

А. О. Оверченко, В. І. Леус, В. П. Кравченко

Національний університет «Одеська політехніка», просп. Шевченка, 1, Одеса, 65044, Україна

Співставлення варіантів розташування теплових насосів для гарячого водопостачання від АЕС

Ключові слова:
атомна станція,
теплопостачання,
тепловий насос,
транспортування теплоти,
приведені витрати

У перспективі теплопостачання від АЕС має розширюватися. Це економить енергоресурси та зменшує навантаження на довкілля. Розглядається використання теплоти конденсації пари в конденсаторі турбіни АЕС як низькопотенційного джерела для теплового насоса (ТН). У цьому разі знижується теплове забруднення від АЕС. Наразі податки за теплове забруднення від АЕС не нараховуються, але враховуючи, що це є одним з їхніх недоліків, а також велику увагу людства до збереження навколишнього середовища, такі податки можуть бути невдовзі введені. У роботі розглядаються два варіанти розташування ТН для забезпечення гарячого водопостачання на прикладі Рівненської АЕС: розташування потужного ТН безпосередньо поряд з АЕС та транспортування гарячої води в місто, а також транспортування циркуляційної води, нагрітої в конденсаторі, у місто для забезпечення ТН, розташованих біля споживачів. У результаті співставлення цих варіантів на основі приведених витрат перевага віддається першому варіанту. Під час аналізу враховувалася вартість ТН, теплові втрати під час транспортування гарячої води та витрати на приводи насосів.

Вступ

Сьогодні в умовах зміни клімату перед людством стоїть завдання різко скоротити використання видобувного палива, що призводить до тепличного ефекту та підвищення температури на Землі. Тільки за допомогою атомної енергетики можна суттєво скоротити використання органічного палива. Через свою екологічну привабливість атомна енергетика набула статусу «зеленої».

Одним із суттєвих екологічних недоліків АЕС є теплове забруднення. Через відносно низький коефіцієнт корисної дії АЕС викидають велику кількість теплоти в навколишнє середовище. Це відбувається через неможливість використання теплоти за низької температури. Але це низькопотенційне тепло може корисно використовуватися в тепловому насосі (ТН).

У роботі розглядається використання теплоти циркуляційної води, яка нагрівається в конденсаторі, у ТН для забезпечення гарячого водопостачання (ГВП). Розрахунки виконані на прикладі системи ГВП м. Вараш від Рівненської АЕС.

Аналіз літературних джерел

Використанню ТН для роботи в комплексі з АЕС у літературі приділяється достатньо велика увага [1–8]. Дуже важливим висновком цих досліджень є термодинамічна неефективність такого використання. В усіх випадках (нагрів основного конденсату в ТН замість підігрівача низького тиску № 1, зниження температури конденсації в конденсаторі для підвищення електричної потужності турбоустановки, теплопостачання з відмовою від

© А. О. Оверченко, В. І. Леус, В. П. Кравченко, 2023

відборів пари на теплофікацію, використання теплоти конденсації в конденсаторі для теплопостачання та ін.) додаткова електрична потужність турбіни є меншою за необхідну електричну потужність компресора ТН [4]. У [9] було розглянуто використання всієї потужності конденсатора як випарника ТН. У цьому випадку доведено, що має місце підвищення термодинамічної ефективності комплексу АЕС+ТН із підвищенням кінцевого тиску в конденсаторі.

Для подальшого дослідження можна зробити висновок, що використання ТН у комплексі з АЕС може бути привабливим з точки зору покращення економічних показників за рахунок більшої вартості теплоти та з точки зору екологічної привабливості за рахунок зменшення теплових скидів.

Метою дослідження є співставлення варіантів розташування ТН для ГВП міста: розташування ТН поряд з АЕС і транспортування гарячого теплоносія до міста; транспортування циркуляційної води до міста, де розташовані ТН поряд зі споживачами.

Розрахункова тепла схема

Теплова мережа м. Вараш поділяється на магістральні та розподільчі трубопроводи [10]. До магістральної теплової мережі належать трубопроводи, призначені для подачі гарячої води від джерела постачання — Рівненської АЕС, до відгалужень для споживача. Загальна довжина магістральних трубопроводів 7 200 м. Вони переважно мають надземну прокладку на низькій опорі. До розподільчих теплових мереж належать трубопроводи різних діаметрів, які призначені для теплопостачання окремих будівель або групи будівель від магістральних теплових мереж. Розподільчі теплові мережі в основному мають підземне прокладання в непрохідних залізобетонних лотках. Теплова мережа має теплові пункти, теплові вузли та теплові камери, в яких розміщені секційна арматура та арматура відгалуження.

Теплова ізоляція трубопроводів виконана з мінеральних матеріалів та покрита металеву обшивкою. Теплові мережі, що перебувають в експлуатації, є водяними. Оскільки передбачається використання наявних трубопроводів, прийнято до врахування тільки магістральні трубопроводи, в яких втрати теплоти більші, ніж у розподільчих трубопроводах, змонтованих у підземних лотках.

Методика техніко-економічного співставлення

Співставлення проводиться за критерієм мінімуму приведених витрат. Тобто варіант, який має менше значення приведених витрат, є оптимальним [11–14]. Приведені річні витрати визначаються за виразом

$$B = E_n \cdot K + I, \quad (1)$$

де K — вартість обладнання. У розглянутих варіантах відрізнятися буде кількість та потужність ТН. Трубопроводи використовуються ті самі; E_n — нормативний коефіцієнт окупності, $E_n = 0,12$; I — річні експлуатаційні витрати, представляють суму капітальних і експлуатаційних витрат [14]:

$$I = I_k + I_{\text{експл}}. \quad (2)$$

Складові капітальних витрат у приведених витратах визначається як

$$I_k = p_a K + I_{\text{п.р.}}, \quad (3)$$

де $p_a K$ — амортизаційні відрахування; p_a — коефіцієнт амортизації, враховуючий відрахування на реновацію і капітальний ремонт і залежний від виду обладнання та режиму його роботи; p_a приймають у розмірі 6–8 %; $I_{\text{п.р.}}$ — щорічні витрати на поточний ремонт приймаються в розмірі 10–20 % від амортизаційних відрахувань.

Тоді $I_k = 0,06 K + 0,1 \cdot 0,06 K = 0,066 K$.

Експлуатаційні витрати визначаються як витрати на привід насосів [15]:

$$I_{\text{експл}} = N_{\text{нас}} \cdot C_{\text{ел}} \cdot \tau_{\text{річ}}, \quad (4)$$

де $C_{\text{ел}}$ — вартість електроенергії, \$/(кВт · год.); $\tau_{\text{річ}}$ — час роботи теплопроводу протягом року, год.; $N_{\text{нас}}$ — потужність насоса для перекачування води по трубопроводу, кВт.

$$N_{\text{нас}} = G_{\text{мв}} \cdot \frac{\Delta h_{\text{нас}}}{\eta_{\text{м}}};$$

$\Delta h_{\text{нас}}$ — підвищення ентальпії в насосі, кДж/кг:

$$\Delta h_{\text{нас}} = \frac{v_{\text{сп}} \cdot \Delta P_{\text{тр}}}{\eta_{\text{ад}}};$$

$\Delta P_{\text{тр}}$ — гідравлічний опір трубопроводу, кПа [14]:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2v_{\text{сп}}},$$

$\nu_{\text{ср}}$ — середній питомий об'єм мережевої води, м³/кг;
 $\lambda_{\text{тр}}$ — коефіцієнт тертя:

$$\lambda_{\text{тр}} = (f \Delta Re, \Delta_{\text{ш}}) = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_{\text{ш}}}{d} \cdot \frac{68}{Re} \right)^{0,25},$$

$$Re = \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu}$$

$\Delta_{\text{ш}}$ — шорсткість для сталевих труб, $\Delta_{\text{ш}} = 0,05 \cdot 10^{-3}$ м [15].

Таким чином, вираз для приведених витрат буде мати такий вигляд:

$$B = 0,186 \cdot K + I_{\text{ексл}}.$$

Порівняння варіантів має здійснюватися в умовах однакової продуктивності. У першому варіанті під час транспортування гарячої води теплові втрати будуть значні, у другому — практично нульові. Для того щоб зрівняти варіанти, будемо додавати витрати на заміщення потужності, яка буде компенсувати втрати теплоти в навколишнє середовище;

$$B = 0,186 \cdot K + I_{\text{ексл}} + Z_{\text{зам}} = 0,186 \cdot K + I_{\text{ексл}} + Q \cdot \tau_{\text{річ}} \cdot c_{\text{тепл}}, \quad (5)$$

де Q — втрати теплоти в трубопроводі, відповідно, МВт; $c_{\text{тепл}}$ — вартість теплової енергії у відповідному регіоні, $c_{\text{тепл}} = 1 \text{ 813,94 } \text{€}/\text{Гкал} = 45,3 \text{ $}/\text{Гкал}$ [16]; $c_{\text{ел}}$ — вартість електричної енергії, $4,75 \text{ €}/\text{кВт} \cdot \text{год} = 0,119 \text{ $}/\text{кВт} \cdot \text{год}$ [17].

Математична модель транспортування теплоти

Мета розрахунку — визначення втрат тепла в теплопроводі в умовах заданої геометрії та технічних характеристик. Конструкція теплопроводу: трубопровід заданого зовнішнього діаметра та товщини стінки, облицьований матами з мінеральної вати заданої товщини та облицьований тонким шаром облицювання з оцинкованої сталі.

Початкові дані

L — довжина трубопроводу, м; $\delta_{\text{із}} = 0,150$ — товщина теплоізоляції, м; $\delta_{\text{обл}} = 0,0005$ — товщина облицювання з оцинкованої сталі, м; $t_{\text{пов}}$ — температура зовнішнього повітря, °С. Для Рівненської області розрахункова $t_{\text{пов}} = -21$ °С; G — витрата теплоносія, кг/с; $t_{\text{вх}}$ — температура води на вході трубопроводу, °С; P — тиск води на вході, МПа; d , $\delta_{\text{ст}}$ — зовнішній діаметр та товщина стінки трубопроводу, м; $t_{\text{ст}}$ — температура стінки на внутрішній поверхні (приймається, а потім уточняється), °С.

Методика визначення втрат теплоти [18, 19]

Приймаємо вихідні параметри — $t_{\text{вих}}$ та $P_{\text{вих}}$.

Визначаємо $P_{\text{сеп}} = (P_{\text{вх}} + P_{\text{вих}})/2$; $t_{\text{сеп}} = (t_{\text{вх}} + t_{\text{вих}})/2$.

Ізобарна теплоємність: $c_p = f(t_{\text{сеп}}, P_{\text{сеп}})$, кДж/кг · К;

густина води: $\rho = f(t_{\text{сеп}}, P_{\text{сеп}})$; питомий об'єм: $\nu = 1/\rho$;

внутрішній діаметр трубопроводу: $d_{\text{вн}} = d - 2 \cdot \delta_{\text{ст}}$;

площа поперечного перерізу: $S = 0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2$, м²;

середня швидкість води: $w = G \cdot \nu/S$, м/с;

діаметр облицювання: $D_{\text{обл}} = d + 2 \cdot (\delta_{\text{із}} + \delta_{\text{обл}})$, м.

Теплофізичні властивості води залежно від $t_{\text{сеп}}$ і $P_{\text{сеп}}$:

$\lambda = f(t_{\text{сеп}}, P_{\text{сеп}})$ — коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м · К);

$\nu = f(t_{\text{сеп}}, P_{\text{сеп}})$ — коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с;

$Pr = f(t_{\text{сеп}}, P_{\text{сеп}})$ — число Прандтля;

число Прандтля від температури стінки:

$Pr_{\text{ст}} = Pr(t_{\text{ст,вн}}, P_{\text{сеп}})$;

число Рейнольдса: $Re = w d_{\text{вн}}/\nu$;

число Нусельта при $Re > 10^4$: $Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \times Pr^{0,43} \cdot (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}$;

коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки:

$\alpha_1 = Nu \cdot \lambda/d_{\text{вн}}$, Вт/(м² · К).

Властивості навколишнього середовища (повітря):

$\beta_{\text{пов}}$ — коефіцієнт об'ємного розширення повітря,

$\beta_{\text{пов}} = 1/(t_{\text{пов}} + 273)$;

$Pr_{\text{пов}} = f(t_{\text{пов}})$ — число Прандтля повітря;

$\nu_{\text{пов}} = f(t_{\text{пов}})$ — коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, м²/с;

$\lambda_{\text{пов}} = f(t_{\text{пов}})$ — коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м · К).

Приймаємо температуру зовнішньої поверхні облицювання: $t_{\text{обл,зов}}$;

число Прандтля повітря за температури облицювання: $Pr_{\text{обл}}$;

температурний напір між облицюванням та повітрям (прийнято): $\Delta t_{\text{обл}} = t_{\text{обл}} - t_{\text{пов}}$, °С;

число Грасгофа для повітря: $Gr_{\text{пов}} = \beta_{\text{пов}} \cdot g \cdot [d + 2 \times (\delta_{\text{із}} + \delta_{\text{обл}})]^3 \cdot (t_{\text{обл}} - t_{\text{пов}})/\nu_{\text{пов}}^2$;

число Нусельта для повітря при природній циркуляції:

$Nu_{\text{пов}} = 0,5 \cdot (Gr_{\text{вод}} \cdot Pr_{\text{вод}})^{0,25} \cdot (Pr_{\text{вод}}/Pr_{\text{обл}})^{0,25}$.

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі до повітря:

$\alpha_{\text{пов,к}} = Nu_{\text{пов}} \cdot \lambda_{\text{пов}}/[D + 2 \cdot (\delta_{\text{із}} + \delta_{\text{обл}})]$, Вт/(м² · К).

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням:

$\alpha_{\text{л}} = 4,7 \cdot (((t_{\text{обл}} + 273)/100)^4 - ((t_{\text{пов}} + 273)/100)^4)/(t_{\text{обл}} - t_{\text{пов}})$, Вт/(м² · К).

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі до повітря:

$\alpha_2 = \alpha_{\text{пов,к}} + \alpha_{\text{л}}$, Вт/(м² · К).

Коефіцієнт теплопровідності (у результаті апроксимації довідкових даних отримано рівняння

залежності теплопровідності від температури):

для ізоляції з мінеральної вати [23]: $\lambda_{iz} = f(t_{iz}) = 0,047 + 0,00058 \cdot t_{iz}$, Вт/(м · К);

стілки зі Сталі 20 [3]: $\lambda_{ст} = f(t_{ст}) = 88,88 - 0,1067 \cdot t_{ст}$, Вт/(м · К);

облицювання (тонколистова оцинкована сталь, товщина 0,5–0,8 мм [4]):

$\lambda_{обл} = f(t_{обл}) = -5 \cdot 10^{-5} \cdot t_{обл}^2 - 0,025 \cdot t_{обл} + 63$, Вт/(м · К).

Коефіцієнт теплопередачі: $k = ((1/\alpha_1) + (\delta_{iz}/\lambda_{iz}) + (\delta_{обл}/\lambda_{обл}) + (\delta_{ст}/\lambda_{ст}) + (1/\alpha_2))^{-1}$, Вт/(м² · К);

тепловий потік: $q = k \cdot (t_{сер} - t_{вод})$, Вт/м²;

температура внутрішньої стінки труби: $t_{ст.вн} = t_{сер} - q/\alpha_1$;

температура зовнішньої стінки труби: $t_{ст.зовн} = t_{ст.вн} - q \cdot \delta_{ст}/\lambda_{ст}$;

температура на зовнішній поверхні ізоляції: $t_{из.зовн} = t_{ст.зовн} - q \cdot \delta_{из}/\lambda_{из}$, °С.

Якщо отримані значення температур та різниці температур не збігаються із прийнятими раніше, розрахунок повторюється з отриманими значеннями.

Середньологарифмічний температурний напір:

$\Delta t = (t_{вх} - t_{вих.тр}) / \ln((t_{вх} - t_{пов}) / (t_{вих.тр} - t_{пов}))$, °С,

де $t_{вих.тр} = t_{сер} - (t_{вх} - t_{сер})$, °С – температура води на виході з труби.

Кількість відведеного в навколишнє середовище тепла:

$Q_{втр} = k \cdot L \cdot (D + 2 \cdot \delta_{из} + 2 \cdot \delta_{обл}) \cdot \pi \cdot \Delta t$, Вт.

Ентальпія води на виході трубопроводу: $h_{вих} = h_{вх} - Q_{втр}/G$, кДж/кг;

$h_{вх}$ – ентальпія на вході, кДж/кг.

Температура води на виході теплотраси: $t_{вих} = h_{вих}/c_p$, °С.

Перераховуємо середню температуру: $t_{сер} = (t_{вх} + t_{вих})/2$, °С.

Прийнята температура має дорівнювати розрахунковій.

За результатами розрахунків отримано, що облицювання можна не враховувати. Слід зазначити, що

в [18] під час визначення коефіцієнта тепловіддачі до повітря враховується також швидкість повітря замість випромінювання. Це дещо підвищує теплові втрати, однак є необхідним введення швидкості повітря як вихідних даних для розрахунку.

Порівняння варіантів розташування теплових насосів

Завданням розрахунку є визначення приведених витрат у варіанти розташування ТН.

У приведених витратах капітальна складова визначається за вартістю ТН. Відомо, що з підвищенням потужності обладнання його питома вартість має знижуватися за формулою [20]

$$\text{cost}(Q_1) = \text{cost}(Q_0) \cdot (Q_0/Q_1)^m, \quad (6)$$

де $\text{cost}(Q_0)$, $\text{cost}(Q_1)$ — питома вартість енергоустановки за потужності Q_0 та Q_1 відповідно; m — коефіцієнт масштабування, який змінюється в діапазоні $m = 0,6–0,7$. Прийнято 0,7.

Вираз (6) відображає залежність питомої вартості від потужності. Виходячи з цього, вартість одного потужного ТН, який буде розташований на АЕС, буде менша, ніж вартість суми ТН, які будуть розташовані біля споживачів і сумарна потужність яких має дорівнювати потужності ТН, розташованого на АЕС.

З іншого боку, під час транспортування гарячого теплоносія по трубопроводах буде втрачатися більше теплоти, ніж під час транспортування циркуляційної води, яка має низьку температуру. Тобто для першого варіанта треба буде компенсувати втрати теплоти, що будуть значно вищі, ніж у другому варіанті.

Вартісні характеристики ТН [21–23] наведено в табл. 1. Слід відзначити, що вартість залежить від багатьох факторів: а) виробника; б) типу ТН (геотер-

Таблиця 1. Вартість теплових насосів залежно від корисної теплової потужності [21–23]

Виробник	Теплова потужність, Q, кВт	Вартість, С, \$	Питома вартість (реальна), \$/кВт	Питома вартість (прогнозована) за (6), \$/кВт
Viessmann	15,5	10 614	684,7	1 417,1
Bosh	19	3 027	159,3	1 228,9
Mitsubishi	56	19 680	351	576,6
DIN-200TAI/FEVI	170	30 803	181,2	265,0
DIN-200TAI/FEVI	180	25 556	142	254,6
DIN-4000TAIEVI	330	54 962	166,6	166,6

мальний буде дешевший за ґрунтовий через більш високий COP (coefficient of performance — коефіцієнт перетворення теплоти), повітряний відрізняється від водяного); в) врахування ринкових відносин, знижок тощо. Звідси випливає, що отримати точну залежність — це складне економічне завдання.

У табл. 1 у четвертій колонці наведено питому вартість $c_{\text{пит}} = C/Q$, у 5-й колонці — значення, отримане за формулою (6)

$$c_{\text{пит}, i} = 166,6 \cdot (330/Q_i)^{0,7},$$

де $c_{\text{пит}, i}$ — питома вартість i -ї установки, \$/кВт; Q_i — теплова потужність i -ї установки, кВт.

За базу для подальших розрахунків було прийнято максимальну потужність ТН 330 кВт. Для малих потужностей помилка буде відносно велика. Для великих потужностей, що буде спостерігатися при визначенні потужностей ТН біля реальних споживачів, результат має бути близьким до реальності. Таким чином, приймається, що вартість ТН буде визначатися через питому вартість, яка буде визначатися за виразом (6).

Аналіз схеми ГВП показав, що магістральні трубопроводи прокладені на поверхні землі, розподільчі — мають лоткове розташування. Можна визнати, що за умов поверхневого розташування втрати будуть більшими за втрати в умовах течії в лотках. Тому для співставлення прийнято врахувати тільки магістральні трубопроводи.

Для аналізу прийнято схему ГВП від блоків АЕС. Довжина трубопроводу від АЕС до ТП1 4 200 м. Довжина трубопроводу від ТП1 до ТП2, а потім до ТП3 становить ще 3 000 м. Від 4-го блока йде трубопровід діаметром 620 мм, від 3-го блока — діаметр 820 мм. Магістральні трубопроводи мають теплоізоляцію: два шари матів товщиною 75 мм кожний, тобто загальна товщина теплоізоляції становить 150 мм.

Для аналізу обрано варіант нагріву води у двох блоках (3-й та 4-й). Тобто загальна витрата води розподіляється рівномірно між блоками. Витрата гарячої води прийнята 150 м³/год. Температура гарячої води для ГВП має бути 50–75 °С. Приймаємо 60 °С. Температура холодної води 10 °С.

Перший варіант: розташування ТН безпосередньо біля АЕС

Потужність ТН визначиться як $Q_{\text{ТН}} = G \cdot c_p \cdot (t_g - t_x) = 150 \cdot 1000/3600 \cdot 4,19 \cdot (60 - 10) = 8729$ кВт.

Питома вартість ТН: $C_{\text{пит}} = 166,6 \cdot (330/8729)^{0,7} = 16,815$ \$/кВт.

Загальна вартість ТН: $C_{\text{ТН}} = 15,73 \cdot 8729 = 146780$ \$.

Визначимо втрати теплоти під час транспортування гарячої води:

200 м 75 м³/год у трубі діаметром 620 × 9 мм, температура води 60 °С;

4000 м 150 м³/год у трубі діаметром 820 × 14 мм;

3000 м 140 м³/год у трубі діаметром 820 × 14 мм.

Результати розрахунку втрат теплоти у відповідних ділянках трубопроводу наведено в табл. 2.

З аналізу результатів розрахунків (див. табл. 2) можна зробити висновок, що втрати теплоти під час транспортування становлять: $Q_{\text{втр}} = 16,91 + 333,3 + 269,05 = 619,3$ кВт.

Це становить 7,1 % від потужності, що передається.

Експлуатаційні витрати визначаються витратами на перекачування. Визначимо витрати на перекачування гарячої води. Прийнято ГВП 7 000 год протягом року.

Коефіцієнт тертя:

$$\lambda_{\text{тр}} = (f \Delta Re, \Delta_{\text{ш}}) = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_{\text{ш}}}{d} \cdot \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot (0,001/0,612 + 68/9222)^{0,25} = 0,024,$$

де $\Delta_{\text{ш}} = 0,001$ — шорсткість, прийнята для трубопроводу, який давно експлуатується.

$\Delta P_{\text{тр}}$ — гідравлічний опір трубопроводу, кПа [15]:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2v_{\text{ср}}} \cdot \rho = 0,024 \cdot 200/0,612 \cdot 0,072^2/2/0,001/1000 = 0,02.$$

$\Delta h_{\text{нас}}$ — підвищення ентальпії в насосі; кДж/кг:

$$\Delta h_{\text{нас}} = 1,2 \cdot \frac{v_{\text{ср}} \cdot \Delta P_{\text{тр}}}{\eta_{\text{ад}}} = 1,2 \cdot 0,001 \cdot 0,02/0,82 = 0,0000295.$$

$N_{\text{нас}}$ — потужність насоса для перекачування води по трубопроводу, кВт.

$$N_{\text{нас}} = G_{\text{мв}} \cdot \frac{\Delta h_{\text{нас}}}{\eta_{\text{м}}} = 20,8 \cdot 0,0000295/0,82 = 0,0006.$$

Експлуатаційні витрати визначаються, як витрати на привід насосів, \$:

$$I_{\text{експл}} = N_{\text{нас}} \cdot C_{\text{ел}} \cdot \tau_{\text{річ}} = 0,0006 \times 0,119 \times 7000 = 0,522.$$

Результати розрахунків за іншими ділянками зведено в табл. 3.

Малі значення отриманих витрат на прокачування пояснюються малою швидкістю в трубопроводах через наявні розміри труб, які встановлені зараз у м. Вараш.

Розрахуємо перемінну частину приведених витрат:

Таблиця 2. Результати розрахунку втрат теплоти в ділянках трубопроводу під час транспортування гарячої води

Найменування	200 м	4 000 м	3 000 м
Початкова температура, °C	60	59,25	54,48
Температура на виході (прийнята)	59,25	54,48	51,15
$t_{\text{ст.внутр.}}, ^\circ\text{C}$	59	56,8	53
$t_{\text{обл.зовн.}}, ^\circ\text{C}$	-12,6	-12,6	-13,1
$t_{\text{води.сер}}, ^\circ\text{C}$	59,625	56,8	52,81
Коеф. теплопровідності, Вт/(м ² · К)	0,650	0,648	0,644
Коеф. кінематичної в'язкості, м ² /с	$4,78 \cdot 10^{-7}$	$4,98 \cdot 10^{-7}$	$5,30 \cdot 10^{-7}$
Число Pr	3,0154	3,158	3,390
Швидкість води, м/с	0,072	0,0859	0,0857
Число Re	92227,8	136603	128048
Число Нуссельта	315,57	441,8	433
Коеф. тепловіддачі від води, Вт/(м ² · К)	335,4	361,3	351,8
Коеф. термічн. розширення повітря, 1/К	0,00392	0,00392	0,00392
Число Прандтля повітря	0,7166	0,7166	0,7166
Коеф. кінем. в'язкості, повітря, м ² /с	0,0000116	0,0000116	0,0000116
Коеф. теплопров. повітря, Вт/(м ² · К)	0,023	0,023	0,023
Діаметр зовнішнього облицювання, м	0,9316	1,1216	1,2116
$t_{\text{обл}} - t_{\text{пов}}$	5,4	5,4	4,9
Число Грасгофа	$124,6 \cdot 10^6$	$2,175 \cdot 10^6$	$1,974 \cdot 10^6$
Число Нуссельта	86,46	99,37	96,98
Коеф. тепловіддачі конвективний до повітря, Вт/(м ² · К)	2,13	2,038	1,952
$t_{\text{ст.сер}}, ^\circ\text{C}$	59,38	56,8	52,8
$t_{\text{ізол.сер}}, ^\circ\text{C}$	24	22,2	19,86
$t_{\text{обл.сер}}, ^\circ\text{C}$	-12,6	-12,6	-13,055
$\lambda_{\text{ст}}, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	82,5	82,82	83,24
$\lambda_{\text{ізол}}, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	0,061	0,060	0,0058
$\lambda_{\text{обл}}, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	63,3	63,3	63,33
Коеф. тепловіддачі до повітря випромінюванням, Вт/(м ² · К)	3,218	3,218	3,208
Коеф. тепловіддачі до повітря загальний	5,35	5,255	5,197
Коеф. теплопередачі, Вт/(м ² · К)	0,377	0,371	0,362
Площа тепловідводу, м ²	585	14087	10565
Питомі втрати теплоти, Вт/м	29,27	27,74	25,67
$t_{\text{ст.сер}}, ^\circ\text{C}$	59,536	56,78	52,73
$t_{\text{ізол.сер}}, ^\circ\text{C}$	23,5	22,03	19,84
$t_{\text{обл.сер}}, ^\circ\text{C}$	-12,53	-12,7	-13,06
Середньологарифмічний температурний напір, °C	77,6	74,84	70,8
Втрати теплоти, кВт	16,91	333,3	269,05

Таблиця 3. Розрахунок витрат на прокачування гарячої води

Найменування	200 м	4000 м	3000 м
Коефіцієнт тертя	0,024	0,022	0,0225
Гідрравлічний опір, кПа	0,020	0,411	0,310
Підвищення ентальпії в насосі, кДж/кг	0,0000295	0,0006	0,00045
Потужність насоса, кВт	0,0006	0,0256	0,019
Витрати за рік, \$	0,522	21,35	16,05

$$B_1 = 0,186 \cdot K + I_{\text{ексл}} + Q_{\text{втр}} \cdot \tau_{\text{річ}} \cdot c_{\text{тепл}} = 0,186 \cdot 146780 + (0,522 + 21,35 + 16,05) + 619,3 \cdot 7000 \cdot 3600 / 4,19 \times 10^{-6} \cdot 45,3 = 27301 + 37 + 168727 = 196066 \$.$$

Другий варіант: розташування ТН поряд зі споживачами

Відповідно до схеми трубопроводів у місті є три теплових пункти та 37 теплових вузлів і теплових камер. Враховуючи відсутність даних за розподіленням потужності та витрати води з цих розподільчих пунктів, приймемо, що з теплових пунктів роздається $10 \text{ м}^3/\text{год}$, а з теплових камер $(150 - 30)/37 = 3,24 \text{ м}^3/\text{год}$. Таким чином, потужність ТН у місті має бути $Q_1 = 10/3,6 \cdot 4,19 \cdot (60 - 10) = 582 \text{ кВт}$; $Q_2 = 3,24/3,6 \cdot 4,19 \times (60 - 10) = 188,55 \text{ кВт}$.

Питома вартість відповідних ТН: $C_{\text{пит1}} = 166 \times (330/582)^{0,7} = 112 \$/\text{кВт}$; $C_{\text{пит2}} = 166 \times (330/188,55)^{0,7} = 246,4 \$/\text{кВт}$.

Вартість окремих ТН: $C_{\text{ТН1}} = 112 \times 582 = 65138 \$$; $C_{\text{ТН2}} = 246 \times 188,55 = 46451 \$$.

Загальна вартість ТН для міста: $C_{\text{ТН}} = 3 \cdot C_{\text{ТН1}} + 37 \cdot C_{\text{ТН2}} = 3 \cdot 65138 + 37 \cdot 46451 = 1914130 \$$.

При транспортуванні циркуляційної води втрат теплоти через її низьку температуру практично не буде.

Проведемо розрахунок на перекачування. Визначимо необхідну витрату циркуляційної води.

Потужність, яку треба відняти від циркуляційної води $Q_{\text{цв}}$, визначиться як

$$Q = Q_{\text{цв}} + N_{\text{компр}} = Q_{\text{цв}} + Q / \text{COP};$$

$$Q_{\text{цв}} = Q (1 - 1 / \text{COP}) = 8729 (1 - 1/4,76) = 6895,17 \text{ кВт}.$$

Витрата циркуляційної води: $G_{\text{цв}} = Q_{\text{цв}} / (c_p \times \Delta t) = 6895 / (4,19 \times 10) = 164,56 \text{ кг/с}$.

Ця величина в 4 рази більша, ніж витрата гарячої води. Відповідно втрата тиску буде в 16 разів більше, ніж визначена величина для попереднього варіанта: $37 \times 16 = 592 \$$. Враховуючи, що під час транспортування циркуляційної води необхідним є її повернення на АЕС, ці витрати подвоюються: $1184 \$$.

Приведені витрати за умов другого варіанта роз-

ташування ТН: $B_2 = 0,186 \cdot 1914130 + 1184 = 357212 \$$.

Таким чином, перший варіант розташування ТН є більш прийнятним.

Висновки

1. У результаті аналізу літератури можна зробити висновок, що використання ТН у комплексі з ТЕС чи АЕС знижує термодинамічну ефективність. Але їхня привабливість визначається покращенням економічних показників за рахунок відносно більшої вартості теплоти та з точки зору екології зменшенням теплових скидів.

2. Розроблено математичну модель транспортування теплоти через магістральні трубопроводи, яка враховує витрату води, її параметри на вході, геометрію трубопроводу та конструкцію теплоізоляції.

3. Розроблено математичну модель техніко-економічного співставлення ефективності технічних рішень з теплопостачання. Однаковий економічний ефект забезпечується використанням замикаючих витрат, які компенсують втрати теплоти під час транспортування.

4. Розглянуто два варіанти розташування ТН, які мають забезпечувати ГВП від Рівненської АЕС. Перший варіант — розташування ТН поряд з конденсатором АЕС, який використовується як низькопотенційне джерело енергії для ТН. Нагріта в ТН гаряча вода транспортується від АЕС до міста. Передбачається, що питома вартість ТН, як і іншого обладнання, обернено пропорційна тепловій потужності. Потужний ТН повинен мати меншу питому вартість, але під час транспортування гарячої води будуть втрати теплоти, які мають враховуватися в приведених витратах. У другому варіанті в місто транспортується циркуляційна вода для випаровування фреону ТН. У цьому варіанті враховується три ТН у теплових пунктах та 37 ТН у теплових камерах та теплових вузлах для забезпечення ГВП. Розраховано вартість ТН. Втрати теплоти під час транспортування циркуляційної води з низькою тем-

пературою прийнято не враховувати. Під час співставлення розглянутих варіантів визначено, що вартість потужного ТН приблизно в 10 разів менша за сумарну вартість альтернативних ТН, розташованих у місті.

5. Втрати теплоти при транспортуванні на відстань 7200 м становлять ~7 % від витраченої потужності на ГВП. Така велика величина пояснюється тим, що для транспортування прийнято використання наявних трубопроводів для мережевої води. В умовах використання трубопроводів меншого діаметра втрати були б меншими. За прийнятих умов головна частина приведених витрат у першому варіанті припадає на компенсацію втрат теплоти, яка становить 86 % приведених витрат.

6. У результаті співставлення двох розглянутих варіантів розташування ТН для забезпечення ГВП від АЕС визначено, що варіант із розташуванням ТН поряд з АЕС та транспортом гарячої води в місто майже в два рази більш економічний, ніж розташування ТН у місті поряд зі споживачами.

Список використаної літератури

1. Increasing the efficiency of NPP by using the heat pump for heat supply / V. Kravchenko, M. Kolykhanov, E. Murumsky, [et al.] // *Proceedings of the 13th International Conference of the Croatian Nuclear Society (Zadar, Croatia, June 5–8, 2022)*. — P. 120–1–120–10. — Available at: <https://nuclear-option.org/wp-content/uploads/2022/11/S3-120.pdf>.
2. Heat pump capacity selection for TPPs with various efficiency levels / M. Treshcheva, I. Anikina, D. Treshchev, S. Skulkin // *Energies*. — 2022. — Vol. 15 (12). — Art. 4445. — doi.org/10.3390/en15124445.
3. Анализ использования тепловых насосов на тепловых и атомных электростанциях / Н. Н. Ефимов, В. В. Папин, П. А. Малышев, Р. В. Безуглов // *Технические науки*. — 2010. — № 4. — С. 35–39.
4. Потенциальная возможность и техническая рациональность применения теплонасосных технологий при комбинированном производстве электрической и тепловой энергии / Н. Б. Чиркин, М. А. Кузнецов, М. А. Шерстов, В. Н. Стенников // *Проблемы машиностроения*. — 2014. — Т. 17, № 1. — С. 11–20.
5. Щеклеин С. Е. Повышение энергоэффективности АЭС / С. Е. Щеклеин, О. Л. Ташлыков, А. М. Дубинин // *Ядерная энергетика*. — 2015. — № 4. — С. 15–25.
6. Радечко Е. Н. Возможности использования турбо-насосной установки путем утилизации низкопотенциального промышленного тепла турбин / Е. Н. Радечко // *Актуальные проблемы энергетики: материалы 72-й науч.-техн. конф. студентов и аспирантов*. — Минск : БНТУ, 2016. — С. 530–533. — Режим доступа: <https://rep.bntu.by/handle/data/29235>.
7. OCHSNER energy technology! Heat pumps for high outputs // *Ochsner Heat Pumps: official website*. — Available at: <https://www.ochsner.com/en/ochsner-products/high-capacity-heat-pumps/>.
8. Waste heat recovery of power plant with large scale serial absorption heat pumps / Z. Y. Xu, H. C. Mao, D. S. Liu, R. Z. Wang // *Energy*. — 2018. — Vol. 165, Part B. — P. 1097–1105. — doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.052.
9. Kravchenko V. Influence of pressure in the turbine condenser on heat supply efficiency of NPP with heat pumps / V. Kravchenko, A. Overchenko // *Proceedings of Odessa Polytechnic University*. — 2023. — Vol. 2 (68). — P. 51–62.
10. Режимна карта роботи ТФУ блоків № 1, 2, 3, 4 і ТФУ ПРК. Система нормальної експлуатації. 141–1-РК-СН-ВУ. — РАЕС, 2021. — 51 с.
11. Методичні вказівки з техніко-економічного обґрунтування інвестиційних проектів електричних станцій для студентів спеціальності «Теплові електричні станції», «Атомні електричні станції» / Уклад.: Є. Г. Скловська, К. Г. Тодорович. — Київ : ІВЦ «Видавництво “Політехніка”», 2002. — 24 с.
12. Кравченко В. П. Удосконалення методики визначення екологічної складової в техніко-економічних розрахунках енергетичних установок / В. П. Кравченко, Є. В. Кравченко // *Холодильная техника и технология*. — 2016. — Т. 52, вып. 2. — С. 66–70.
13. Кругликов П. А. Техничко-економические основы проектирования ТЭС и АЭС / П. А. Кругликов. — Санкт-Петербург : Северо-западный государственный заочный технический университет, 2003. — 118 с.
14. Choice of basic construction parameters of steam generators for NPP of low power / V. P. Kravchenko, R. M. Sereda, Xiaolong Zhou [et al.] // *Problems of Atomic Science and Technology*. — 2019. — Vol. 5 (123). — P. 62–68.
15. Типичные значения шероховатости. — Режим доступа: <https://tehtab.ru/Guide/GuideTechnologyDrawings/DrawingsSigns/SomeTypicalRoughness>.
16. Тарифи на опалення в м. Одеса. — Режим доступу: <https://index.minfin.com.ua/ua/tariff/heating/odessa/>
17. Тарифи на електроенергію для бізнесу // *Укравтономгаз: офіційний веб-сайт*. — Режим доступу: <http://surl.li/pcwha>.
18. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети / Е. Я. Соколов. — Москва : Издательство МЭИ, 2001. — 472 с.
19. Михеев М. А. Краткий курс теплопередачи / М. А. Ми-

- хеев, И. М. Михеева. — Москва-Ленинград : Госэнергоиздат, 1960. — 208 с.
20. Галацан М. П. Влияние эффективности градирни на показатели экономичности турбоустановки / М. П. Галацан, В. П. Кравченко, В. С. Киров // Проблемы региональной энергетики. — 2019. — № 2 (43). — Р. 1–10.
21. Тепловий насос багатофункціональний DLN-200TA1/F EVI Теплова потужність 170 кВт. — Режим доступу: <https://heatu.eu/uk/teplovoiy-nasos-mnogofunkcionalnyy-dln-200ta1f-evi-teplovaya-moshchnost-170-kvt>.
22. Тепловой насос Mitsubishi HeatGuard 1000SX. — Режим доступу: <https://teplonasos.net.ua/teplovoj-nasos-mitsubishi-heatguard-1000sx>.
23. МС-Комфорт: офіційний веб-сайт. — Режим доступу: https://ms-comfort.kyiv.ua/?gclid=Cj0KCQiAjMKqBhCgARIsAPDgWlxIB8H9iMsnmdPTBpTz7jlqyxcDtqSWu5TXgEYIquTISU1n6HEuYaApVYEALw_wcB.

A. O. Overchenko, V. I. Leus, V. P. Kravchenko

*Odesa National Polytechnic University, 1, Shevchenko Ave,
Odesa, 65044, Ukraine*

Comparison of Heat Pump Location Options for Hot Water Supply from NPP

Fuel consumption for heat supply makes up about a third of the total amount of fuel and energy resources consumed in the country, and this value is twice as large as the amount of fuel consumed for electricity production. This means that in order to solve the problems related to climate change, it is necessary to use nuclear power plants (NPP) more widely in the direction of heat supply. The way to reduce heating costs is to use cogeneration. As the experience of using combined heat plants shows, fuel savings due to the combined production of electric and thermal energy is 13 % of the fuel consumption for electricity production. In the future, heat supply from NPPs should expand. This saves energy resources and reduces the burden on the environment. The use of steam condensation heat in the condenser of the NPP turbine as a low-potential source for a heat pump (HP) is considered. In this case, thermal pollution from the NPP is reduced. Currently, taxes for thermal pollution from NPPs are not charged, but, considering that this is one of their disadvantages and the great attention of humanity to the preservation of the environment, such taxes may soon be introduced. The work considers two options for the location of heat pumps to provide hot

water supply to the city of Varash from the Rivne NPP: 1. Location of a powerful HP directly next to the NPP and transportation of hot water to the city. 2. Transportation of circulating water, heated in the condenser, to the city to provide HPs located near consumers. The comparison of these options was carried out on the basis of reduced costs, which took into account the cost of HPs, heat losses during the transportation of hot water and the cost of electricity for pumping. When taking into account the cost of HPs, the well-known formula for the dependence of specific equipment costs depending on capacity was used. As a result of the comparison, it was determined that the first option has the advantage. In the structure of reduced costs, the main contribution is made by the cost of heat pumps.

Keywords: nuclear power plant, heat supply, heat pump, heat transportation, reduced costs.

References

1. Kravchenko V., Kolykhanov M., Muromsky E., Vysotsky Yu., Galatsan M., Overchenko A. (2022). Increasing the efficiency of NPP by using the heat pump for heat supply. *Proceedings of the 13th International Conference of the Croatian Nuclear Society (Zadar, Croatia, June 5–8)*, pp. 120–1–120–10. Available at: <https://nuclear-option.org/wp-content/uploads/2022/11/S3–120.pdf>.
2. Treshcheva M., Anikina I., Treshchev D., Skulkin S. (2022). Heat pump capacity selection for TPPs with various efficiency levels. *Energies*, vol. 15 (12), art. 4445. doi.org/10.3390/en15124445. (in Rus.)
3. Efimov N. N., Papin V. V., Malyshev P. A., Bezuglov R. V. (2010). [Analysis of the use of heat pumps in thermal and nuclear power plants]. *Tekhnicheskiye nauki* [Technical Science], vol. 4, pp. 35–39. (in Rus.)
4. Chirkin N. B., Kuznetsov M. A., Sherstov M. A., Stenikov V. N. (2014). [Potential possibility and technical rationality of using heat pump technologies in the combined production of electrical and thermal energy]. *Problemy mashinostroyeniya* [Problems of mechanical engineering], vol. 17, no. 1, pp. 11–20. (in Rus.)
5. Shcheklein S. E., Tashlykov O. L., Dubinin A. M. (2015). [Increasing the energy efficiency of nuclear power plants]. *Yadernaya energiya* [Nuclear Power Energy], no. 4, pp. 15–25. (in Rus.)
6. Radechko E. N. (2016). [Possibility of using a turbopump unit by utilizing low-grade industrial heat from turbines]. *Proceedings of the 72nd scientific and technical conference of undergraduate and graduate students Current Problems*

- of Energy. Minsk: BNTU, pp. 530–533. Available at: <https://rep.bntu.by/handle/data/29235>. (in Rus.)
7. OCHSNER energy technology! Heat pumps for high outputs. Ochsner Heat Pumps: official website. Available at: <https://www.ochsner.com/en/ochsner-products/high-capacity-heat-pumps/>.
 8. Xu Z. Y., Mao H. C., Liu D. S., Wang R. Z. (2018). Waste heat recovery of power plant with large scale serial absorption heat pumps. *Energy*, vol. 165, Part B, pp. 1097–1105. doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.052.
 9. Kravchenko V., Overchenko A. (2023). Influence of pressure in the turbine condenser on heat supply efficiency of NPP with heat pumps. *Proceedings of Odessa Polytechnic University*, vol. 2 (68), pp. 51–62.
 10. *Operating mode map of the heating installation of units 1, 2, 3, 4 and the heating installation of the start-up-reserve boiler rooms*. 141-1-PK-CHBY. Rivne NPP, 2021, 51 p. (in Ukr.)
 11. Sklovskaya Ye. H., Todorovich K. H. (2002). [Methodical instructions on technical and economic substantiation of investment projects of electric plants for students of the specialty “Thermal power plants”, “Nuclear power plants”]. Kyiv: “Polytechnic” Publishing House, 24 p. (in Ukr.)
 12. Kravchenko V. P., Kravchenko Ye. V. (2016). [Improvement of the methodology for determining the ecological component in technical and economic calculations of power plants]. *Kholodylne obladnannya ta tekhnolohiya* [Refrigeration Equipment and Technology], vol. 52, no. 2, pp. 66–70. (in Ukr.)
 13. Kruglikov P. A. (2003). *Tekhniko-ekonomicheskiye osnovy proyektirovaniya TES i AES* [Technical and economic principles of design of thermal power plants and nuclear power plants]. St. Petersburg: Northwestern State Correspondence Technical University, 118 p. (in Rus.)
 14. Kravchenko V. P., Sereda R. M., Zhou Xiaolong, Visotskii Yu. I., Rybakov A. N. (2019). Choice of basic construction parameters of steam generators for NPP of low power. *Problems of Atomic Science and Technology*, vol. 123, no. 5, pp. 62–68.
 15. [Typical roughness values]. Available at: <https://tehtab.ru/Guide/GuideTechnologyDrawings/DrawingsSigns/Some-TypicalRoughness>. (in Rus.)
 16. [Tariffs for heating in Odesa]. Available at: <https://index.minfin.com.ua/ua/tariff/heating/odessa>. (in Ukr.)
 17. [Tariffs for electricity for business]. Available at: <http://surl.li/pcwha>. (in Ukr.)
 18. Sokolov Ye. Ya. (2001). *Teplofikatsiya i teplovyye seti* [District heating and heating networks]. Moscow: MPEI Publishing House, 472 p. (in Rus.)
 19. Mikheev M. A., Mikheeva I. M. (1960). *Kratkiy kurs teploperedachi* [A short course in heat transfer]. Moscow, Leningrad: Gosenergoizdat, 208 p. (in Rus.)
 20. Galatsan M. P., Kravchenko V. P., Kirov V. S. (2019). [Influence of cooling tower efficiency on turbine plant economic operation]. *Problemy regionalnoy energetiki* [Problems of Regional Power Energy], vol. 43, no. 2, pp. 1–10. (in Rus.)
 21. [Heat pump multifunctional DLN-200TA1/F EVI Thermal capacity 170 kW]. Available at: <https://heatu.eu/uk/teplovoy-nasos-mnogofunkcionalnyy-dln-200ta1f-evi-teplovaya-moshchnost-170-kvt>. (in Ukr.)
 22. [Heat pump Mitsubishi HeatGuard 1000SX]. Available at: <https://teplonasos.net.ua/teplovoj-nasos-mitsubishi-heatguard-1000sx>. (in Rus.)
 23. MS-Comfort: official website. Available at: https://ms-comfort.kyiv.ua/?gclid=Cj0KCQiAjMKqBhCgARIsAPDgWlxiIB8H9iMsnmdPTBpTz7jlqyxcDtqS-Wu5TX-gEYIquTISU1n6HEuYaApVYEALw_wcB. (in Ukr.)

Надійшла 16.12.2024

Received 16.12.2024