

Н. М. Слободян¹
О. І. Ободянська¹
В. О. Гончарук¹

ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ НА БАЗІ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ: ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ У РАЗІ ЗАБОРУ ТЕПЛА З ВОДОТОКІВ

¹Вінницький національний технічний університет

Розглянуто техніко-економічні аспекти застосування теплонасосних установок (ТНУ) у системах теплопостачання, що ґрунтуються на використанні низькопотенційної теплоти (НПТ) з природних водних джерел, зокрема річкових водотоків. Теплонасосні системи здатні ефективно використовувати природні ресурси для забезпечення енергетичних потреб, що є важливим аспектом у контексті зниження енергетичних витрат та впливу на довкілля. Обґрунтовано переваги використання замкнутої схеми теплозабору з циркуляцією теплоносія з низькою температурою замерзання, що забезпечує надійність роботи системи у зимовий період та знижує ризик утворення льоду в теплообмінниках. Представлено конструктивні варіанти теплообмінників для вилучення теплоти з водного середовища, які дозволяють підвищити ефективність теплопередачі та зменшити гідравлічні втрати в системі.

Проаналізовано недоліки традиційних донних колекторів з поліетиленових труб, зокрема їхню високу матеріаломісткість, складність монтажу, а також схильність до засмічення, що знижує ефективність системи в цілому. Як альтернативу запропоновано використання трубчастих ґраток, орієнтованих перпендикулярно до напрямку течії, що дозволяє поліпшити теплообмін, зменшити гідравлічні втрати і підвищити ефективність вилучення теплоти, завдяки збільшенню контактної площі між теплоносієм і водним середовищем. Цей підхід дозволяє значно знизити загальні витрати на експлуатацію системи та забезпечити сталий та надійний процес теплопостачання.

Досліджено питання гідравлічного опору, вартості матеріалів, вибору оптимального теплоносія та інших важливих експлуатаційних характеристик, які суттєво впливають на загальну економічну ефективність системи. Сформульовано задачу техніко-економічної оптимізації конструкції теплообмінника з урахуванням двох змінних — діаметра труб та їхньої загальної довжини. Як критерій оптимізації вибрано мінімальний термін окупності системи порівняно з базовим варіантом прямого електрообігріву. Запропоновано методику, яка дозволяє визначити економічно доцільні конструктивні параметри теплообмінника, з урахуванням ефективності роботи ТНУ, капітальних витрат на впровадження системи та потенційні енергетичні заощадження. Підсумовано щодо перспектив широкого впровадження теплонасосних систем з водотоків у практику сталого теплопостачання, що дозволяє значно знизити енергетичні витрати та зменшити вплив на довкілля.

Ключові слова: теплопостачання, теплонасосна установка, низькопотенційна теплота потоку, водотоки, оптимізація, коефіцієнт перетворення теплової енергії, тепловіддача, тепломасообмін, техніко-економічні показники, енергоефективність, теплообмінник, термін окупності, трубчасті ґратки, гідравлічний опір.

Вступ

Проведено дослідження щодо удосконалення систем теплопостачання, які використовують низькопотенційну теплоту потоку (НПТ) для виявлення можливих способів підвищення техніко-економічних показників даних систем. За основу взято відому схему теплонасосної установки (ТНУ) із замкнутим контуром відбору НПТ, по якому циркулює теплоносій з низькою точкою замерзання (рис.1). Метод розподілу виробленої теплоти в контексті роботи не має значення, тому за базовий варіант взято схему з безпосереднім нагріванням повітря в теплообміннику-конденсаторі ТНУ [1].

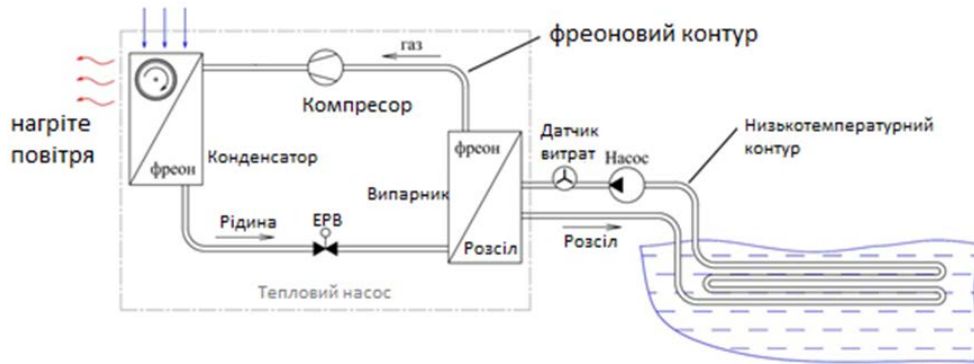


Рис. 1. Схема теплонасосної установки з контуром відбору НТП з водотоку

Якщо говорити про конструкцію теплообмінника, в якій теплоносій безпосередньо нагрівається за рахунок теплоти водного середовища, то для цієї схеми можливі різні її варіанти. Як уже згадувалося, для вилучення тепла з водного середовища зазвичай використовується укладання на дно матів із поліетиленових труб, через які закачується теплоносій на основі гліколю. За аналогією з ґрунтовими колекторами цей варіант можна назвати донним колектором. Незважаючи на простоту конструкції і низьку вартість поліетиленових труб, такий спосіб відбору тепла не завжди є найраціональнішим [2].

За результатами аналізу визначено умови, за яких описаний метод може бути доцільним, і виявлено його недоліки та можливі області оптимізації у випадку відбору тепла з водного середовища. У разі відбору тепла з водного середовища картина змінюється. Стаціонарну водну масу в непроточній водоймі, особливо в районі дна, не можна назвати середовищем з великою тепловіддачею, але конвективні потоки, які виникають, дозволяють використовувати схеми з більшою щільністю теплового потоку і меншою поверхнею теплообміну. Таким чином, в деяких ситуаціях конкуренцію донним колекторам з поліетиленових труб можуть скласти компактніші занурювальні теплообмінники. Але на сьогодні спостерігається брак наявних даних і відсутність будь-яких порівняльних досліджень, які б дозволили точно визначити оптимальні рішення в кожному конкретному випадку відбору тепла з водного об'єкта [1], [3].

У свою чергу, водотік, навіть за невеликої швидкості течії, можна назвати середовищем з високою тепловіддачею, і цю особливість доцільно використовувати для досягнення найкращих техніко-економічних показників ТНУ, які використовують тепло водотоку. Можна припустити, що використання традиційної схеми з донними матами в цьому випадку стає нераціональним через низьку інтенсивність теплообміну між водним середовищем і трубою, що спричиняє такі наслідки [1], [4]:

- підвищена витрата матеріалу через необхідність використання труби більшої довжини і, в деяких випадках, виготовлення для неї рами більшого розміру або декількох рам, а також значної кількості теплоносія, необхідного для заповнення труби;
- необхідність достатнього розміру доступного дна для розміщення конструкції;
- підвищені енерговитрати на перекачування теплоносія через значну довжину труби;
- підвищена невідповідність між температурою теплоносія на виході з труби і середньою температурою водотоку, що особливо проявляється за наявності на дні шару мулових відкладень, які обмежують конвективний теплообмін і збільшують температурний градієнт між зануреною трубою в мул і основною масою води у верхній частині водотоку.

Останній показник має вагомe значення, оскільки максимальне наближення температури теплоносія до температури джерела НТП дозволяє досягти найвищих показників продуктивності та ефективності теплового насоса (ТН) [2]—[5]. Ступінь наближення температури теплоносія до температури джерела НТП визначається градієнтом температури в теплообмінному пристрої, який за заданої площі теплообміну обернено пропорційний коефіцієнту теплопередачі. З теорії тепломасообміну [6] відомо, що за тої самої швидкості потоку теплопередача інтенсивніша у разі поперечного обтікання труб, ніж у разі поздовжнього обтікання або у разі обтікання під деяким проміжним гострим кутом. Якщо бути точнішим, то вирази для критерію Нуссельта для випадку поперечного обтікання труб дають більші значення з тими самими числами Рейнольдса, ніж вирази для інших випадків обтікання, і через це набувають найбільших значень коефіцієнта теплопере-

дачі на межі розділу вода–стінка [6].

З вищенаведеного випливає, що для максимальної інтенсифікації теплообміну за рахунок природного руху води необхідно за можливості орієнтувати у ній якомога більшу частину занурювальних труб перпендикулярно до течії, а також розміщувати їх в зоні найбільшої швидкості потоку. Все це неможливо досягнути в схемах з донними матами або іншими занурювальними конструкціями [1], [7].

Для переважно перпендикулярного розміщення труб необхідні конструкції у вигляді трубних ґрат, у яких основна довжина теплообмінного трубопроводу виконана прямими, паралельними один одному ділянками труб. Окремим випадком трубчастої ґратки можна назвати плоский змієвик. Водночас раціональним варіантом теплообмінника є гладкі нерібристі трубки круглого перерізу, що значно знижують ймовірність його засмічення водоростями і сміттям, а також спрощує його виготовлення [3], [8].

До того ж, з перерахованих недоліків відомої схеми з донними матами або подібними конструкціями одним з найсуттєвіших є необхідність використання значної кількості теплоносія — антифризу, необхідний обсяг якого вимірюється сотнями і тисячами літрів. Наразі як теплоносій, здебільшого використовується водний розчин етиленгліколю або пропіленгліколю. Проте етиленгліколь є токсичною речовиною і становить небезпеку для людини і довкілля, а пропіленгліколь хоча і безпечний, але в'язкіший і має вищу вартість, що позначається на вартості всієї установки. Наприклад, вартість теплоносія на основі пропіленгліколю, необхідного для заповнення описаних конструкцій з поліетиленових труб, значно перевищує вартість самих поліетиленових труб та інших комплектуючих. Таким чином, використання застосовуваних теплоносіїв, як мінімум, значно збільшує вартість системи [5], [9].

З огляду на вищезазначене можна сформулювати такі основні заходи, яких слід дотримуватися для досягнення поставленої мети:

- використання переваг рухомого середовища у водотоку шляхом розміщення пристрою для відбору тепла у вигляді трубчастої ґратки в зоні активної течії з розміщенням труб поперечно течії, замість традиційного випадкового розміщення на дні;
- оптимізація параметрів низькотемпературного контуру, насамперед геометричних параметрів теплообмінного пристрою, гідравлічного опору контуру і витрати теплоносія.

Результати дослідження

Як і будь-яку іншу технічну систему, проєктовану систему теплопостачання з використанням НПТ варто оцінювати з позицій економічної доцільності. Для досягнення поставленої задачі розроблення економічної системи теплопостачання необхідно, з одного боку, досягнути високої ефективності роботи ТНУ, а з іншого — знизити її вартість, насамперед за рахунок зниження матеріалоємності контуру відбору низькопотенційної теплоти. Як альтернативу процесу оптимізації за цими двома конкурентними критеріями можна розглядати оптимізацію за критерієм терміну окупності установки — величини, яка співвідносить вартість установки та ефективність її експлуатації.

Для цього розглянемо приміщення будівлі, де система теплопостачання не є засобом отримання доходу, а дозволяє скоротити регулярні витрати, що стає вигодою від її використання. Таким чином, для того, щоб говорити про термін окупності вкладень, необхідно порівняти запропоновану систему з традиційною та близьким аналогом. В якості такої базової альтернативи вибрано теплопостачання за рахунок прямого електричного обігріву, що пояснюється такими причинами:

- обидві системи працюють від електроенергії, а самі будівлі, забезпечені мережевою електроенергією, розглядаються як основні потенційні об'єкти для оснащення теплонасосними системами;
- обидві системи характеризуються приблизно однаковим рівнем безпеки і комфорту для споживача в плані відсутності необхідного контролю роботи і забезпечення паливом;
- система, основана на прямому електричному обігріві, зазвичай характеризується мінімальними капітальними витратами і практично відсутністю особливих вимог і умов до її організації, і саме тому вона дуже поширена (в крайньому випадку, система може бути набором електронагрівачів з терморегуляторами в кожному приміщенні без організації будь-якої централізованої системи розподілу тепла).

Робота обох типів систем передбачена за рахунок використання одного ресурсу — електроенергії. До того ж, такі критерії дозволяють проводити порівняльні розрахунки, результати яких будуть практично незалежними від зміни цін на енергоносії. Тобто перевага одного варіанта збере-

жеться і практично не залежатиме від вартості електроенергії. В іншому випадку, коли в порівнюваних системах використовуються різні енергоресурси, зміна співвідношення цін на енергоносії може істотно змінити кінцеву картину економічної доцільності.

Як цільову функцію оптимізації вибрано функцію терміну окупності системи тепlopостачання T_{OK} [10] організації теплонасосної системи з відбором теплоти від водяного потоку за допомогою теплообмінника, що розробляється, в порівнянні з системою прямого електрообігріву, що виражається в роках

$$T_{OK} = I_0/E, \quad (1)$$

де I_0 — інвестиції в модернізацію системи тепlopостачання (організацію ТНУ для вироблення теплоти замість прямого електричного нагрівання), грн; E — річна вигода від використання ТН в порівнянні з використанням прямого електричного опалення, грн/рік.

Найкращою системою буде вважатися та, що характеризується мінімальним терміном окупності. Оскільки метою розрахунків є оптимізація розмірів теплообмінника для відбору низькопотенційного тепла від водостоку, то змінними повинні бути параметри цього теплообмінника, а саме параметри, які характеризують площу поверхні теплообміну, втрати енергії і матеріалоємність. Такими характерними параметрами теплообмінника є діаметр і загальна довжина трубчастих ґраток. Номінальним (умовним) діаметром труб потрібно вважати діаметр, який відповідає діаметру прохідного перетину (внутрішньому діаметру). Саме цей параметр зазвичай використовується як характерна ознака для водопровідних і газових труб. До того ж, від внутрішнього діаметра залежать гідравлічні та енергетичні втрати.

Зовнішній діаметр із заданим номінальним діаметром визначається товщиною стінки труби і мінімально впливає на тепловий опір під час передачі тепла від води до теплоносія. Товщину стінки не має сенсу розглядати як окрему змінну: її зменшення приводить до підвищення теплової ефективності і зниження матеріалоємності, тому її потрібно вибирати як мінімальну з наявного на ринку асортименту труб. Таким чином, з параметрів перерізу труби як змінну досить розглянути значення номінального (внутрішнього) діаметра, а зовнішній діаметр, по суті, є функцією номінального діаметра труби, а не додатковою змінною. При цьому номінальний діаметр може набувати лише дискретних значень відповідно до асортименту труб, наявних на ринку.

Другою змінною є загальна довжина труб трубної ґратки. Діапазон можливих значень — це інтервал від 0, або від певного мінімального значення, до заданого максимального значення, яке вибирається з раціональних міркувань або на основі попередніх розрахунків.

Загальна довжина трубної ґратки включає в себе не тільки прямі ділянки труб, але і криволінійні ділянки (рулони, що з'єднують паралельні прямі труби). Двох вибраних змінних достатньо для визначення площі поверхні теплообміну, матеріалоємності, гідравлічних втрат та інших характеристик теплообмінника.

В результаті умову задачі оптимізації можна записати таким чином:

$$\begin{cases} T_{OK}(D, L) = I_0(D, L)/E(D, L) \rightarrow \min, \\ D = \{D_1, \dots, D_n\}, \\ 0 < L \leq L_{\max}, \end{cases} \quad (2)$$

де D — діаметр труб, м; L — сумарна довжина труб, м.

Капітальні затрати на організацію теплонасосної системи тепlopостачання I_0 можуть бути пов'язані з розмірами трубної ґратки та лінійною функцією, яка включає незалежну від розмірів трубної ґратки складову I_{const} , пов'язану з розміром через коефіцієнт C_{TO}

$$I_0(D, L) = I_{const} + C_{TO}M(D, L) - I_{alt}, \quad (3)$$

де I_{const} — незалежна від розмірів трубної ґратки, складова капітальних затрат, грн; C_{TO} — величина сумарного збільшення вартості конструкції з кожного додаткового кілограма ваги трубної решітки, грн/кг; $M(D, L)$ — вага трубчатої ґратки як функція від D і L , кг; I_{alt} — витрати на організацію альтернативної, дешевшої системи прямого електричного нагріву, грн;

Витрати на альтернативну систему можна вважати нульовою, якщо така система вже існує або планується як резервна.

Річна вигода E визначається кількістю заощадженої електроенергії. У випадку прямого електрообігріву кількість спожитої електроенергії дорівнює кількості виробленої теплової енергії, яка

зокрема визначається потребами об'єктів. Уразі обігріву за допомогою системи ТН кількість тепла, що виділяється, має бути однаковою, а кількість витраченої електроенергії в кілька разів меншою. Енергетична ефективність ТНУ оцінюється коефіцієнтом перетворення ТН або коротко COP (Coefficient of Performance)

$$\mu_{HPS} = q_T / P, \quad (4)$$

де q_T — одержувана теплова потужність, Вт; P — споживана електрична потужність, Вт.

Температура водотоку знижується — COP зменшується: якщо температура води в джерелі зменшується (наприклад, взимку), температура кипіння фреону теж знижується для збереження теплового потоку. Це призводить до зниження тиску на вході в компресор, і компресору потрібно підвищити тиск ще більше, щоб досягти температури конденсації. Як результат: споживання електроенергії зростає, теплова продуктивність зменшується, COP падає. Температура водотоку зростає — COP підвищується: за теплішої води (наприклад, навесні або влітку) підвищується температура кипіння фреону і компресор працює з меншим перепадом тиску. Це означає менші енергозатрати та вищу теплову продуктивність, тому і збільшується значення COP.

Вираз (4) описує миттєвий коефіцієнт перетворення, значення якого залежить від поточних умов роботи ТНУ. Аналогічно можна виразити усереднений, за деякий період роботи коефіцієнт перетворення. Коефіцієнт перерахунку за певний період експлуатації можна виразити таким чином:

$$\mu_{HPS_{av}} = Q_{T_y} / W_{HPS}, \quad (5)$$

де Q_{T_y} — річна генерація теплоти ТНУ, кВт·год; W_{HPS} — річне споживання електроенергії на вироблення теплоти, кВт·год;

Враховуючи, що в разі прямого електричного нагріву затрати на електроенергію W_e дорівнюють виробленню теплоти Q_{T_y} , тоді отримуємо вираз для величини грошової економії від використання теплонасосної системи теплопостачання:

$$E = C_e (W_e - W_{HPS}) = C_e g \left(Q_{T_y} - \frac{Q_{T_y}}{\mu_{HPS_{av}}} \right) = C_e g Q_{T_y} \left(1 - \frac{1}{\mu_{HPS_{av}}} \right), \quad (6)$$

де C_e — вартість електроенергії, грн/кВт·год.

Величина середньорічного коефіцієнта перетворення ТНУ $\mu_{HPS_{av}}$ пов'язана з миттєвим коефіцієнтом установки μ_{HPS} а той і собі залежить від значень змінних оптимізації, а також від умов роботи установки.

Таким чином, функціями змінних оптимізації є величина середньорічного COP $\mu_{HPS_{av}}(D, L)$ і відповідно щорічна грошова економія $E(D, L)$. В результаті цільова функція може бути представлена у вигляді

$$T_{OK}(D, L) = \frac{I_{const} - I_{alt} + C_{TO} g M(D, L)}{C_e g Q_{T_y} (1 - 1/\mu_{HPS_{av}}(D, L))}, \quad (7)$$

де $\mu_{HPS_{av}}(D, L)$ — безрозмірний середньорічний коефіцієнт конверсії як функція від D і L .

Умови роботи ТНУ, такі як температура джерела НПТ, температура нагрітого теплоносія може непередбачувано змінюватися протягом циклу роботи установки протягом року. Відповідно, значення миттєвого коефіцієнта перетворення ТНУ не є постійним. Щоб розрахувати цільову функцію, потрібно знайти значення середньорічної установки COP. Передбачалося, що величина середньорічного COP з достатньою точністю для цієї задачі оптимізації відповідає миттєвому COP, розрахованому для найімовірніших умов роботи установки протягом опалювального сезону. Через це далі буде розглянуто тільки миттєвий коефіцієнт перетворення μ_{HPS} , зважаючи що він визначається для найімовірніших умов експлуатації установки і дорівнює середньорічному коефіцієнту перерахунку. Якщо оптимізація проводиться для установки, що містить ТН змінну потужність (інвертор ТН, з приводом змінної швидкості компресора), то частота обертання компресора (режим потужності ТН) стає ще однією змінною робочою умовою. Електрична потужність, споживана компресором у ТН, зростає зі збільшенням температури конденсації фреону. Щоб забезпечити необхідну подачу фреону від нижчого до вищого тиску, компресору доводиться виконувати більше роботи, тобто споживати більше електроенергії. При цьому розрахунок потрібно проводити для режиму, у якому передбачається найтриваліша робота ТН протягом опалювального періоду.

Аналітично виразити залежність $\mu_{HPsav}(D,L)$ і відповідно цільову функцію $T_{OK}(D, L)$ не видається можливим, оскільки параметри теплообмінника складним чином впливають на величину COP всієї установки.

Теплопродуктивність ТН, споживана ним електрична потужність, а також відношення цих величин, тобто коефіцієнт перетворення самого ТН, залежать, за інших рівних умов, від температури кипіння фреону у випарнику. Ці залежності зазвичай наводяться в характеристиках насоса у вигляді графіків або таблиць (частіше від температури теплоносія, що надходить у випарник, а не від температури кипіння фреону) і є індивідуальними для кожної моделі установки. Наявні узагальнені аналітичні залежності не враховують індивідуальних особливостей конкретних моделей ТН і часто істотно не збігаються з реальними залежностями. У зв'язку з цим оптимізаційний розрахунок передбачає використання табличних даних, наданих виробником пропонованого ТН або попередньо вимірених.

Також температура кипіння фреону, який так істотно впливає на показники ТНУ, в діючій установці близька до температури джерела НПТ, але завжди нижче її як мінімум на величину сумарного температурного градієнта в контурі відбору проб НПТ. Величина температурного градієнта залежить, зокрема, від термічного опору теплообмінника, який пов'язаний з геометричними параметрами трубчастої ґратки і переданого теплового потоку. При цьому величина теплового потоку, що відбирається ТН, залежить від температури теплоносія на вході у випарник. Впливає і витрата теплоносія в контурі. Очевидно, що розв'язання такої задачі вимагає використання методу ітерації.

На COP в цілому теплонасосної установки впливає потужність, що витрачається на циркуляцію теплоносія, яка також залежить від оптимізаційних змінних D і L . Передбачається, що продуктивність циркуляційного насоса (ЦН) буде налаштовуватися на підтримання оптимальної витрати з погляду загальної ефективності. Розглянемо функції тільки цих двох змінних оптимізації. Зв'язок коефіцієнта перетворення ТНУ зі змінними оптимізації, за інших таких самих умов, можна виразити таким чином:

$$\mu_{HPs}(D, L) = \frac{q_T(T_{ev}(D, L))}{P_{comp}(T_{ev}(D, L)) + P_{cp}(D, L) + P_{sc}}, \quad (8)$$

де $q_T(T_{ev}(D, L))$ — теплопродуктивність установки як функція від T_{ev} ; $P_{comp}(T_{ev}(D, L))$ — електрична потужність, яка спожита компресором ТН, як функція від T_{ev} , Вт; $P_{cp}(D, L)$ — електрична потужність, яку споживає циркуляційний насос, як функція від D і L , Вт; $T_{ev}(D, L)$ — температура кипіння фреону у випарнику ТН, як функція від D і L , К; P_{sc} — електрична потужність, яка споживається іншими компонентами ТН, Вт.

Аналітично виразити цільову функцію через змінні оптимізації неможливо, але можна обчислити значення COP і термін окупності для заданих значень D і L . З огляду на початкову дискретність значень діаметрів труб і відносну простоту необхідних розрахунків для сучасних персональних комп'ютерів, як метод оптимізації вибрано метод перебору [11]. Метод перебору полягає в знаходженні значень цільової функції для кожної комбінації змінних, які набувають дискретних значень із заданого діапазону, з подальшим аналізом отриманого масиву даних і знаходженням мінімальної точки цільової функції.

Крім оптимізації установки за терміном окупності методом перебору змінних D і L для кожного варіанта комбінацій цих змінних вимагає оптимізації до COP установки, де змінна оптимізації — це значення витрати теплоносія в контурі відбору НПТ. Для кожної комбінації параметрів трубної ґратки D і L можна визначити витрату теплоносія, за якої досягається максимальна ефективність ТНУ. У разі значної витрати теплоносія, COP установки знижується за рахунок значного збільшення гідравлічних витрат і, відповідно, витрат електроенергії на роботу ЦН.

У разі витрати менше оптимального, COP зменшується за рахунок погіршення теплообміну і викликаного цим зниження температури кипіння фреону у випарнику ТН. Передбачається, що для виготовленого теплообмінника з певними параметрами, регулюватиметься продуктивність ЦН для підтримки знайденого оптимального значення теплоносія. Ця оптимізація також буде проводитися методом перебору. Діапазон можливих витрат буде обмежений нулем і максимально можливими витратами, які забезпечуються підібраним ЦН. Оскільки ця оптимізація буде проводитися лише за однією змінною, то знаходження максимальної точки цільової функції для кожного варіанта ком-

бінацій D і L легко організовується автоматично в рамках алгоритму програми розрахунку.

Ключовою задачею для проведення оптимізації є розроблення методики розрахунку величини COP установки в залежності від значень змінних оптимізації та інших вихідних параметрів. Розрахунки повинні включати гідравлічний розрахунок контуру відбору НПТ, що не дуже складно, і тепловий розрахунок теплообмінника з урахуванням його роботи разом з ТН. Щоб провести тепловий розрахунок, необхідно підібрати модель, яка буде точно описувати реальний теплообмінник пропонованої конструкції.

Умови та припущення моделі будуть такими:

1. Трубчаста ґратка теплообмінника виготовляється з нерібристих трубок круглого перерізу, що є найтехнологічнішим і практичним варіантом.

2. Передбачається, що трубчаста ґратка буде розташовуватися у водотоку таким чином, щоб забезпечити поперечне обтікання труб. Поперечне обтікання за інших таких умов відповідає найінтенсивнішому теплообміну.

3. Теплообмінник буде розміщено в зоні активного потоку, і всі трубчасті ґратки омиватимуться водою з однаковою швидкістю, що відповідає середній швидкості потоку в місці встановлення теплообмінника.

4. Передбачається, що вода у водотоку під час протікання через теплообмінник охолоджується незначно, тому температура води у водотоку береться постійною.

5. Передбачається, що відмінність інтенсивності зовнішнього теплообміну в місцях вигину труб, де вони омиваються водою не поперечно, від такої для прямих ділянок з урахуванням переваги в трубній ґратці прямих ділянок, не вносить помітного впливу в загальну картину теплообміну. Це дає можливість розглядати всю трубчасту ґратку теплообмінника (або кожний незалежний канал в разі теплообмінника з поділом потоку теплоносія на кілька каналів) як одну суцільну трубку з довжиною, що відповідає сумарній довжині труб трубчастої ґратки.

6. Розрахунок буде проводитися на випадок роботи ТНУ в режимі відбору теплоти з водотоку. У цьому режимі температура теплоносія в трубах нижче, ніж температура води у водотоку.

7. Розрахунок проводиться для сталого режиму роботи ТНУ, тобто процес вважається квазістатичним.

Оскільки передбачається, що поверхня трубчастої ґратки може бути обмерзлою за певних умов, то для такої ситуації приймаються такі умови і припущення:

1. Передбачається, що лід на трубах утворюється за температури зовнішньої поверхні нижче $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

2. Розрахунок проводиться для стійкого стану обмерзання, тобто подальшого збільшення або зменшення кількості льоду на трубах не відбувається.

3. Товщина шару льоду вважається постійною по колу труби. Нерівномірність промерзання внаслідок впливу зустрічного потоку води не враховується.

З пунктів 1 і 2 також впливає, що поверхня крижаної кірки (температура на межі розділу лід-вода) після стабілізації процесу і припинення подальшого заморожування становить $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ і що межа зони обмерзання по довжині труби буде переріз, в якому температура зовнішньої стінки труби проходить через $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 2).

Тепловий розрахунок теплообмінника у вигляді трубчастої ґратки, яку занурено у водотік і працює за умов стійкого обмерзання, є важливим і нестандартним завданням. Оскільки навколо труб формується крижана кірка, яка відіграє роль додаткового теплоізоляційного шару і суттєво впливає на теплопередачу. Теплообмін за таких умов відбувається таким чином: вода, крижана кірка зі змінною товщиною, стінка трубки та фреон у випарнику. Тепловий потік тоді буде залежати від температури води (наприклад, $0\text{...}2\text{ }^{\circ}\text{C}$), температури кипіння фреону (нижче $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, наприклад, $-5\text{...}-10\text{ }^{\circ}\text{C}$) та сумарного термічного опору (вода, лід, стінка, фреон). Товщина крижаної кірки для стаціонарної задачі після стабілізації обмерзання буде залежати від інтенсивності теплового потоку (чим більше тепла відбирається, тим більше обмерзання), часу роботи ТН та термічного опору льоду.

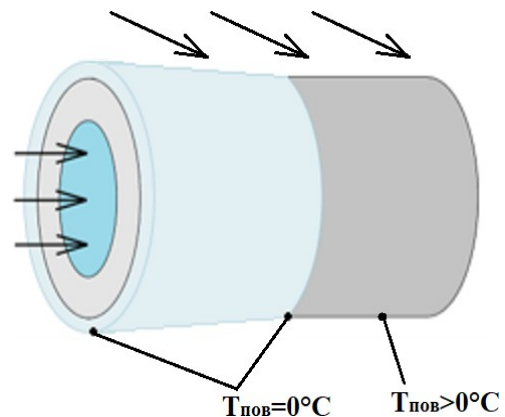


Рис. 2. Умови на поверхні труби теплообмінника за наявності часткового обмерзання по довжині, характерній для розглянутого встановленого режиму

Висновки

У результаті проведеного дослідження встановлено, що традиційні рішення із застосуванням донних колекторів на основі поліетиленових труб, хоча й відзначаються конструктивною простотою та невисокою вартістю, не завжди є ефективними в умовах проточних водотоків. Їхній теплообмінний потенціал суттєво обмежується низькою швидкістю води в зоні встановлення, що призводить до зниження ефективності вилучення низькопотенційної теплоти та відповідно зменшення загального коефіцієнта перетворення теплової енергії (COP) системи. Такий підхід часто призводить до перевитрати матеріалів і нерационального використання природного джерела енергії.

Альтернативним рішенням, досліджене в межах цієї роботи, є використання трубчастих ґраток, орієнтованих перпендикулярно до напрямку течії у зоні з підвищеною швидкістю руху води. Така геометрія дозволяє інтенсифікувати теплообмін між водним середовищем і теплоносієм у контурі ТН, суттєво підвищуючи COP системи. До того ж, запропонована конструкція є менш матеріаломісткою, що знижує капітальні витрати зі збереженням або навіть підвищенням енергоефективності.

Запропоновано проводити техніко-економічну оптимізацію ТНУ за критерієм терміну окупності, який комплексно враховує капітальні витрати на впровадження системи, експлуатаційні витрати (енергетичні, амортизаційні, витрати на захист водотоку, резервне джерело тепла, технічне обслуговування та дозволи на забір тепла з природного водного об'єкта) та річну економію електроенергії у порівнянні з традиційними джерелами тепла, зокрема прямим електрообігрівом. Обґрунтовано, що ключовими параметрами оптимізації є внутрішній діаметр труб та загальна довжина трубчастої решітки. Саме вони визначають як гідравлічний опір системи, так і площу теплообміну, безпосередньо впливаючи на COP та економічну ефективність функціонування ТНУ.

Отримані результати підтверджують, що оптимізація зазначених параметрів дозволяє досягти збалансованої схеми, яка забезпечує високу енергетичну ефективність за помірних інвестиційних витрат. Такий підхід дозволяє не лише зменшити витрати електроенергії, але й забезпечити стабільну та економічно вигідну роботу системи впродовж усього опалювального періоду. Запропоноване рішення є перспективним для впровадження в системах тепlopостачання малих населених пунктів, об'єктів соціальної інфраструктури або приватних будинків, розташованих поблизу водотоків.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] А. О. Редько, М. Н. Безродний, М. В. Загорученко, О. Ф. Редько, Г. С. Ратушняк, і М. І. Хмельнюк, *Низькопотенційна енергетика*. Харків, Україна: ТОВ «Друкарня Мадрид», 2016, 412 с.
- [2] ДСТУ Б В.2.5-44:2010, *Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами*. Національний стандарт України, чинний від 2010-09-01. Київ, 2010, 46 с.
- [3] Г. Г. Півняк, та ін., *Традиційні та нетрадиційні системи енергозабезпечення урбанізованих і промислових територій України*, моногр., Г. Г. Півняк, заг. ред. Дніпро, Україна: Національний гірничий університет, 2013, 333 с.
- [4] О. І. Ободянська і А. С. Бровко, «Особливості функціонування теплових насосів в системах тепло- та холодопостачання,» у *Матеріали І науково-технічної конференції ФБТЕГП ВНТУ*. [Електронний ресурс], Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fbtegp/all-fbtegp-2021/paper/view/11737>.
- [5] В. Б. Горбань, та ін., *Енергоефективність та енергозбереження: економічний, технікотехнологічний та екологічний аспекти*, моногр. Полтава, Україна: ПП «Астрия», 2019, 312 с.
- [6] О. Ю. Співак і Н. В. Резидент, *Тепломасообмін*. Вінниця, Україна: ВНТУ, 2021, 113 с.
- [7] С. А. Бобров, *Енергетична безпека держави*. Київ, Україна: Університет економіки та права, ВНЗ «КРОК», 2013, 306 с.
- [8] О. І. Ободянська, О. А. Іванов і К. Р. Войновський, «Використання енергії навколишнього середовища за допомогою теплових насосів,» на *Інноваційні технології в будівництві*, Міжна. наук.-техн. конф. [Електронний ресурс], Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/itb/itb2020/paper/view/10834>.
- [9] О. І. Ободянська, О. А. Іванов і К. Р. Войновський, «Альтернативні джерела енергії, як енергоносії,» на *Енергоефективність в галузях економіки України*, Міжна. наук.-техн. конф. [Електронний ресурс], Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/egeu/egeu2021/paper/view/13932>.
- [10] *Енергетична стратегія України на період до 2050 року*: офіційний текст станом на 21.04.2023 [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/373-2023-%D1%80#Text>. Дата звернення 19.03.2025.
- [11] Л. Р. Ладієва, *Методи оптимізації та пошуку оптимальних рішень*. Київ, Україна: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2023, 73 с.

Рекомендована кафедрою інженерних систем у будівництві ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 21.04.2025

Слободян Наталія Михайлівна — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри інженерних систем у будівництві, e-mail: NSlobodian61@gmail.com ;

Ободянська Ольга Ігорівна — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри інженерних систем у будівництві, e-mail: olha.obodyanska@i.ua ;

Гончарук Віктор Олександрович — аспірант кафедри інженерних систем у будівництві, e-mail: sanderlend@ukr.net

N. M. Slobodian¹
O. I. Obodianska¹
V. O. Goncharuk¹

Techno-Economic Optimization of Heat Pump-Based Heating Systems Utilizing Heat Extraction from Watercourses

¹Vinnitsia National Technical University

The paper examines the techno-economic aspects of implementing heat pump units (HPUs) in heating systems based on the utilization of low-grade heat (LGH) from natural water sources, particularly river watercourses. Heat pump systems can efficiently use natural resources to meet energy demands, which is a crucial factor in reducing energy consumption and minimizing environmental impact. The advantages of employing a closed-loop heat extraction system with a circulating antifreeze heat transfer fluid are substantiated, ensuring reliable system operation during winter and reducing the risk of ice formation in heat exchangers.

Several design configurations of heat exchangers for extracting heat from aquatic environments are presented. These configurations enhance heat transfer efficiency and reduce hydraulic losses in the system. The study also analyzes the drawbacks of conventional bottom collectors made from polyethylene pipes, including their high material consumption, complex installation, and susceptibility to clogging, which ultimately reduces overall system efficiency. As an alternative, the use of tubular grates oriented perpendicular to the flow direction is proposed. This approach improves heat exchange, reduces hydraulic resistance, and enhances heat extraction efficiency by increasing the contact surface area between the heat transfer fluid and the water environment. Such a solution significantly reduces the system's operational costs and ensures a more stable and reliable heating process.

The research addresses key parameters such as hydraulic resistance, material costs, optimal heat transfer fluid selection, and other operational characteristics that impact the overall economic efficiency of the system. A techno-economic optimization problem for the heat exchanger design is formulated, considering two variables — pipe diameter and total pipe length. The optimization criterion is the minimization of the system's payback period compared to a baseline option of direct electric heating. Mathematical model is developed to determine economically feasible design parameters for the heat exchanger, accounting for HPU performance, capital investment, and potential energy savings. Conclusions are drawn regarding the potential for widespread adoption of river-sourced heat pump systems in sustainable heating practices, highlighting their capacity to reduce energy costs and environmental impact.

Keywords: heat supply, heat pump unit, low-grade heat of flow, watercourses, optimization, coefficient of performance (COP), heat transfer, heat and mass transfer, techno-economic indicators, energy efficiency, heat exchanger, payback period, tubular grates, hydraulic resistance.

Slobodian Natalia M. — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of the Chair of Engineering Systems in Construction, e-mail: NSlobodian61@gmail.com ;

Obodianska Olha I. — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of the Chair of Engineering Systems in Construction, e-mail: olha.obodyanska@i.ua ;

Goncharuk Viktor O. — Post-Graduate Student of the Chair of Engineering Systems in Construction, e-mail: sanderlend@ukr.net