

DOI 10.15589/jnn20160108
 УДК 621.577+697.1
 Б39

OPTIMAL CHARACTERISTICS OF GROUND HEAT EXCHANGERS FOR HEAT PUMP HEATING SYSTEMS

ОПТИМАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГРУНТОВИХ ТЕПЛОБМІННИКІВ ДЛЯ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ

Mykhailo K. Bezrodnyi
 m.bezrodny@kpi.ua
 ORCID: 0000-0002-0788-5011

Natalia O. Prytula
 nprytula@ukr.net
 ORCID: 0000-0002-3500-5165

М. К. Безродний
 д-р техн. наук, проф.

Н. О. Пригула
 канд. техн. наук, асист.

*National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv
 Національний технічний університет України «Київський політехнічний
 інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ*

Abstract. The paper considers the determination of the rational correlation between the characteristics of the horizontal / vertical ground heat exchanger (HHE / VGHE) such as the pipe length of one contour / well depth, pipe diameter, coolant velocity in the lower contour of the heat pumping system (HPS), depending on the conditions of the HHE / VGHE operation (intensity of the heat removal from the soil) and HPS (temperatures of the upper and lower heat source). These characteristics should ensure optimal coolant velocity in the lower HPS contour, which will provide minimum specific electricity consumption for heating consumer in general. As a result of numerical studies based on the analysis of the system of equations of the energy expenditures and heat balance of individual elements of the heat pump system, it was established that there are optimal values of the coolant velocity and corresponding minimum specific costs of external energy for the HPS heating. On the basis of this relationship, the characteristics of the soil heat exchangers were obtained; they ensure minimum total energy costs for the heating HPS. It was determined that for the large well depths the use of small-diameter pipes becomes impractical due to the large hydraulic losses. In turn, the hydraulic losses considerably increase with the depth of the well with large heat flow from soil, which requires the transition to larger tube diameter of the heat exchanger. It was established that with providing the optimal coolant velocity in the lower contour the energy expenditures for the HPS with vertical ground heat exchangers in the entire range of the VGHE parameters do not exceed the value of 0.275. This corresponds to the value of equivalent transformation ratio of the low temperature water HPS heating of at least 3.6 and evidences of sufficient effectiveness of the system.

Keywords: heat pump; horizontal / vertical ground heat exchanger; low temperature heating system; minimum unit cost of external energy.

Анотація. Визначено раціональні співвідношення між характеристиками горизонтального / вертикального ґрунтового теплообмінника (ГТО/ВГТО), таких як довжина труби одного контуру/ глибина свердловини, діаметра труби, швидкості руху теплоносія в нижньому контурі теплонасосної системи (ТНС) в залежності від умов роботи ГТО/ВГТО (інтенсивність відбору теплоти від ґрунту) та ТНС (температури верхнього та нижнього джерела теплоти). Дані характеристики повинні забезпечити оптимальну швидкість теплоносія в нижньому контурі ТНС, що дозволить отримати мінімальні питомі витрати електроенергії на ТНС теплопостачання в цілому.

Ключові слова: тепловий насос; горизонтальний / вертикальний ґрунтовий теплообмінник; низькотемпературна система опалення; мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії.

Аннотация. Определено рациональное соотношение между характеристиками горизонтального / вертикального ґрунтового теплообменника, таких как длина трубы одного контура / глубина скважины, диаметр трубы, скорость движения теплоносителя в нижнем контуре теплонасосной системы в зависимости от условий работы ГТО / ВГТО (интенсивность отбора теплоты от почвы) и ТНС (температуры верхнего и нижнего источника теплоты). Данные характеристики должны обеспечить оптимальную скорость теплоносителя в нижнем контуре ТНП, что позволит получить минимальные удельные затраты электроэнергии на ТНС теплоснабжения в целом.

Ключевые слова: тепловой насос; горизонтальный / вертикальный ґрунтовой теплообменник; низкотемпературная система отопления; минимальные удельные затраты внешней энергии.

REFERENCES

- [1] Bezrodnyi M. K., Prytula N. O. *Enerhetychna efektyvnist teplonasosnykh skhem teplopostachannia* [Energy efficiency of the heat pump heating systems]. Kyiv, NTUU «KPI» Publ., 2012. 208 p.
- [2] Bezrodnyi M. K., Pukhovyi I. I., Kutra D. S. *Teplovi nasosy ta yikh vykorystannia* [Heat pumps and their use]. Kyiv, NTUU «KPI» Publ., 2013. 312 p.
- [3] Gershkovich V. F. *Koe-chno iz amerikanskogo opyta proektirovaniya teplovykh nasosov* [On the American experience in the heat pumps design]. *Teplovye nasosy — Heat pumps*, 2011, no. 1, pp. 12–19.
- [4] Gershkovich V. F. *Osobennosti proektirovaniya sistem teplosnabzheniya zdaniy s teplovyimi nasosami* [Special features of the design of heating systems of buildings with heat pumps]. Kyiv, Ukrainskaya Akademiya Arkhitektury ChP «Energominimum» Publ., 2009. 60 p.
- [5] Kordas O., Nikiforovich Ye. I. *Modelirovanie energeticheskikh kharakteristik geotermalnykh sistem* [Simulation of the energy characteristics of the geothermal systems] *Prikladna gidromekhanika — Applied hydromechanics*, 2014, no. 1, pp. 42–52.
- [6] Matsevityy Yu. M., Chirkin N. B., Bogdanovich L. S., Klepanda A. S. *O ratsionalnom ispolzovanii teplonasosnykh tekhnologiy v ekonomike Ukrainy* [On the rational usage of heat pump technologies in the economy of Ukraine]. *Energoberezhnie. Energetika. Energoaudit — Energy saving. Power engineering. Energy audit*, 2007, no. 3, pp. 20–31.
- [7] *Teplofizicheskie svoystva vodnogo rastvora etilenglikolya* [Thermophysical properties of the aqueous solution of ethylene glycol]. Available at: <http://www.wilo.ua/cps/rde/xchg/ua-ua/layout.xsl/index.htm>.
- [8] Lund J., Sanner B., Rybach L., Curtis R., Hellstrom G. Geothermal (ground-source) heat pumps. A world overview. *GHC BULLETIN*, September 2004, pp. 1–10.
- [9] Lund J., Sanner B., Rybach L., Curtis R., Hellstrom G. Geothermal (ground-source) heat pumps. A world overview. *Renewable Energy World*, vol. 6, 2004, pp. 1–10.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Використання нетрадиційних та відновлюваних джерел енергії (НВДЕ) світова спільнота розглядає як один із найбільш перспективних шляхів вирішення зростаючих проблем енергозабезпечення. Наявність невичерпної ресурсної бази та екологічна чистота НВДЕ є визначальними їх перевагами в умовах вичерпання ресурсів органічного палива та зростаючих темпів забруднення довкілля [8, 9]. З метою зменшення залежності України від імпортованих енергоносіїв потрібно впроваджувати енергоефективні технології та забезпечити ширше застосування НВДЕ за допомогою теплонасосної технології. На сьогоднішній день теплові насоси (ТН), без сумніву, є найбільш перспективними серед джерел нетрадиційної енергетики для вирішення проблем енергозбереження завдяки можливості використовувати поновлювану енергію з навколишнього середовища. Застосування джерел теплоти на базі теплонасосних установок (ТНУ) в системах теплопостачання у сферах, де це впровадження раціональне й конкурентоспроможне, дасть змогу комплексно вирішити енергетичні, економічні, екологічні й соціальні проблеми, актуальні для України [2, 6].

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Теплота довкілля у вигляді теплоти ґрунту є досить перспективним джерелом енергії для України. Ґрунт є найбільш універсальним джерелом низько-

потенціальної теплоти, який на глибині 5 м зберігає впродовж усього року постійну температуру на рівні 8–12 °С, забезпечуючи, таким чином, ефективну роботу ТН [2]. Для вилучення теплоти з ґрунту та використання його як нижнього джерела теплоти для ТНС теплопостачання застосовуються ГТО та ВГТО (рис. 1).

В існуючих методиках [3, 4, 5] затрати електроенергії на привід компресора ТН і на циркуляційний насос нижнього контуру визначаються окремо. Їх сума визначає затрати зовнішньої енергії на роботу ТНС опалення. Однак, слід відмітити, що при відомих значеннях теплової потужності ТН $Q_{\text{оп}}$ та температури теплоносія в системі опалення $t_{\text{к}}$, які визначаються самим об'єктом теплопостачання на основі розрахунку теплових втрат приміщення в навколишнє середовище та обраної системи теплопостачання, зміна температури теплоносія $t_{\text{т}}^{\text{вих}}$ на виході з випарника ТН є неоднозначною і потребує визначення. Це зумовлено тим, що кількість теплоти, відібраної від нижнього джерела у випарнику ТН, залежить як від різниці температур на вході та виході з випарника ТН, так і від витрати теплоносія у нижньому контурі ТНУ. У зв'язку з тим, що затрати енергії на привід компресора ТН та на насос при зміні температури теплоносія на виході з випарника ТН змінюються в протилежних напрямках, мають існувати оптимальні умови роботи ТНУ, яким відповідають мінімальні сумарні затрати зовнішньої енергії на ТНС опалення в цілому.

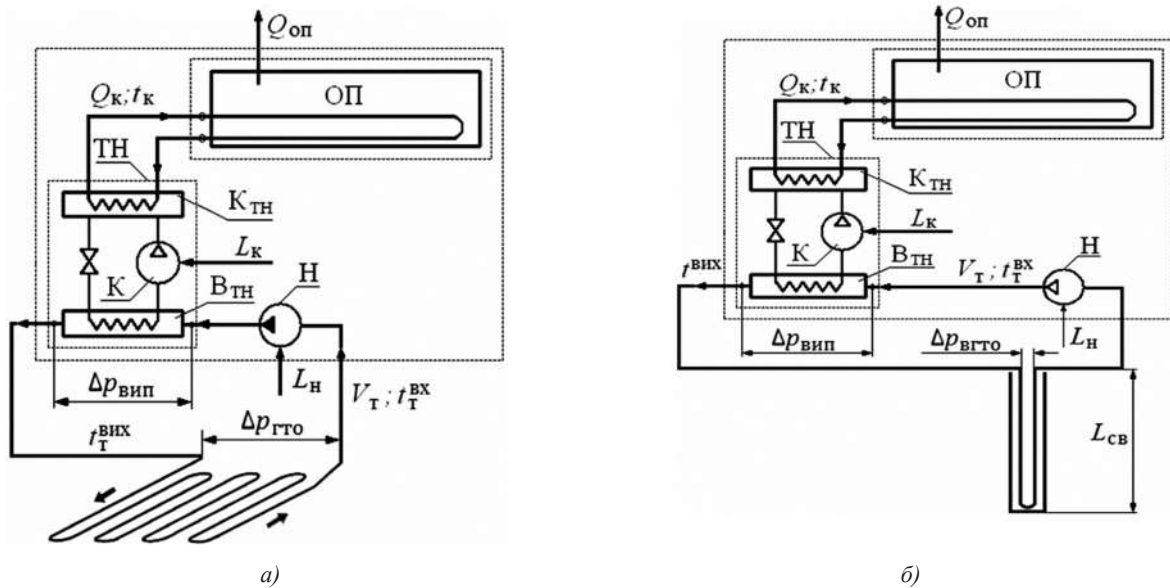


Рис. 1. Принципова схема ТНС опалення з використанням теплоти ґрунту за допомогою ГТО (а) та ВГТО (б): ОП — опалюване приміщення; ТН — тепловий насос; К_{ТН} — конденсатор ТН; В_{ТН} — випарник ТН; К — компресор; Н — насос; L_к — робота приводу компресора ТН; L_н — робота приводу насоса; L_{св} — глибина свердловини

ЦІЛЬ РОБОТИ — визначити раціональне співвідношення між характеристиками ґрунтових теплообмінників (довжина труби одного контуру / глибина свердловини, діаметра труби, швидкості руху теплоносія в нижньому контурі ТН в залежності від умов роботи як ґрунтового теплообмінника, так і ТНС), які б забезпечували мінімальні питомі затрати електроенергії на ТНС опалення в цілому.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

1. ТНС опалення з горизонтальними ґрунтовими теплообмінниками

Рівняння теплового балансу ГТО можна подати у такому вигляді

$$Q_{\text{підв}}^{\text{ГТО}} = Q_{\text{відв}}^{\text{ГТО}}, \tag{1}$$

де $Q_{\text{підв}}^{\text{ГТО}}$, $Q_{\text{відв}}^{\text{ГТО}}$ — підведений і відведений тепловий потік від ГТО відповідно, кВт.

Без урахування нестационарності процесу підведений тепловий потік до теплообмінника від ґрунту визначається за співвідношенням

$$Q_{\text{підв}}^{\text{ГТО}} = q_{\text{г}} L_{\text{ГТО}}, \tag{2}$$

де $q_{\text{г}}$ — середній за сезон питомий тепловий потік, віднесений до 1 м прокладеного в ґрунті горизонтального теплообмінника, Вт/м; $L_{\text{ГТО}}$ — довжина труб ґрунтового теплообмінника, м.

Відведений тепловий потік від ґрунтового теплообмінника дорівнює підведеному тепловому потоку до випарника ТН. Нехтуючи впливом дисипації енергії при подоланні потоком теплоносія гідравлічного опору випарника ТН, величину $Q_{\text{вип}}$ можна визначити за формулою

$$Q_{\text{відв}} = Q_{\text{вип}} = w \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \rho_{\text{т}} c_p \Delta t_{\text{т}}, \tag{3}$$

де w — швидкість руху теплоносія в ГТО, м/с; $d_{\text{вн}}$ — внутрішній діаметр труб ГТО, м; $\rho_{\text{т}}$ — густина теплоносія, кг/м³; c_p — ізобарна теплоємність теплоносія, кДж/(кг · °С); $\Delta t_{\text{т}}$ — різниця температур теплоносія на вході та виході з випарника ТН, °С.

У літературних джерелах [3, 4, 5] наведено різні значення ступеня охолодження теплоносія у випарнику ТН від 3 до 5 °С без надання жодного термодинамічного обґрунтування вибору цього значення. На основі аналізу величини сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення з використанням теплоти ґрунту $l_{\text{оп}} = f(\Delta t_{\text{т}})$ на екстремум отримано аналітичне співвідношення для визначення оптимальної глибини використання нижнього джерела енергії у випарнику ТН [1]

$$\Delta t_{\text{т}}^{\text{опт}} = \sqrt{\frac{A(273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}})}{\eta_{\text{т}}^{3\text{б.р}} \eta_{\text{пр}}}} \times \left[\eta_{\text{ТН}} - 1 + \frac{273 + t_{\text{т}}^{\text{вх}} - \Delta t_{\text{вип}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}} \right]. \tag{4}$$

У наведеному аналізі згідно з [1] прийнято $\Delta t_{\text{вип}} = 5$ °С і $\Delta t_{\text{к}} = 5$ °С, а $\eta_{\text{т}}^{3\text{б.р}}$ і $\eta_{\text{пр}}$ — ККД збудника руху теплоносія нижнього джерела енергії і його приводу відповідно прийняті $\eta_{\text{т}}^{3\text{б.р}} = 0,8$ та $\eta_{\text{пр}} = 0,95$.

Проведений числовий аналіз співвідношення (4) показав, що оптимальний ступінь охолодження теплоносія у випарнику ТН, який забезпечує мінімум затрат електроенергії на ТНС тепlopостачання, зростає зі збільшенням співвідношення заданих вели-

чин A та слабо залежить від розрахункової температури теплоносія на опалення в діапазоні температур 30...50 °С, температур навколишнього середовища та теплоносія на вході до випарника ТН в діапазоні 2...5 °С [1].

Співвідношення заданих величин у формулі (4) виражається залежністю

$$A = \Delta p / \rho_{\tau} c_p. \quad (5)$$

Сумарні втрати тиску в нижньому контурі (у випарнику ТН та ГТО) становлять

$$\Delta p = \Delta p_{\text{вип}} + \Delta p_{\text{ГТО}}, \quad (6)$$

де $\Delta p_{\text{ГТО}}$ — втрати тиску при подоланні потоком теплоносія гідравлічного опору ґрунтового теплообмінника визначаються за формулою Дарсі – Вейсбаха

$$\Delta p_{\text{ГТО}} = \lambda \frac{\rho_{\tau} w^2}{2} \frac{L_{\text{ГТО}}}{d_{\text{вн}}}. \quad (7)$$

Для подальших розрахунків прийнято, що коефіцієнт гідравлічного тертя λ визначається залежно від режиму течії теплоносія:

– при ламінарному режимі течії в гладких трубах ($Re < 2300$) коефіцієнт гідравлічного тертя λ визначається згідно із законом Пуазейля

$$\lambda = 64 / Re, \quad (8)$$

– при турбулентному режимі течії ($Re > 2300$) коефіцієнт гідравлічного тертя λ для гладких труб визначається за рівнянням Блазіуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \quad (9)$$

де $Re = wd_{\text{вн}} / \nu_{\tau}$, а ν_{τ} — кінематична в'язкість теплоносія, м²/с.

Розв'язуючи рівняння теплового балансу ГТО (1), з урахуванням (2) — (4), отримаємо співвідношення для визначення $L_{\text{ГТО}}$ за заданих умов його застосування у вигляді квадратного рівняння

$$aL_{\text{ГТО}}^2 - \epsilon L_{\text{ГТО}} - c = 0, \quad (10)$$

де a , ϵ , c — коефіцієнти квадратного рівняння:

$$a = \left(\frac{4q_{\Gamma}}{w\pi d_{\text{вн}}^2 \rho_{\tau} c_p} \right)^2, \quad \epsilon = \frac{\lambda w^2 B}{2c_p d_{\text{вн}}}, \quad c = \frac{\Delta p_{\text{вип}} B}{\rho_{\tau} c_p}, \quad (11)$$

а комплекс B виражений зі співвідношення (4) і має вигляд

$$B = \frac{(273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}})}{\eta_{\text{н}} \eta_{\text{пр}}} \times \left[\eta_{\text{ТН}} - 1 + \frac{273 + t_{\text{Т}}^{\text{вх}} - \Delta t_{\text{вип}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}} \right]. \quad (12)$$

Розв'язок (10) дає змогу отримати вираз для оптимальної довжини труби контуру ГТО, якому відповідає додатний корінь квадратного рівняння

$$L_{\text{ГТО}}^{\text{опт}} = \frac{\epsilon + \sqrt{\epsilon^2 + 4ac}}{2a}. \quad (13)$$

Отримана формула (13) являє собою оптимальне співвідношення між такими параметрами ГТО, як довжина труби одного контуру, діаметр труби та швидкість руху теплоносія за заданих умов застосування ГТО (інтенсивності тепловідбору від ґрунту q_{Γ} , теплофізичних властивостей вибраного теплоносія), а також температурних умов роботи ТНУ. Однією з основних характеристик умов роботи ГТО є інтенсивність відбору теплоти від ґрунту, величина якої залежить від типу та вологості ґрунту, часу вилучення теплоти, а також умов використання теплообмінника в холодний і теплий період року. Значення середніх теплових потоків на 1 погонний метр труби ґрунтового колектора для різних типів ґрунтів при використанні ґрунтового масиву тільки як джерела теплоти в холодний період року наведені у роботі [4].

За зазначених вище умов роботи ГТО за формулою (13) проведено розрахунки оптимального співвідношення між довжиною труби контуру $L_{\text{ГТО}}$, швидкістю руху теплоносія w та внутрішнім діаметром труби $d_{\text{вн}}$. Результати розрахунків отримані для таких вхідних даних: 25% водяний розчин етиленгліколю; теплофізичні властивості теплоносія: густина $\rho_{\tau} = 1044,636$ кг/м³, ізобарна теплоємність теплоносія $c_p = 3765$ Дж/кг · К, кінематична в'язкість $\nu_{\tau} = 3,308 \cdot 10^{-6}$ м²/с [7]; температура теплоносія на вході до випарника ТН $t_{\text{Т}}^{\text{вх}} = 3$ °С; температура навколишнього повітря $t_0 = -20$ °С; розрахункова температура ґріючого теплоносія $t_{\text{Т}}^{\text{р}} = 45$ °С; розрахункова температура на опалення $t_{\text{п}}^0 = -20$ °С; втрати тиску у випарнику ТН $\Delta p_{\text{вип}} = 35$ кПа [4].

На рис. 2 і 3 наведено графічну інтерпретацію отриманих оптимальних характеристик контуру ГТО при використанні його в умовах вологих зв'язаних ґрунтів. З рис. 3 оптимальну довжину труби контуру ГТО можна визначити залежно від вибраного значення швидкості руху теплоносія та діаметра труби із врахуванням реального значення $L_{\text{ГТО}}^{\text{опт}}$, яке має бути погоджене з розмірами ділянки для розміщення ґрунтового колектора. З урахуванням знайдених таким чином величин $L_{\text{ГТО}}^{\text{опт}}$ і $d_{\text{вн}}$ рис. 4 дає можливість визначити відповідний перепад тиску $\Delta p_{\text{ГТО}}$ в трубах ГТО, після чого можна отримати загальний перепад тиску (6) у контурі нижнього джерела теплоти для підбору циркуляційного насоса.

Навпаки, якщо вхідною величиною при проектуванні ГТО є тиск циркуляційного насоса, то із врахуванням співвідношення (6) за допомогою графіків на рис. 4 можна визначити оптимальне співвідношення

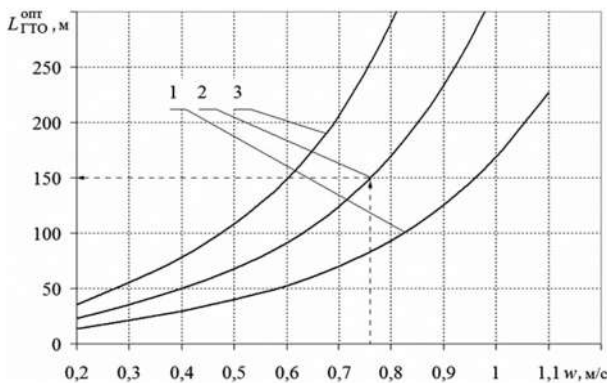


Рис. 2. Залежність довжини ГТО від швидкості руху водного розчину етиленгліколю:

1, 2, 3 — діаметр труби ґрунтового колектора $d_3 = 25; 32; 40$ мм відповідно

довжини і діаметра труби і потім з рис. 3 знайти відповідне значення швидкості руху теплоносія, що має бути враховане при визначенні необхідної витрати теплоносія через ГТО залежно від теплової потужності ТН для цього об'єкта теплопостачання. На основі отриманих параметрів для одного контуру ГТО може бути визначена кількість контурів, паралельно підключених залежно від теплової потужності ТН для конкретного об'єкта теплопостачання.

2. ТНС опалення з вертикальними ґрунтовими теплообмінниками

Визначення оптимальних умов роботи ТН у системі опалення з використанням ВГТО можна виконати на основі аналізу залежності сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на ТН та збудник руху теплоносія нижнього джерела теплоти від параметрів, що визначають роботу компресора ТН та затрати роботи на насос. При цьому питомі сумарні затрати зовнішньої енергії на ТНС низькотемпературного водяного опалення можна визначити як

$$l_{оп} = (L_k + L_n) / Q_k, \quad (14)$$

де L_k, L_n — затрати енергії на компресор ТН та на нагнітач теплоносія відповідно, кВт; Q_k — тепловий потік, відведений від конденсатора ТН, кВт.

Затрати енергії на компресор ТН

$$L_k = Q_{вип} / (\varphi - 1). \quad (15)$$

Теплове навантаження випарника ТН, з одного боку, можна подати як

$$Q_{вип} = V_T \rho_T c_p (t_T^{вх} - t_T^{вих}), \quad (16)$$

а з іншого — визначити за співвідношенням (3).

Рівняння теплового балансу ВГТО можна подати у вигляді

$$Q_{підв}^{ВГТО} = Q_{відв}^{ВГТО}, \quad (17)$$

де $Q_{підв}^{ВГТО}, Q_{відв}^{ВГТО}$ — підведений і відведений тепловий потік від ВГТО відповідно, кВт.

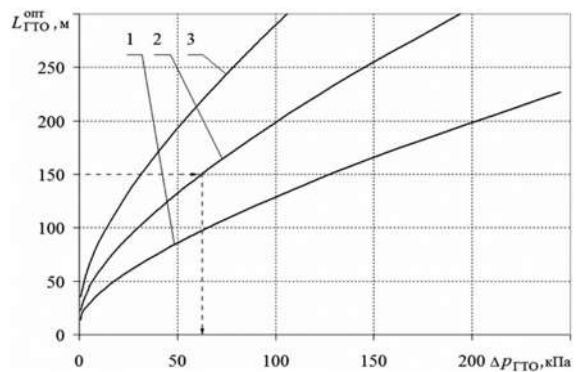


Рис. 3. Залежність довжини ГТО від втрат тиску в ньому:

1, 2, 3 — діаметр труби ґрунтового колектора $d_3 = 25; 32; 40$ мм відповідно

Без урахування нестационарності процесу підведений тепловий потік до теплообмінника від ґрунту визначається за співвідношенням

$$Q_{підв}^{ВГТО} = q_T L_{св}, \quad (18)$$

де q_T — середній за сезон питомий тепловий потік, віднесений до 1 м глибини свердловини, Вт/м; $L_{св}$ — глибина свердловини ВГТО, м.

Різниця температури теплоносія на вході/виході з випарника ТН визначаємо з рівнянь (3) і (16) й отримуємо залежність

$$t_T^{вх} - t_T^{вих} = \frac{4q_T L_{св}}{w \pi d_{вн}^2 \rho_T c_p}. \quad (19)$$

Затрати енергії на насос для перекачки теплоносія нижнього джерела енергії визначаються за співвідношенням

$$L_n = \frac{V_T (\Delta p_{вип} + \Delta p_{ВГТО})}{\eta_n \eta_{пр}}, \quad (20)$$

де $\Delta p_{вип}, \Delta p_{ВГТО}$ — гідравлічні втрати тиску у випарнику ТН та у ВГТО відповідно, кПа; η_n і $\eta_{пр}$ — ККД насоса теплоносія нижнього джерела енергії і його приводу відповідно. Можна прийняти, що в оптимальному режимі роботи для насоса $\eta_n = 0,8$, а ККД приводу $\eta_{пр} = 0,95$.

Втрати тиску при подоланні потоком теплоносія гідравлічного опору ВГТО визначаються за формулою Дарсі – Вейсбаха

$$\Delta p_{ВГТО} = \lambda \frac{\rho_T w^2}{2} \frac{L_{ВГТО}}{d_{вн}}, \quad (21)$$

де λ — коефіцієнт гідравлічного тертя; $L_{ВГТО} = 2L_{св}$ — довжина труби ВГТО, м.

Для подальших розрахунків використовуються аналогічні залежності (8) і (9) для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя λ (як і для випадку ГТО).

Тепловий потік Q_k у співвідношенні (14) визначається за рівнянням теплового балансу ТН

$$Q_k = Q_{\text{вип}} + L_k \quad (22)$$

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно можна записати у такому вигляді

$$\varphi_T = \left[1 - \frac{273 + t_T^{\text{вих}} + \Delta t_{\text{вип}}}{273 + t_k + \Delta t_k} \right]^{-1} \quad (23)$$

Дійсний коефіцієнт трансформації ТН φ може бути поданий у вигляді

$$\varphi = \varphi_T \eta_{\text{ТН}} \quad (24)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ — коефіцієнт втрат ТН, який прийнятий $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$ [8].

Для визначення температури теплоносія, що подається з конденсатора ТН у низькотемпературну систему водяного опалення, має силу рівняння, яке виводиться на основі аналізу процесів теплообміну в системі гріюча вода — повітря в приміщенні — атмосферне повітря [8]:

$$t_k = t_n + (t_T^p - t_n) \left[(t_n - t_0) / (t_n - t_0^p) \right]^{1/(1+n)}, \quad (25)$$

де t_n — температура в приміщенні, °С; t_0 — температура навколишнього повітря, °С; t_T^p — розрахункова температура теплоносія в системі опалення за розрахункової температури навколишнього середовища t_0^p , °С; n — коефіцієнт, який характеризує обрану систему опалення (для низькотемпературних систем опалення $n = 0$).

Рівняння (14) для визначення питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення, з урахуванням виразів (15), (16), (19) — (21), (22) та після ряду математичних перетворень, набуде кінцевого вигляду

$$l_{\text{оп}} = \frac{1}{\varphi} \times \left[1 + \frac{\Delta p_{\text{вип}} (\varphi - 1) \pi d_{\text{вн}}^2 w}{4 q_T L_{\text{св}} \eta_n \eta_{\text{пр}}} + \frac{\lambda w^3 (\varphi - 1) \pi d_{\text{вн}} \rho_T}{4 q_T \eta_n \eta_{\text{пр}}} \right] \quad (26)$$

Вихідні дані для розрахунків: температура 25% водяного розчину етиленгліколю на вході до випарника ТН $t_T^{\text{вх}} = 2, 4, 6, 8$ °С; теплофізичні властивості $\rho_T = 1044,636$ кг/м³; ізобарна теплоємність $c_p = 3765$ Дж/кг · К; кінематична в'язкість $\nu_T = 3,308 \cdot 10^{-6}$ м²/с [9]; втрати тиску у випарнику ТН $\Delta p_{\text{вип}} = 35$ кПа [5]; середній за сезон тепловий потік, віднесений до 1 м свердловини $q_T = 25, 50, 75, 100$ Вт/м [6]; глибина свердловини $L_{\text{св}} = 25, 50, 75, 100, 125, 150$ м [6]; внутрішній діаметр труби ВГТО $d_{\text{вн}} = 0,02; 0,025; 0,032; 0,04$ м [6]; розрахункова температура гріючого теплоносія $t_T^p = 40$ °С; розрахункова температура навколишнього повітря $t_0 = -20$ °С.

Для визначення оптимальних умов роботи ТН в системі опалення з використанням ВГТО побудовано графічні залежності питомих затрат зовнішньої енергії від швидкості теплоносія в нижньому контурі. Підставивши *вихідні дані* у рівняння (26) з урахуванням співвідношень для визначення температури теплоносія на виході з випарника ТН (19), дійсного коефіцієнта трансформації ТН (24) і температури теплоносія, що подається в систему опалення (25), отримаємо залежності, зображені на рис. 4.

З наведених графічних залежностей чітко видно, що існують оптимальні значення швидкості теплоносія w і відповідні їм мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії на ТНС опалення. Аналіз рис. 4, а показує, що зміна температури теплоносія на вході до випарника ТН у діапазоні 2...8 °С практично не впливає на оптимальну швидкість 25% водяного розчину етиленгліколю у нижньому контурі ТНУ. Виходячи з цього графічні залежності на рис. 5 побудовані для середнього значення $t_T^{\text{вх}} = 4$ °С.

Аналітичне співвідношення для визначення оптимальної швидкості теплоносія у нижньому контурі ТНУ складно отримати безпосередньо шляхом дослідження залежності питомих затрат зовнішньої енергії на екстремум через її складність і велику кількість впливаючих параметрів. Тому на основі попередніх графіків (рис. 4) було побудовано залежності оптимальної швидкості теплоносія від глибини свердловини.

Задаючись глибиною свердловини та діаметром труби ВГТО (які можуть бути визначені самим власником, виходячи з його фінансових можливостей), з рис. 5 можна отримати оптимальну швидкість теплоносія, при якій зовнішні енергозатрати будуть мінімальні. З урахуванням знайдених таким чином величин $L_{\text{св}}$ і $d_{\text{вн}}$ рис. 6 дає можливість визначити відповідний перепад тиску $\Delta p_{\text{вгто}}$ в трубах теплообмінника, після чого можна отримати загальний перепад тиску у нижньому контурі ТНУ для підбору циркуляційного насоса.

Із рис. 6, а видно, що при великих значеннях глибини свердловини, використання труб малого діаметра стає недоцільним у зв'язку з великими гідравлічними втратами. У свою чергу (як видно із рис. 6, б), гідравлічні втрати значно зростають із збільшенням глибини свердловини при великих значеннях теплового потоку від ґрунту, що потребує переходу на більший діаметр труби теплообмінника.

Чисельний аналіз співвідношення (26) з урахуванням виразів (19), (24), (25) та оптимальної швидкості теплоносія у нижньому контурі ТНУ дає змогу отримати залежність мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від глибини свердловини (рис. 7).

Видно, що при забезпеченні оптимальної швидкості теплоносія в нижньому контурі питомі затрати енергії на ТНС опалення з вертикальними ґрунтови-

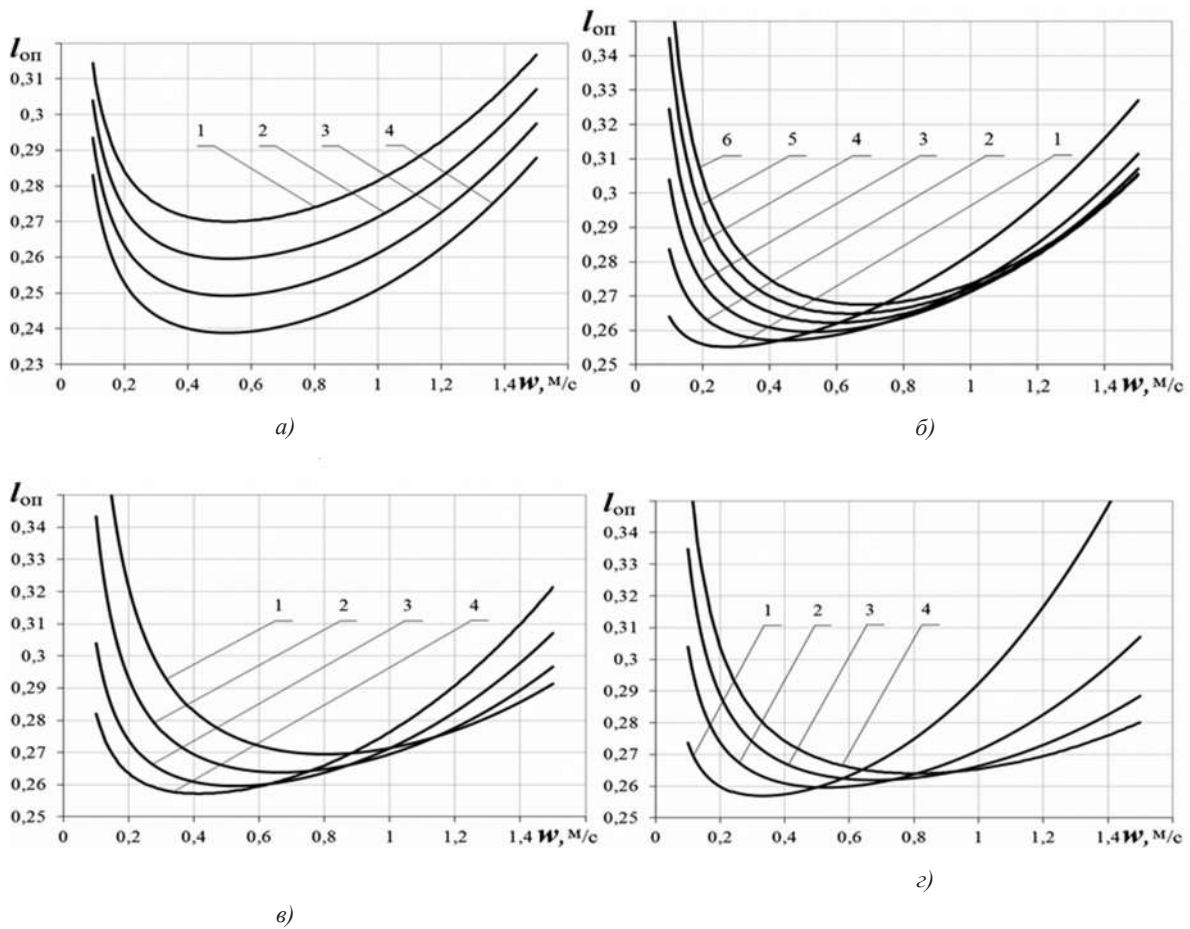


Рис. 4. Залежність питомих сумарних затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від швидкості теплоносія:
 а) 1–4 — температура теплоносія на вході до випарника $t_{т\text{вх}} = 2, 4, 6, 8$ °С при постійних $q_r = 50$ Вт/м; $L_{св} = 75$ м; $d_{вн} = 0,032$ м;
 б) 1–6 — глибина свердловини $L_{св} = 25, 50, 75, 100, 125, 150$ м при постійних $q_r = 50$ Вт/м; $d_{вн} = 0,032$ м; $t_{т\text{вх}} = 4$ °С; в) 1–4 —
 внутрішній діаметр труби вертикального теплообмінника $d_{вн} = 0,02; 0,025; 0,032; 0,04$ м при постійних $q_r = 50$ Вт/м;
 $L_{св} = 75$ м; $t_{т\text{вх}} = 4$ °С; г) 1–4 — середній за сезон питомий тепловий потік $q_r = 25, 50, 75, 100$ Вт/м при постійних $d_{вн} = 0,032$ м;
 $L_{св} = 75$ м; $t_{т\text{вх}} = 4$ °С

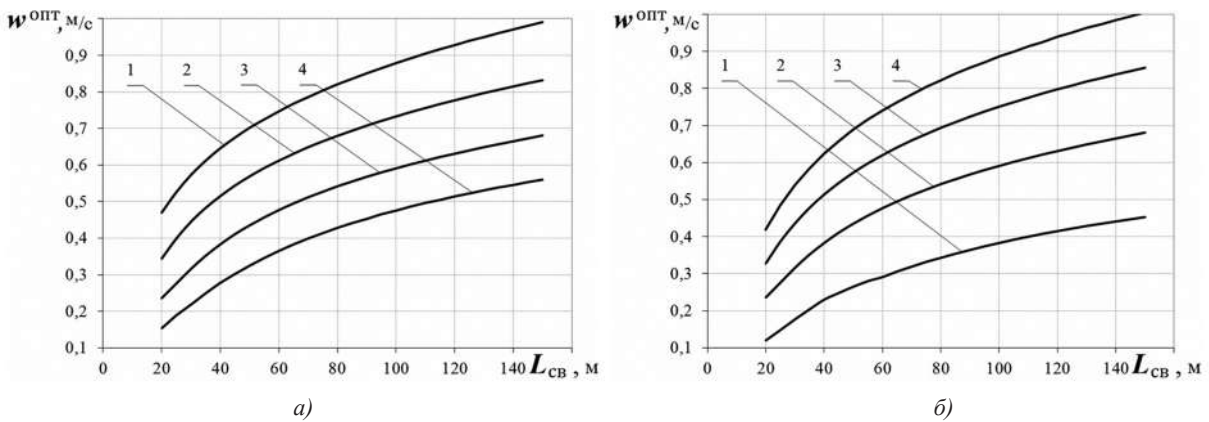


Рис. 5. Залежність оптимальної швидкості теплоносія від глибини свердловини:
 а) 1–4 — внутрішній діаметр труби ВГТО $d_{вн} = 0,02; 0,025; 0,032; 0,04$ м при постійних $q_r = 50$ Вт/м і $t_{т\text{вх}} = 4$ °С; б) 1–4 —
 середній за сезон питомий тепловий потік $q_r = 25, 50, 75, 100$ Вт/м при постійних $d_{вн} = 0,032$ м і $t_{т\text{вх}} = 4$ °С

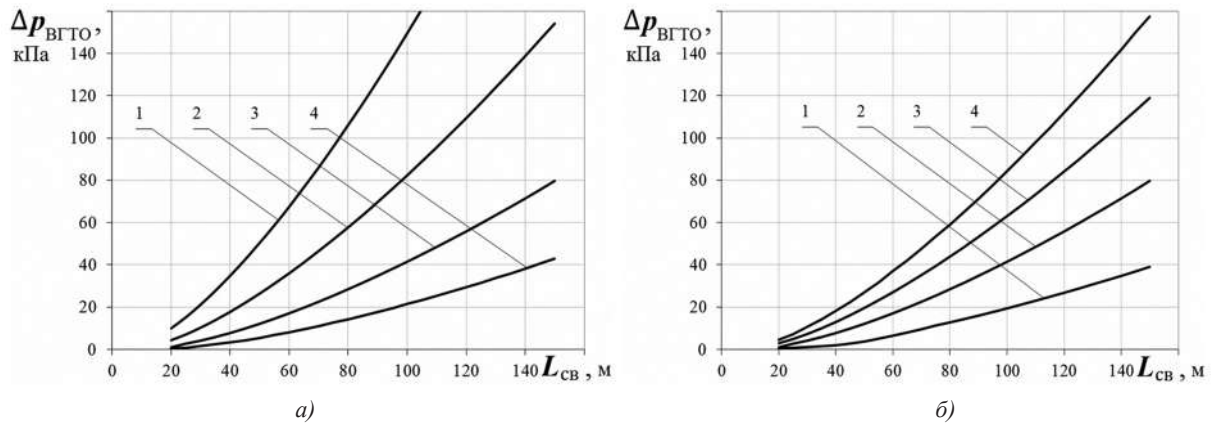


Рис. 6. Залежність гідравлічних втрат тиску в свердловині від її глибини:

а) 1–4 — внутрішній діаметр труби ВГТО $d_{\text{вн}} = 0,02; 0,025; 0,032; 0,04$ м при постійних $q_r = 50$ Вт/м; $t_{\text{вх}} = 4$ °C; б) 1–4 — середній за сезон питомий тепловий потік $q_r = 25, 50, 75, 100$ Вт/м при постійних $d_{\text{вн}} = 0,032$ м; $t_{\text{вх}} = 4$ °C

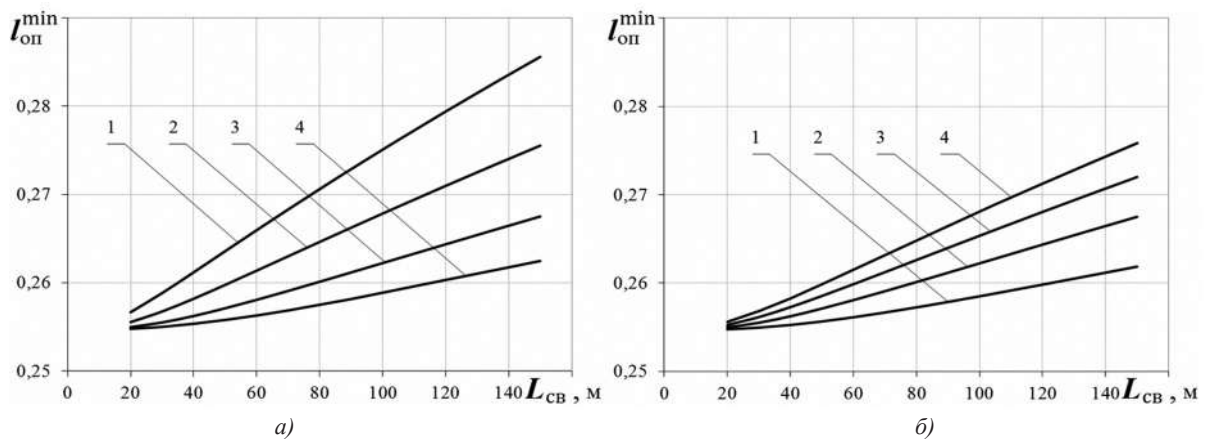


Рис. 7. Залежність мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС від глибини свердловини при температурі теплоносія на вході до випарника $t_{\text{вх}} = 4$ °C:

а) 1–4 — внутрішній діаметр труби ВГТО $d_{\text{вн}} = 0,02; 0,025; 0,032; 0,04$ м при постійному $q_r = 50$ Вт/м; б) 1–4 — середній за сезон питомий тепловий потік $q_r = 25, 50, 75, 100$ Вт/м при постійному $d_{\text{вн}} = 0,032$ м

ми теплообмінниками в усьому діапазоні параметрів ВГТО (рис. 7, б) не перевищують значення 0,275, що відповідає значенням умовного коефіцієнта трансформації ТНС не менше 3,6 і свідчить про достатню ефективність системи.

ВИСНОВКИ. 1. Розроблено методику визначення оптимальних умов роботи ґрунтових теплообмінників для теплонасосних систем низькотемпературного водяного опалення, що забезпечують мінімум енергетичних затрат на вироблення теплоти.

2. Отримано, що оптимальні характеристики ґрунтових теплообмінників залежать в основному від типу ґрунту, глибини свердловини, слабо залежать від теплофізичних характеристик теплоносія в нижньому контурі і практично не залежать від температурних умов роботи ТНС.

3. Визначені співвідношення характеристик ґрунтових теплообмінників можуть бути використані на стадії проектування ТНС опалення з використанням теплоти ґрунту для забезпечення їх максимальної

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Безродний, М. К. Енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання [Текст] / М. К. Безродний, Н. О. Прутула. — К. : НТУУ «КПІ», 2012. — 208 с.
- [2] Безродний, М. К. Теплові насоси та їх використання [Текст] / М. К. Безродний, І. І. Пуховий, Д. С. Кутра. — К. : НТУУ «КПІ», 2013. — 312 с.
- [3] Гершкович, В. Ф. Кое-что из американского опыта проектирования тепловых насосов [Текст] / В. Ф. Гершкович // Тепловые насосы. — 2011. — № 1. — С. 12–19.

- [4] **Гершкович, В. Ф.** Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами [Текст] / В. Ф. Гершкович. — К. : Украинская Академия Архитектуры ЧП «Энергоминимум», 2009. — 60 с.
- [5] **Кордас, О.** Моделирование энергетических характеристик геотермальных систем [Текст] / О. Кордас, Е. И. Никифорович // Прикладна гідромеханіка. — 2014. — № 1. — С. 42–52.
- [6] **Мацевитый, Ю. М.** О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины [Текст] / Ю. М. Мацевитый, Н. Б. Чиркин, Л. С. Богданович, А. С. Клепанда // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. — 2007. — № 3. — С. 20–31.
- [7] Теплофизические свойства водного раствора этиленгликоля [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.dpva.info/Guide/GuideMedias/Antifreeze/MEGwaterProperties/>.
- [8] **Lund, J.** Geothermal (ground-source) heat pumps. A world overview [Text] / J. Lund, B. Sanner, L. Rybach, R. Curtis, G. Hellstrom // GHC BULLETIN. — September 2004. — P. 1–10.
- [9] **Lund, J.** Geothermal (ground-source) heat pumps. A world overview [Text] / J. Lund, B. Sanner, L. Rybach, R. Curtis, G. Hellstrom // *Renewable Energy World*. — Vol. 6. — 2004. — P. 1–10.

© М. К. Безродний, Н. О. Притула

Надійшла до редколегії 29.01.2016

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК
д-р техн. наук, проф. *М. І. Радченко*