

ІНЖЕНЕРНІ МЕРЕЖІ БУДІВЕЛЬ ТА СПОРУД

УДК 621.577:519.876

DOI: 10.31649/2311-1429-2026-1-206-212

Н. М. Слободян
О. І. ОбодянськаМАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОТИ
ГЕОТЕРМАЛЬНОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Вінницький національний технічний університет

У статті розглянуто питання підвищення енергоефективності систем теплопостачання на основі геотермальних теплових насосів шляхом удосконалення підходів до математичного моделювання та оптимізації режимів їх роботи. Проаналізовано особливості використання низькопотенційної теплової енергії ґрунтового масиву та обґрунтовано доцільність застосування розсолно-водяних теплових насосів, що характеризуються стабільністю теплових параметрів та низькою залежністю від зовнішніх кліматичних умов.

Розроблено узагальнену математичну модель функціонування геотермального теплового насоса, яка враховує взаємозв'язок між вхідними, вихідними та керуючими параметрами процесу теплопередачі. Запропонована модель дозволяє досліджувати вплив температурних режимів, витрат теплоносія, потужності компресора та коефіцієнта термодинамічної досконалості на ефективність роботи установки. Як критерій оцінювання ефективності використано коефіцієнт перетворення (COP), що відображає співвідношення між отриманою тепловою енергією та витратами електроенергії.

На основі проведених розрахунків встановлено закономірності зміни коефіцієнта термотрансформації залежно від температури геотермального теплоносія на вході та температури теплоносія в опалювальному контурі. Показано, що максимальні значення COP досягаються за умов мінімальної різниці температур між джерелом низькопотенційної енергії та системою теплопостачання, що підтверджує ефективність застосування низькотемпературних систем опалення.

Окрему увагу приділено дослідженню впливу ступеня перегріву холодоагенту у випарнику на енергетичні показники теплового насоса. Встановлено, що зменшення перегріву в допустимих межах сприяє підвищенню коефіцієнта перетворення: до 25 % для низькотемпературних режимів та до 15 % для високотемпературних. Обґрунтовано доцільність використання сучасних електронних терморегулюючих вентилів, які забезпечують адаптивне регулювання перегріву та підвищують надійність роботи компресорного обладнання.

Ключові слова: геотермальний тепловий насос, коефіцієнт термотрансформації (COP), теплопостачання, енергоефективність, низькопотенційна тепла енергія, холодоагент, перегрів, терморегулюючий вентиль, теплообмін, оптимізація, математична модель, випарник.

Стаття надійшла до редакції / Received 23.02.2026
Прийнята до друку / Accepted 13.04.2026
Опубліковано / Published 29.05.2026



This is an Open Access article distributed under the terms of the [Creative Commons CC-BY 4.0](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

© Слободян Н.М., Ободянська О.І.

Вступ

Повітряне середовище, водні ресурси, а також інші газоподібні та рідинні компоненти довкілля акумулюють значні обсяги низькопотенційної теплової енергії. Використання термотрансформаційних установок дає можливість підвищувати температурний рівень цієї енергії та застосовувати її для систем теплопостачання [1]. Одночасно зі зниженням температури джерела теплоти виникає можливість відведення надлишкової теплоти, що може бути використано для охолодження об'єктів. Відповідно до другого закону термодинаміки, процес перенесення теплоти від середовища з нижчою температурою до вищого температурного рівня потребує підведення зовнішньої енергії. При цьому ефективність трансформаторів тепла полягає в тому, що кількість переданої теплоти перевищує витрати енергії на їх роботу [2].

На сучасному етапі найбільшого поширення набули розсолно-водяні теплові насоси, які здійснюють відбір теплоти з ґрунтового масиву за допомогою підземних теплообмінних контурів або геотермальних зондів. Завдяки відносній стабільності температурного режиму ґрунту протягом року такі системи характеризуються низькою залежністю від кліматичних умов і здатні забезпечувати надійне теплопостачання навіть у періоди значного зниження температури зовнішнього повітря [3]. Конструктивно геотермальні теплові насоси функціонують на основі двох контурів. У первинному контурі циркулює теплоносій (розсіл), який, рухаючись трубопроводами, розміщеними у ґрунті, нагрівається до температури порядку 5 – 12 °С. Отримана тепла енергія передається до холодильного контуру установки, де за рахунок термодинамічного циклу

забезпечується підвищення температури теплоносія до рівня 35 – 65 °С, необхідного для потреб систем тепlopостачання.

Температурний режим ґрунтів на глибинах понад 5 – 10 м залишається практично незмінним упродовж року і становить, як правило, 8 – 12 °С (у середньому близько 10 °С), при цьому сезонні коливання є незначними і, як правило, не перевищують 1 – 3 °С. Інтенсивність тепловідбору з ґрунту значною мірою визначається його фізико-механічними характеристиками та вологістю. Найбільш ефективними з точки зору теплопередачі є водонасичені піщано-гравійні ґрунти, тоді як вологі глинисті ґрунти також характеризуються достатньо високою теплопровідністю і широко поширені, зокрема, в регіонах Полісся [3 – 5].

Постановка проблеми

Питання підвищення енергоефективності систем тепlopостачання на основі геотермальних теплових насосів тісно пов'язане з удосконаленням підходів до моделювання їх робочих процесів та оптимізації режимів експлуатації. Незважаючи на значну кількість досліджень у сфері використання низькопотенційних джерел енергії, недостатньо уваги приділяється комплексному врахуванню взаємного впливу температурних режимів, параметрів теплоносіїв, а також конструктивних і регулювальних характеристик обладнання на ефективність роботи теплового насоса. Особливо актуальними залишаються питання визначення раціональних режимів роботи геотермальних теплових насосів з урахуванням змін температури джерела теплоти, параметрів системи тепlopостачання та умов тепловідбору з ґрунтового масиву. Існуючі підходи, як правило, базуються на спрощених залежностях і не дозволяють у повній мірі оцінити вплив сукупності факторів, зокрема ступеня перегріву холодоагенту, характеристик терморегулюючих пристроїв та змінних експлуатаційних умов, на коефіцієнт перетворення теплового насоса. Таким чином, виникає науково-практичне завдання, що полягає у розробленні адекватної математичної моделі роботи геотермального теплового насоса, яка дозволяє врахувати основні вхідні, вихідні та керуючі параметри процесу теплопередачі та забезпечити можливість дослідження їх впливу на енергетичну ефективність системи. Важливим аспектом є встановлення закономірностей зміни коефіцієнта перетворення залежно від температурних режимів роботи та величини перегріву холодоагенту у випарнику.

Основна частина

Енергетична ефективність теплових насосів характеризується коефіцієнтом термотрансформації або коефіцієнтом перетворення (Coefficient of Performance, COP). Зазначений показник відображає відношення кількості теплової енергії, що передається в систему тепlopостачання, до витрат електричної енергії, необхідної для функціонування установки. У теоретичному випадку цей коефіцієнт відповідає ідеальній тепловій машині та визначає кратність перевищення корисного теплового ефекту над витратами енергії [6]:

$$COP = \frac{T_{\text{вих}}}{T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}}}; \quad (1)$$

де $T_{\text{вих}}$ – температура рідини, що виходить із теплового насоса °С;

$T_{\text{вх}}$ – температура рідини, що входить у тепловий насос °С.

Однак у реальних умовах значення COP є нижчим за теоретичне через наявність втрат, пов'язаних із необоротністю термодинамічних процесів у випарнику та конденсаторі, а також механічними та електричними втратами в компресорі та приводі. Узагальнена оцінка цих втрат враховується через коефіцієнт термодинамічної досконалості h , значення якого, як правило, знаходиться в межах 0,4 – 0,6. З урахуванням зазначених факторів аналітичний вираз для визначення COP уточнюється відповідним коригуючим множником [7]:

$$COP = h \cdot \frac{T_{\text{вих}}}{T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}}}; \quad (2)$$

Незважаючи на зниження фактичного значення коефіцієнта перетворення порівняно з ідеалізованим випадком, теплові насоси залишаються високоефективними установками, оскільки забезпечують отримання теплової енергії, що в кілька разів перевищує витрати електроенергії.

Споживання електричної енергії тепловим насосом при забезпеченні заданого теплового навантаження визначається сукупністю природних і технологічних чинників, зокрема температурними параметрами джерела та споживача теплоти, витратами теплоносіїв, а також конструктивними характеристиками обладнання. Для комплексного аналізу впливу цих факторів

розроблено математичну модель функціонування теплового насоса, яка описується узагальненим співвідношенням:

$$F_i(X, Y, Z, t) = 0 \quad (3)$$

де $X = (x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)t$ – змінна вхідних параметрів;
 $Y = (y_1, y_2, y_3, \dots, y_n)t$ – змінна вихідних параметрів;
 $Z = (z_1, z_2, z_3, \dots, z_n)t$ – змінна керуючих параметрів;
 t – час.

До складу вхідних параметрів віднесено величини, що визначають початкові умови роботи системи, тоді як вихідні параметри формуються в результаті реалізації термодинамічного циклу і залежать як від вхідних даних, так і від керуючих впливів. Керуючі параметри представляють собою змінні, на які можливе цілеспрямоване регулювання з метою підвищення ефективності процесу теплопередачі. Функціональна структура математичної моделі роботи геотермального насоса передбачає розподіл параметрів на групи, що описують процеси теплообміну у ґрунтовому контурі та контурі споживача теплоти та представлено на рисунку 1.

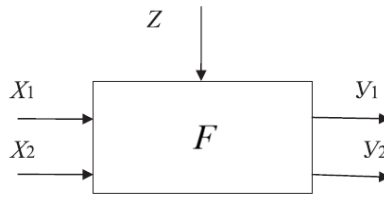


Рисунок 1 – Схема функціональної математичної моделі процесу нагрівання холодоносія та охолодження теплоносія за допомогою теплового насоса

Представлені змінні інтерпретуємо наступним чином:

$X_1 = (t_{x1}, G_{x1}, N, h)$ – перша вхідна змінна, де t_{x1} – початкова температура геотермального теплоносія, °C; G_{x1} – витрата геотермального теплоносія, кг/с; N – потужність компресора теплового насоса, кВт; h – коефіцієнт термодинамічної досконалості теплового насоса, що враховує втрати тепла.

$X_2 = (t_{x2}, G_{x2})$ – друга вхідна змінна, де t_{x2} – початкова температура теплоносія, що нагрівається, °C; G_{x2} – витрата теплоносія, що нагрівається, кг/с.

$Y_1 = (t_{y1}, G_{y1}, q_1)$ – перша вихідна змінна, де t_{y1} – кінцева температура геотермального теплоносія, °C; G_{y1} – витрата геотермального теплоносія, кг/с; q_1 – тепловий потік, що відбирається у геотермального теплоносія (холодопродуктивність теплового насоса), Вт.

$Y_2 = (G_{y2}, q_2)$ – друга вихідна змінна, де G_{y2} – витрата теплоносія, що нагрівається, кг/с; q_2 – тепловий потік, що надходить до теплоносія, що нагрівається (теплопродуктивність теплового насоса), Вт.

$Z = (t_{y2})$ – керуюча змінна, де t_{y2} – кінцева температура теплоносія, що нагрівається, °C.

Отримуємо вирази для функціональної математичної моделі теплового насоса:

$$Y_1 = F_1(X_1, X_2, Z) = F_1(t_{x1}, G_{x1}, q_1, t_{x2}, G_{x2}, N, h, t_{y2}, q_2) \quad (9)$$

$$Y_2 = F_2(X_1, X_2, Z) = F_2(t_{x1}, G_{x1}, q_1, t_{x2}, G_{x2}, N, h, t_{y2}, q_2) \quad (10)$$

На першому етапі дослідження проведено аналіз залежності коефіцієнта перетворення від температури розсолу на вході в тепловий насос та температури теплоносія в опалювальному контурі. Розрахунки виконувалися для діапазону температур розсолу від -5 до 15 °C і температури води 35 – 65 °C при значенні коефіцієнта термодинамічної досконалості $h = 0,5$. Результати розрахунків наведено в таблиці 1.

Таблиця 1

**Величини коефіцієнтів термотрансформації (COP)
для різних значень температури на вході та виході із теплового насоса**

$T_{вх}, ^\circ C$	$T_{вих}, ^\circ C$			
	35	45	55	65
1	2	3	4	5
-5	3,35	2,68	2,23	1,91
-3	3,55	2,81	2,33	1,99
0	3,90	3,03	2,48	2,10
3	4,31	3,29	2,65	2,23

Продовження табл. 1

1	2	3	4	5
5	4,63	3,48	2,78	2,32
7	5,00	3,68	2,92	2,41
10	5,66	4,04	3,14	2,57
13	6,5	4,47	3,4	2,75
15	7,20	4,80	3,60	2,88
COP				

Отримані результати показали, що максимальні значення COP досягаються за умов мінімальної різниці температур між джерелом низькопотенційної теплоти та опалювальним контуром. Графічно залежність коефіцієнта термотрансформації від двох факторів – температури на вході та виході із геотермального насоса представлено на рисунку 2. Даний графік підтверджує доцільність використання низькотемпературних систем теплопостачання

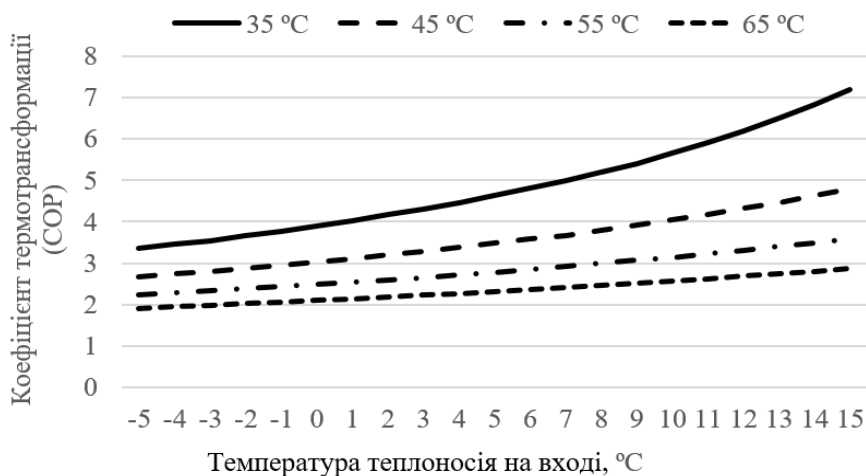


Рисунок 2 – Залежність величини COP від температур на вході та виході із геотермального насоса

Ключовим елементом, який визначає ефективність теплопередачі, є випарник теплового насоса, де відбувається фазовий перехід холодоагенту. Регулювання процесу здійснюється за допомогою терморегулюючого вентиля, який забезпечує оптимальний ступінь заповнення випарника та запобігає потраплянню рідкої фази у компресор. Терморегулюючий вентиль налаштовується на певну різницю температур (зазвичай у межах 6 – 9 °C між температурою кипіння холодоагенту та його температурою на виході з випарника), що контролюється термобалоном. Тобто наперед створюється деякий перегрів холодоагенту, щоб кипіння обов'язково закінчилося до входу в компресор. Однак з підвищенням перегріву збільшується температура пари, що виходить з випарника, і підвищується його щільність, що вимагатиме великих витрат енергії на його подальше стиснення. Іншими словами, занадто великий перегрів пари може призвести до фізичного перегріву компресора [8].

Зменшення різниці між температурою кипіння у випарнику та температурою на виході веде до збільшення COP, тому важливо, щоб перегрів холодоагенту був мінімальним. Теоретично це неважко зробити, налаштувавши відповідним чином вентиль, але при зміні температури води в опалювальному контурі (наприклад, при помітній зміні температури повітря в приміщенні, що опалюється) можливе попадання рідини в компресор і, як наслідок, вихід його з ладу [9].

Сучасні безінерційні електронні терморегулюючі вентиля забезпечують адаптивне керування процесом перегріву, що дозволяє підтримувати його на мінімально допустимому рівні за змінних умов експлуатації. Використання таких систем регулювання сприяє підвищенню енергоефективності та надійності роботи теплового насоса. Для вимірювання перегріву використовують датчики температури виходу з випарника холодоагенту та вимірювач тиску кипіння. Контролер плавно зменшує значення перегріву до того моменту, поки пульсація тиску не перевищуватиме певного значення і навпаки, коли значення пульсацій перевищать допустимий рівень, перегрів плавно збільшуватиметься, тим самим забезпечуючи максимальну ефективність роботи випарника на всіх режимах [2, 3].

На основі запропонованої математичної моделі проведено дослідження впливу величини перегріву на коефіцієнт термотрансформації. Виходячи з того, що з точки зору термодинаміки зменшення різниці між температурою кипіння холодоагенту та його температурою на виході з випарника еквівалентно відповідного зниження температури теплоносія в контурі опалення [10]. Результати розрахунків представлено у таблиці 2. Було встановлено, що зменшення перегріву з $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ призводить до суттєвого зростання COP: до 25% для низькотемпературного режиму ($35\text{ }^{\circ}\text{C}$) та до 15% для високотемпературного режиму ($65\text{ }^{\circ}\text{C}$), що дозволить зменшити споживання електроенергії. Отримані залежності підтверджують доцільність оптимізації режимів роботи теплового насоса шляхом мінімізації перегріву за умови забезпечення надійної роботи компресора.

Таблиця 2

**Величини коефіцієнтів термотрансформації (COP)
для різних значень температури перегріву холодоагенту у випарнику**

$\Delta T, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{вих}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$			
	35	45	55	65
10	1	1	1	1
9	1,02	1,02	1,02	1,01
8	1,05	1,04	1,03	1,03
7	1,07	1,06	1,05	1,04
6	1,10	1,08	1,07	1,06
5	1,13	1,10	1,08	1,07
4	1,16	1,12	1,10	1,09
3	1,19	1,15	1,12	1,10
2	1,22	1,17	1,14	1,12
1	1,25	1,20	1,16	1,14

COP

Динаміка зміни величини COP залежно від ступеня перегріву випарника та режиму роботи теплового насоса представлено на рисунку 3.

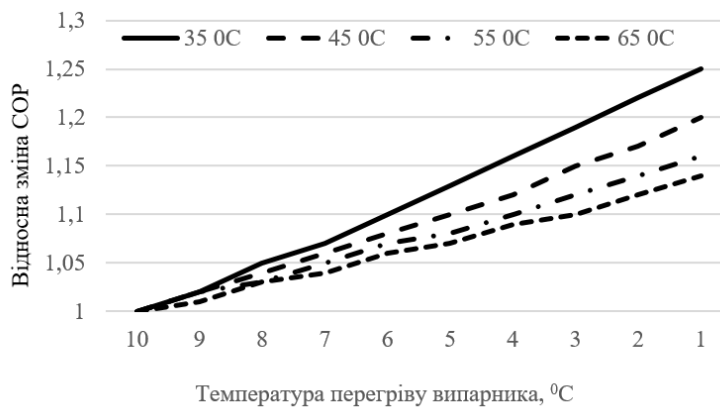


Рисунок 3 – Відносні зміни величин COP при коливаннях температури перегріву випарника теплового насоса

Висновки

Результати проведеного моделювання функціонування теплових насосів дозволяють визначити основні напрями підвищення їх ефективності. Передусім доцільним є застосування низькотемпературних систем опалення, для яких характерні вищі значення коефіцієнта перетворення. Недостатній температурний напір у таких системах може бути компенсований шляхом збільшення площі теплообмінних поверхонь опалювальних приладів, зокрема за рахунок використання систем «теплої підлоги». Крім того, важливим фактором підвищення ефективності є впровадження електронних терморегулюючих вентилів, які забезпечують точне та стабільне підтримання мінімально допустимого перегріву холодоагенту у випарнику, що сприяє раціональному використанню електричної енергії.

Водночас застосування теплового насоса як єдиного джерела теплоти для покриття всього теплового навантаження будівлі є недоцільним. У разі моновалентного режиму виникає необхідність встановлення обладнання із завищеною потужністю, розрахованою на екстремально низькі температури зовнішнього повітря, що призводить до неефективного використання його

ресурсу протягом значної частини опалювального періоду. Отримані результати дозволяють сформулювати практичні рекомендації щодо оптимізації режимів роботи геотермальних теплових насосів, зокрема використання низькотемпературних систем теплопостачання та впровадження сучасних засобів автоматичного регулювання. Це сприяє підвищенню енергоефективності інженерних систем будівель і зниженню експлуатаційних витрат.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Редько А. О., Безродний М. Н., Загорученко М. В., Редько О. Ф., Ратушняк Г. С., Хмельнюк М. І. Низькопотенціальна енергетика. Харків, Україна: ТОВ «Друкарня Мадрид», 2016. 412 с.
- [2] Арсенєв В. М., Мелейчук С. С. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку: навч. посіб. Суми: Сумський державний університет, 2018. 364 с.
- [3] Півняк Г. Г., Бешта О. С., Табаченко М. М. [та ін.] Традиційні та нетрадиційні системи енергозабезпечення урбанізованих і промислових територій України: монографія / за заг. ред. Г. Г. Півняка. Дніпро, Україна: Національний гірничий університет, 2013. 333 с.
- [4] Ободянська О. І., Бровко А. С. Особливості функціонування теплових насосів в системах тепло- та холодопостачання // Матеріали L науково-технічної конференції ФБТЕГП ВНТУ [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fbtegp/all-fbtegp-2021/paper/view/11737> (дата звернення: 10.01.2026).
- [4] Слободян Н. М., Ободянська О. І., Гончарук В. О. Теплопостачання на базі теплонасосних систем: техніко-економічна оптимізація у разі забору тепла з водотоків // Вісник Вінницького політехнічного інституту. 2025. № 3. С. 63–71.
- [6] ДСТУ Б В.2.5-44:2010. Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами. Чинний від 01.09.2010. Київ, 2010. 46 с.
- [7] Горбань В. Б., Макаренко П. М., Калініченко О. В., Аранчій В. І. [та ін.] Енергоефективність та енергозбереження: економічний, техніко-технологічний та екологічний аспекти: монографія. Полтава, Україна: ПП «Астрая», 2019. 312 с.
- [8] Слободян Н. М., Ободянська О. І., Гончарук В. О. Вибір повітряних теплових насосів для систем автономного теплопостачання // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві. 2025. № 1. С. 176–184.
- [9] Енергетична стратегія України на період до 2050 року: офіц. текст станом на 21.04.2023 [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/373-2023-%D1%80#Text> (дата звернення: 13.03.2026).
- [10] Бобров С. А. Енергетична безпека держави. Київ, Україна: Університет економіки та права, ВНЗ «КРОК», 2013. 306 с.

REFERENCES

- [1] Redko A. O., Bezrodnyi M. N., Zahoruchenko M. V., Redko O. F., Ratushniak H. S., Khmelniuk M. I. Nyzkopotentsialna enerhetyka. Kharkiv, Ukraina: TOV «Drukarnia Madryd», 2016. 412 s.
- [2] Arseniev V. M., Meleichuk S. S. Teplovi nasosy: osnovy teorii i rozrakhunku: navch. posib. Sumy: Sums'kyi derzhavnyi universytet, 2018. 364 s.
- [3] Pivniak H. H., Beshta O. S., Tabachenko M. M. [ta in.] Tradytsiini ta netradytsiini systemy enerhozabezpechennia urbanizovanykh i promyslovykh terytorii Ukrainy: monohrafiia / za zah. red. H. H. Pivniaka. Dnipro, Ukraina: Natsionalnyi himychnyi universytet, 2013. 333 s.
- [4] Obodianska O. I., Brovko A. S. Osoblyvosti funktsionuvannia teplovykh nasosiv v systemakh teplo- ta kholodopostachannia // Materialy L naukovo-tekhnichnoi konferentsii FBTEHP VNTU [Elektronnyi resurs]. Rezhym dostupu: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fbtegp/all-fbtegp-2021/paper/view/11737> (data zvernennia: 10.01.2026).
- [5] Slobodian N. M., Obodianska O. I., Honcharuk V. O. Vybir povitrianykh teplovykh nasosiv dlia system avtonomnoho teplopustachannia // Suchasni tekhnolohii, materialy i konstruktsii v budivnytstvi. 2025. № 1. S. 176–184.
- [9] Enerhetychna stratehiia Ukrainy na period do 2050 roku: ofits. tekst stanom na 21.04.2023 [Elektronnyi resurs]. Rezhym dostupu: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/373-2023-%D1%80#Text> (data zvernennia: 13.03.2026).
- [10] Bobrov Ye. A. Enerhetychna bezpeka derzhavy. Kyiv, Ukraina: Universytet ekonomiky ta prava, VNZ «KROK», 2013. 306 s.

Слободян Наталія Михайлівна — к.т.н., доцент кафедри інженерних систем у будівництві. Факультет будівництва, цивільної та екологічної інженерії, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, email: NSlobodian61@gmail.com, ORCID 0000-0002-2111-1434.

Ободянська Ольга Ігорівна — к.т.н., доцент кафедри інженерних систем у будівництві. Факультет будівництва, цивільної та екологічної інженерії, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, email: olha.obodyanska@i.ua, ORCID 0000-0003-4464-3537.

N. Slobodian
O. Obodianska

MATHEMATICAL MODEL AND OPTIMIZATION OF GEOHERMAL HEAT PUMP OPERATION

Vinnytsia National Technical University

The article considers the issue of increasing the energy efficiency of heat supply systems based on geothermal heat pumps by improving approaches to mathematical modeling and optimizing their operating modes. The features of using low-potential thermal energy of the soil massif are analyzed and the feasibility of using brine-water heat pumps, which are characterized by stability of thermal parameters and low dependence on external climatic conditions, is substantiated.

A generalized mathematical model of the functioning of a geothermal heat pump is developed, which takes into account the relationship between the input, output and control parameters of the heat transfer process. The proposed model allows studying the influence of temperature regimes, coolant consumption, compressor power and thermodynamic perfection coefficient on the efficiency of the installation. The conversion coefficient (COP) is used as a criterion for assessing efficiency, reflecting the ratio between the received thermal energy and electricity consumption.

Based on the calculations, the patterns of changes in the thermal transformation coefficient depending on the temperature of the geothermal heat carrier at the inlet and the temperature of the heat carrier in the heating circuit were established. It was shown that the maximum COP values are achieved under conditions of a minimum temperature difference between the low-potential energy source and the heat supply system, which confirms the effectiveness of the use of low-temperature heating systems.

Special attention was paid to the study of the influence of the degree of refrigerant overheating in the evaporator on the energy performance of the heat pump. It was established that reducing overheating within permissible limits contributes to an increase in the conversion coefficient: up to 25% for low-temperature modes and up to 15% for high-temperature modes. The feasibility of using modern electronic temperature-regulating valves, which provide adaptive regulation of overheating and increase the reliability of compressor equipment, was substantiated.

Key words: *geothermal heat pump, thermal transformation coefficient, heat supply, energy efficiency, low-potential thermal energy, refrigerant, overheating, temperature control valve, heat exchange, optimization, mathematical model, evaporator.*

Slobodian Natalia M. – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of the Chair of Engineering Systems in Construction, Faculty of Construction, Civil and Environmental Engineering, Vinnytsia national technical university, Vinnytsia city, email: NSlobodian61@gmail.com, ORCID 0000-0002-2111-1434.

Obodianska Olha I. – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of the Chair of Engineering Systems in Construction, Faculty of Construction, Civil and Environmental Engineering, Vinnytsia national technical university, Vinnytsia city, email: olha.obodyanska@i.ua, ORCID 0000-0003-4464-3537.