400 м³/год. При таких умовах середній коефіцієнт трансформації дорівнюватиме 3,6.

Становить інтерес визначення найбільш оптимальних параметрів енергетичної та економічної ефективності сумісної експлуатації ТЕЦ-6 та теплових насосів, а також методів покращення техніко-економічних показників роботи теплових насосів і вплив цих заходів на обладнання (турбіни, циркуляційні, мережеві насоси та ТН).

Як відомо, ефективність роботи теплових насосів прийнято характеризувати величиною коефіцієнта трансформації.

Для оцінки коефіцієнта трансформації теплового насоса використаємо формулу для

ідеального циклу Карно [2, 3] та напівемпіричну формулу Мартиновського [4]:

$$\varphi = k \cdot \frac{T_1}{T_1 - T_2}; \quad (1)$$

$$\varphi = 0,74 \frac{T_2}{T_1 - T_2} - (0,0032T_2 + 0,765 \frac{T_2}{T_1}) + 0,9, \quad (2)$$

де T_1 , T_2 – температура в конденсаторі та у випарнику теплового насоса, К; k – відношення реального коефіцієнта трансформації до ідеального (в сучасних теплових насосах коливається в межах 0,45-0,6). Для теплових насосів *Unitop 50FY Friotherm AG* $k \approx 0,5$ згідно [5].

$$T_1 = T_{3.B} + \frac{\varphi \cdot W^{TH}}{2 \cdot c \cdot G_{M.B}} + \Delta T_K; \quad (3)$$

$$T_2 = T_{ЦВ} - \frac{(\varphi - 1)W^{TH}}{2 \cdot c \cdot G_{ЦВ}} - \Delta T_B, \quad (3a)$$

де $T_{3.B}$, $T_{ЦВ}$ – температура відповідно зворотної мережевої та циркуляційної води, К; Q_T^{TH} , W^{TH} – тепла потужність і потужність приводу компресора теплового насоса, Вт; $G_{M.B}$, $G_{ЦВ}$ – витрата відповідно мережевої та циркуляційної води через ТН, кг/с; c – теплоємність води, Дж/(кг·К); ΔT_K , ΔT_B – температурний напір відповідно конденсатора та випарника ТН, К, що дорівнює, згідно з розрахунками, 10,5 та 9,1 К.

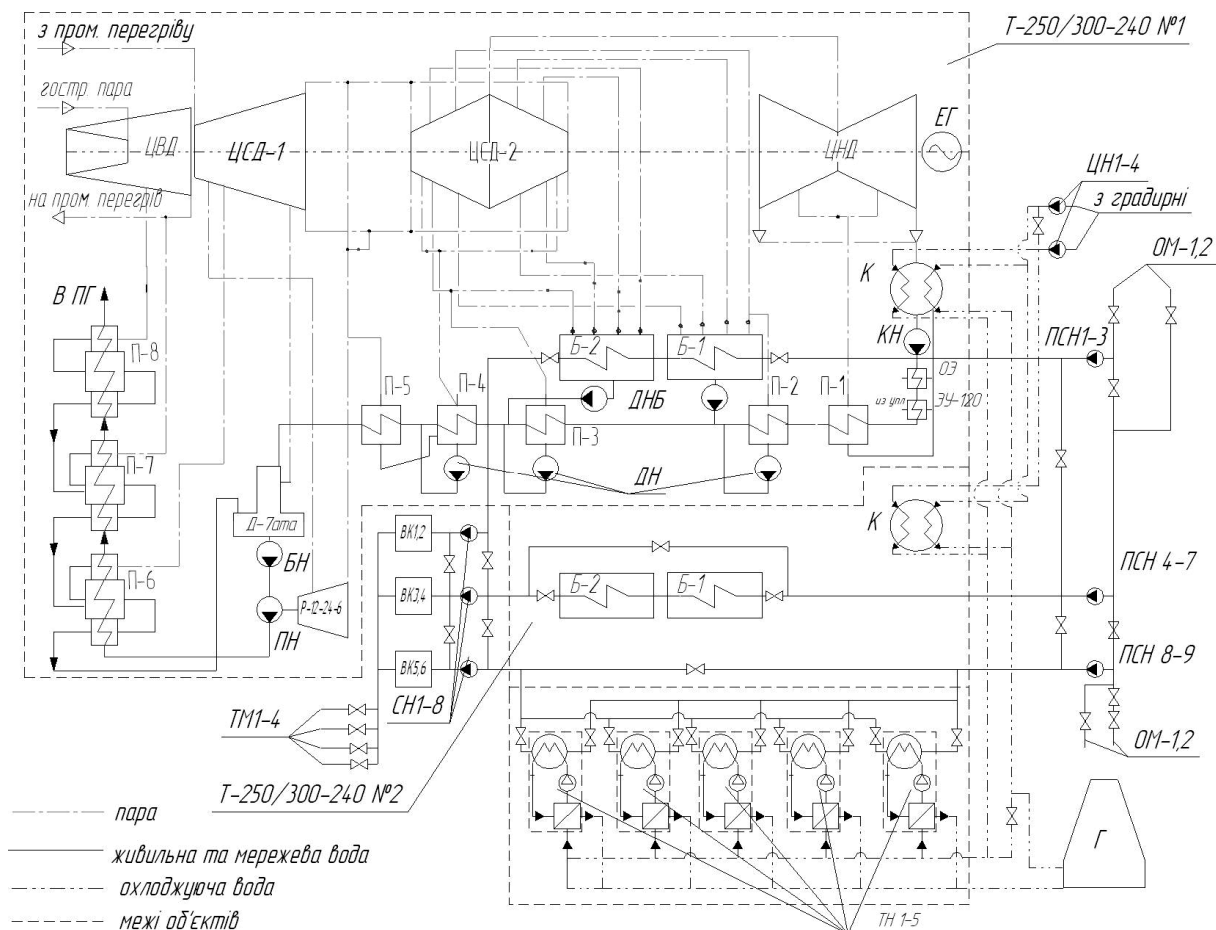


Рис. 1. Схема підключення теплових насосів у діючу схему ТЕЦ-6:

ЦВД – циліндр високого тиску; ЦСД-1 – перший циліндр середнього тиску; ЦСД-2 – другий циліндр середнього тиску; ЦНД – циліндр низького тиску; ЕГ – електричний генератор; К – конденсатор; ОЭ, ЭУ-120 – ежектори; П1-8 – підігрівачі; ДН – дренажний насос підігрівачів; Д – деаератор; Б1,2 – бойлери блока №1,2; ДНБ – дренажний насос бойлерів; КН – конденсатні насоси; БН – бустерний насос; ПН – живильний насос; ОМ1-4 – зворотна тепла магістраль №1-4; ТМ1-4 – пряма тепла магістраль №1-4; ПСН1-9 – підкачуючі мережеві насоси №1-9; СН1-8 – мережеві насоси другого підйому №1-8; ВК1-6 – водогрійні котли КВГМ-180 №1-6; ТН1-5 – теплові насоси Unitop 50FY Friotherm AG № 1-5; ЦН1-4 – циркуляційні насоси №1-4; Г1,2 – градирня №1,2.

З рівнянь (1)–(3) випливає, що збільшити коефіцієнт трансформації ТН можливо трьома способами:

1. Збільшенням температури скидного джерела теплоти, тобто температури циркуляційної води.
2. Збільшенням витрати мережевої води через тепловий насос, у результаті чого знижується температура мережевої води на виході з теплового насоса, тобто зменшується різниця між температурою джерела скидної теплоти та мережевою водою.
3. Збільшенням витрати циркуляційної води через тепловий насос, у результаті чого збільшу-

ється температура циркуляційної води на виході з теплового насоса.

Для визначення оптимальної роботи ТЕЦ-6 та теплових насосів було розроблено загальну математичну модель, що дозволяє отримати максимальну економію палива (при зміні температури та витрати циркуляційної води, а також витрати мережевої води).

Математична модель пошуку оптимального рішення має вигляд:

$$\max[\Delta B] = \max[2 \cdot \Delta B_{Бл} + \Delta B_{ТН} + \Delta B_{ГО}]. \quad (4)$$

Область пошуку рішень оптимізаційної задачі визначається технологічними обмеженнями для ТЕЦ-6:

$$12^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{ц.в.}} \leq 33^{\circ}\text{C}; \quad (5)$$

$$0 \leq G_{\text{м.в.}} \leq 6400 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \left(23000 \frac{\text{М}^3}{\text{год}}\right); \quad (6)$$

$$0 \leq G_{\text{ц.в.}} \leq 7700 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \left(28000 \frac{\text{М}^3}{\text{год}}\right), \quad (7)$$

де ΔB , $\Delta B_{\text{Бл}}$, $\Delta B_{\text{ТН}}$, $\Delta B_{\text{ГО}}$ – зменшення витрати умовного палива відповідно: загальне, енергоблоком, ТН та на потреби перекачування теплоносія (за рахунок зміни гідравлічного опору).

Оцінимо вплив кожного із запропонованих способів на роботу основного енергетичного обладнання ТЕЦ-6. Розглянемо принципову схему та тепловий процес в h, s -діаграмі турбінної установки з двоступеневим відбором пари (рис. 2) [6, 7].

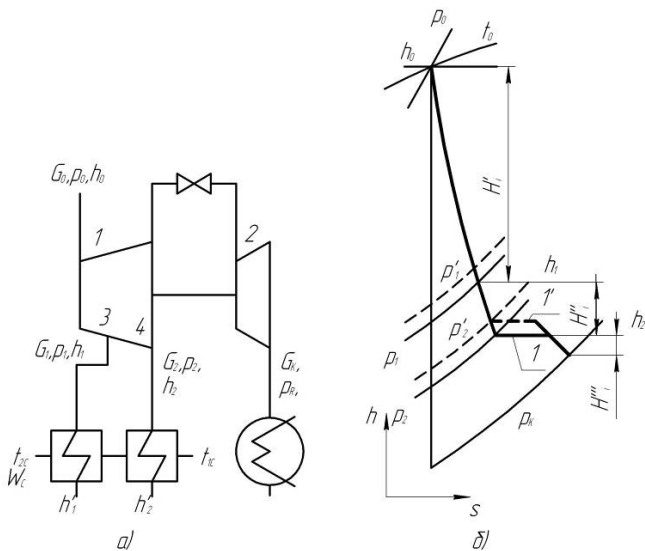


Рис. 2. Принципова схема (а) та тепловий процес в h, s -діаграмі (б) турбінної установки з двоступеневим відбором пари.

Внутрішня потужність турбіни з двома опалювальними відборами без урахування відборів пари на регенерацію визначається так:

$$N_i = \frac{N_E}{\eta_T \cdot \eta_M} = G_0 \cdot H_i' + (G_0 - G_1) \cdot H_i'' + (G_0 - G_1 - G_2) \cdot H_i''' \quad (8)$$

де G_0 , G_1 , G_2 – витрати пари відповідно на турбіну, верхній та нижній опалювальні відбори, кг/с; H_i' , H_i'' , H_i''' – використані теплоперепади ступенів турбіни до верхнього відбору, між відборами та ЦНТ відповідно, кДж/кг (рис. 2б).

Теплова потужність турбіни визначається за формулою:

$$Q_T = W_c \cdot c_e (t_{2c} - t_{1c}) = G_2 (h_2 - h_2') + G_1 (h_1 - h_1'), \quad (9)$$

де W_c – витрата мережевої води, кг/с; c_e – теплоємність води, кДж/(кг·К); t_{2c} , t_{1c} – температура води на вході та на виході у підігрівачі, °С; h_1 , h_2 – ентальпія пари у верхньому та нижньому опалювальних відборах, кДж/кг; h_1' , h_2' – ентальпія конденсату пари у підігрівачах, кДж/кг (рис. 2).

Проаналізуємо можливість збільшення температури циркуляційної води і вплив на роботу обладнання ТЕЦ та роботу ТН.

При збільшенні температури циркуляційної води підвищується тиск у конденсаторі та зменшується використаний теплоперепад H''' в ЦНТ (рис. 2). В результаті цього зменшується електрична потужність енергоблоків ТЕЦ.

Енергоблоки ТЕЦ розраховані для роботи в нормальних кліматичних умовах, тобто при максимальній температурі циркуляційної води (33°С) та максимальному тиску пари в конденсаторі (0,12 бар). При роботі турбін у теплофікаційному режимі циркуляційна вода в конденсаторах підігрівається на 3°С. При зміні температури циркуляційної води потужність робочого насосного обладнання не змінюється.

Для цих умов математична модель пошуку оптимального рішення (4)–(7) виглядає наступним чином:

$$\max [2 \cdot \Delta B_{\text{Бл}}(T_{\text{ц.в.}}) + \Delta B_{\text{ТН}}(T_{\text{ц.в.}})] \quad (10)$$

$$\text{з умовою: } 12^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{ц.в.}} \leq 33^{\circ}\text{C}. \quad (11)$$

Зміна витрати палива при зміні температури циркуляційної води на енергоблоці визначається за формулою:

$$\Delta B_{\text{Бл}} = \frac{dB_{\text{Бл}}}{dT_{\text{ц.в.}}} \Delta T_{\text{ц.в.}} \quad (12)$$

Зміна витрати палива на теплоту, що виробляється ТН, при зміні температури циркуляційної води визначається за формулою:

$$\Delta B_{\text{ТН}} = \frac{dB_{\text{ТН}}}{dT_{\text{ц.в.}}} \Delta T_{\text{ц.в.}} \quad (13)$$

Визначимо економію умовного палива при зміні температури циркуляційної води для блоків ТЕЦ-6.

Визначимо вплив зміни температури циркуляційної води на потужність енергоблоків, які працюють у теплофікаційному режимі (при мінімальній витраті пари через циліндр низького тиску, що дорівнює 80 т/год). Для цього використаємо формулу (8) та рис. 2:

$$\Delta N_i = \frac{\Delta N_E}{\eta_T \cdot \eta_M} = N_i - N'_i = G_{\text{ЦНТ}} \cdot \Delta H_i''', \quad (14)$$

де $G_{\text{ЦНТ}}$ – витрата пари через ЦНТ, кг/с; $\Delta H_i'''$ – зміна використаних теплоперепадів ЦНТ при зміні тиску в конденсаторі турбіни, кДж/кг.

$$\begin{aligned} \Delta H_i''' &= (H_i'')_2 - (H_i'')_1 = (h_{i,\text{ЦНТ}}^{\text{ex}} - h_K)_2 - \\ &- (h_{i,\text{ЦНТ}}^{\text{ex}} - h_K)_1 = (h_K(T_{\text{у.с.}} + \delta t_K))_1 - \\ &- (h_K(T_{\text{у.с.}} + \delta t_K))_2, \end{aligned} \quad (15)$$

оскільки зміна температури циркуляційної води не впливає на ентальпію пари на вході в ЦНТ, а впливає на ентальпію на вході в конденсатор.

В термодинаміці використовується формула для обчислення зміни ентальпії:

$$\Delta h = c_p \Delta T. \quad (16)$$

В розрахунках температурний напір на виході з конденсатора брався $\delta t_K = 8^\circ\text{C}$, а ступінь сухості пари $x = 0,88$. Тоді (15) приймає вигляд:

$$\begin{aligned} \Delta H_i''' &= (h_K'' \cdot x + h_K'(1-x))_1 - (h_K'' \cdot x + h_K'(1-x))_2 = \\ &= (h_{K1}'' - h_{K2}'')x + (h_{K1}' - h_{K2}') \cdot (1-x) = \\ &= -c_P^n \cdot x \Delta T - c_P^B \cdot (1-x) \Delta T; \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \Delta T &= T_{K2} - T_{K1} = (T_{\text{у.с.2}} + \delta t_K) - \\ &- (T_{\text{у.с.2}} + \delta t_K) = T_{\text{у.с.2}} - T_{\text{у.с.1}} = \Delta T_{\text{у.с.}}. \end{aligned} \quad (18)$$

За допомогою термодинамічних властивостей води та водяної пари [8] знайдемо теплоємності (рис. 3).

Тоді при зміні температури циркуляційної води електрична потужність зміниться за таким рівнянням:

$$\Delta N_E = -G_{\text{ЦНТ}} (c_P^n \cdot x + c_P^B(1-x)) \Delta T_{\text{у.с.}}; \quad (19)$$

$$\frac{dN_E}{dT_{\text{у.с.}}} = -G_{\text{ЦНТ}} (c_P^n \cdot x + c_P^B(1-x)). \quad (19a)$$

Зміна витрати палива при зміні температури циркуляційної води:

$$\frac{dB_{\text{ол}}}{dT_{\text{у.с.}}} = b_E \frac{dN_E}{dT_{\text{у.с.}}} = -b_E G_{\text{ЦНТ}} (c_P^n \cdot x + c_P^B(1-x)). \quad (20)$$

Визначимо економію умовного палива при зміні температури циркуляційної води для блоків ТН. Для цього розрахуємо зміну коефіцієнта трансформації ТН за допомогою формул (1) та (2) при зміні температури циркуляційної води.

Для знаходження коефіцієнта трансформації ТН при різних температурах циркуляційної води скористаємося ітераційний методом [9, 10]. Його суть полягає в тому, що задається коефіцієнт трансформації ТН $\varphi_1^{\text{зад}}$ для формул (3), (4) та обчислюється коефіцієнт трансформації ТН $\varphi_1^{\text{роз}}$.

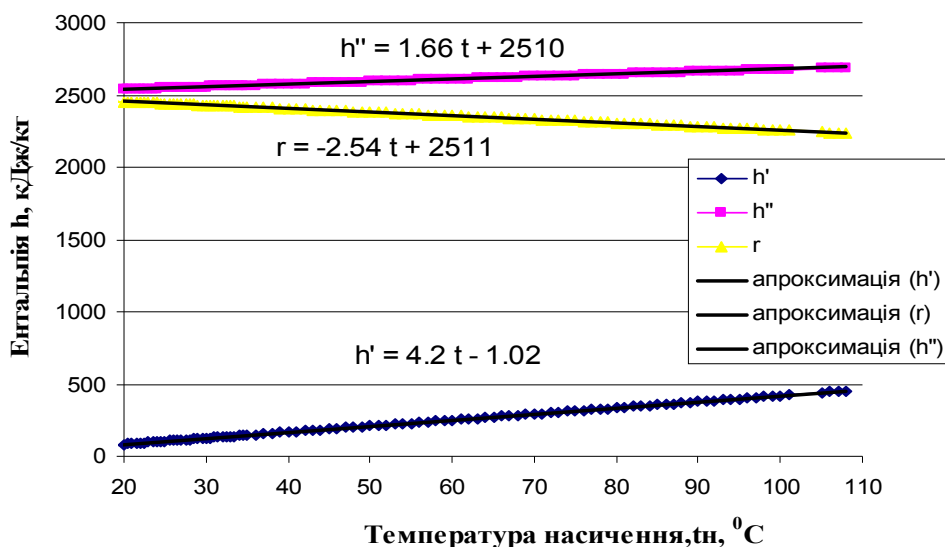


Рис. 3. Ентальпія пари і води та апроксимаційні рівняння.

Потім задається наступний коефіцієнт трансформації ТН:

$$\varphi_{i+1}^{зад} = 0,5 (\varphi_i^{зад} + \varphi_i^{роз}) \quad (21)$$

та знову вираховується коефіцієнт трансформації ТН $\varphi_{i+1}^{роз}$.

Обчислення закінчуються за умови:

$$\left| \frac{\varphi_i^{зад} - \varphi_i^{роз}}{\varphi_i^{роз}} \right| \leq 1\%. \quad (22)$$

Обчислення були проведені в програмному пакеті *Microsoft Excel*, а результати наведено на рис. 4.

Також за допомогою *Microsoft Excel* були розраховані зміни середнього за опалювальний се-

зон коефіцієнта трансформації при різних температурах циркуляційної води (рис. 5) за формулою:

$$\bar{\varphi}(T_{ц.в.}) = \frac{1}{\tau_{он}} \int_0^{\tau_{он}} \varphi(T_{н.н}) d\tau = \frac{1}{\tau_{он}} \sum (\varphi(T_{н.н}) \cdot \tau_{ч.с}), \quad (23)$$

де $\varphi(T_{н.н})$ – коефіцієнти трансформації ТН при заданій температурі мережевої та циркуляційної води; $\tau_{он}$, $\tau_{ч.с}$ – відповідно час опалювального сезону та стояння температур, год.

Також криві середнього за опалювальний сезон коефіцієнта трансформації при різних температурах циркуляційної води були апроксимовані рівняннями, наведеними на рис. 5.

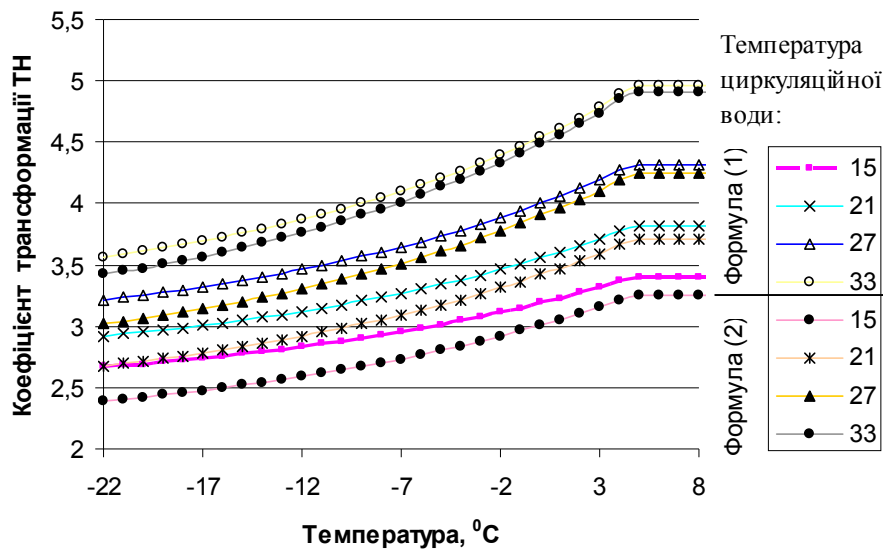


Рис. 4. Розрахунковий коефіцієнт трансформації ТН при зміні температури циркуляційної води та навколишнього повітря за формулами (1), (2).

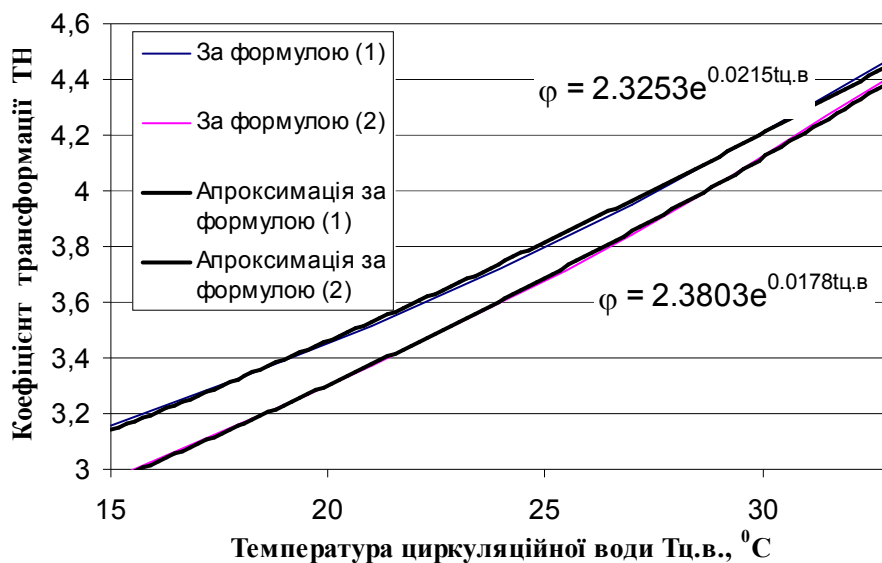


Рис. 5. Середній за опалювальний сезон коефіцієнт трансформації при різних температурах циркуляційної води.

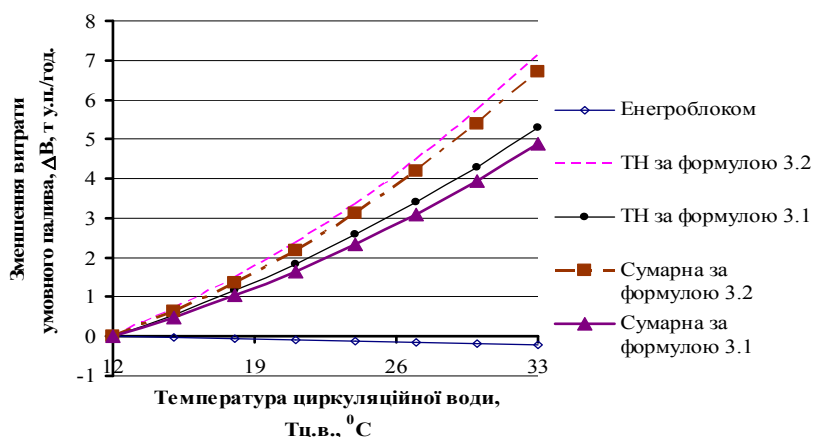


Рис. 6. Розв’язок оптимізаційного рівняння (10) з умовою (11) при визначенні ϕ за формулою (1) та (2).

При зміні температури циркуляційної води теплова потужність ТН зміниться за таким рівнянням:

$$\Delta Q_{ТН} = \Delta \bar{\phi} \cdot N_{ТН} . \tag{24}$$

Зміна витрати палива на виробництво теплоти при зміні температури циркуляційної води:

$$\begin{aligned} \frac{dB_{ТН}}{dT_{ц.в.}} &= b_T \frac{dQ_{ТН}}{dT_{ц.в.}} = b_T N_{ТН} \frac{d\bar{\phi}}{dT_{ц.в.}} = \\ &= b_T N_{ТН} \begin{cases} 0,04237e^{0,0178(T_{ц.в.}-273)} & \text{за (1)} \\ 0,05e^{0,0215(T_{ц.в.}-273)} & \text{за (2).} \end{cases} \end{aligned} \tag{25}$$

Рівняння (10) не має екстремуму в області, що задана умовою (11). Зобразимо розв’язок оптимізаційного рівняння (10) з умовою (11) при визначенні ϕ за формулою (1) та (2) на рис. 6.

Коефіцієнти за витратою умовного палива на виробництво теплоти та електроенергії, які входять до рівняння, визначені з середніх техніко-економічних показників ТЕЦ-6: $b_T=125$ кг у.п./МВт_т; $b_E = 220$ кг у.п./МВт_е. Загальна потужність приводів компресорів ТН: $N_{ТН} = 19,5$ МВт.

Якщо використовувати для охолодження блоків і теплових насосів циркуляційну воду з максимальною температурою 33°C, то можна отримати максимальну економію умовного палива. Економія умовного палива складе біля 4 т у.п. на годину при зміні температури циркуляційної води від 12 до 33°C.

Висновки. 1. Розроблено загальну математичну модель для визначення оптимальних температур та витрат циркуляційної води, а також витрат мережевої води для найбільш економічної експлуатації ТЕЦ-6 та теплових насосів.

2. В результаті розв’язання оптимізаційної задачі визначено, що максимальну економію палива можна отримати, якщо використовувати для охолодження блоків та теплових насосів циркуляційну воду з максимальною температурою 33°C. Тоді середній коефіцієнт трансформації за опалювальний сезон теплового насоса *Unitop 50FY* зросте і буде становити біля 4,5 на відміну від 3,6 при температурі 15°C, що запропонована в [1]. Економія умовного палива складе біля 4 т у.п. на годину.

1. Басок Б.И., Швець М.Ю. и др. Оценка возможности использования сбросной теплоты водооборотных конденсационных циклов на основе теплонаносных технологий (на примере ТЭЦ-6 г. Киева) // Пром. теплотехника. – 2010. – Т. 35. – №6. – С. 76–83.
2. Швець М.Ю. Доцільність застосування теплових насосів для теплопостачання споживачів у схемах теплових електричних станцій // Відновлювана енергетика. – 2010. – № 2. – С. 71–75.
3. Теплотехника: Підручник. – 2-е вид., перероб. і доп./ Під ред. Б.Х. Драганова – К.: "ІНКОС", 2005. – 400 с.
4. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов / Под ред. В. М. Бродянского. – М: Энергия, 1979. – 288 с.
5. http://www.friotherm.com/downloads/katri_vala_e012_uk.pdf
6. Турбины тепловых и атомных электрических станций: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп./ Под ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – М.: МЭИ, 2001. – 488 с.
7. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Энергоиздат, 1982. – 360 с.
8. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. – М: МЭИ, 2003. – 168 с.
9. Амосов А.А., Дубинский Ю.А., Копченкова Н.П. Вычислительные методы для инженеров. – М.: Мир, 1998. – С. 544.
10. Калиткин Н.Н. Численные методы. – М.: Наука, 1978. – С. 512.