УДК 621.577+697.1 **doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.06**

М. К. БЕЗРОДНИЙ, Н. О. ПРИТУЛА

ОПТИМАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГРУНТОВИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ ДЛЯ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ

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 та ТНС. Дані характеристики повинні забезпечити оптимальну швидкість теплоносія в нижньому контурі ТНС, що дозволить отримати мінімальні питомі затрати електроенергії на ТНС теплопостачання в цілому.*
Ключові слова: *тепловий насос, горизонтальний/вертикальний ґрунтовий теплообмінник, низькотемпературна система опалення, мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії.*

M. BEZRODNY, N. PRYTULA

OPTIMAL CHARACTERISTICS OF GROUND HEAT EXCHANGERS FOR THE HEAT-PUMP HEATING SYSTEM

ABSTRACT *The rational relation between the characteristics of horizontal/vertical ground heat exchangers (HHE/VHE), in particular the pipe length of one loop/ the well depth, heat carrier speed in the lower loop of heat pump system (HPS) was determined depending on HHE/VGHE and HPS operation conditions (an intensity of heat removal from the ground). These characteristics must provide an optimal speed for the heat carrier in a lower loop of the HPS, which allows for the definition of minimum specific power costs for the heat-pump heating system on the whole. Numerical studies based on the analysis of the set of equations for the expenditures of energy and the thermal balance of individual elements of heat –pump circuit showed that the optimal speed values of heat carrier and the minimum specific expenditures of external power for the HPS heating are available and on the basis of this the relations between the characteristics of ground heat exchangers that provide minimum total power expenditures for the HPS heating were defined. It has been established that at high values of the well depth the use of pipes with a minor diameter becomes unreasonable due to high hydraulic losses. Hydraulic losses are essentially increased with an increase in the well depth at high values of heat flow from the ground that requires the use of the pipes of a major diameter for the heat exchanger. It has been established that at an optimal speed of the heat carrier in the lower loop specific power expenditures for the HPS heating with vertical ground heat exchangers in the entire range of VGHE parameters are within 0.275, which corresponds to the value of conditional transformation coefficient of HPS for the low temperature water heating of at least 3.6 and it is indicative of a sufficient efficiency of the system.*
Key words*: heat pump, horizontal/vertical ground heat exchanger, low temperature heating system, and the minimum specific expenditures of external power.*

Вступ

На сьогоднішній день теплові насоси (ТН) 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 конкуренто-спроможне, дасть змогу комплексно вирішити енергетичні, економічні, екологічні й соціальні проблеми, актуальні для України [1, 2].

Теплота довкілля у вигляді теплоти ґрунту є досить перспективним джерелом енергії для України. Ґрунт є найбільш універсальним джерелом низькопотенціальної теплоти, який на глибині 5 м зберігає впродовж усього року постійну температуру на рівні 8–12 °С, забезпечуючи, ефективну роботу ТН [3]. Для вилучення теплоти з ґрунту та використання його як нижнього джерела теплоти для теплонасосної системи (ТНС) теплопостачання застосовуються ґрунтові горизонтальні (ГТО) та вертикальні (ВГТО) теплообмінники (рис. 1).

В існуючих методиках [3–5] 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

© М. К. Безродний, Н. О. Притула, 2017

опалення в цілому.

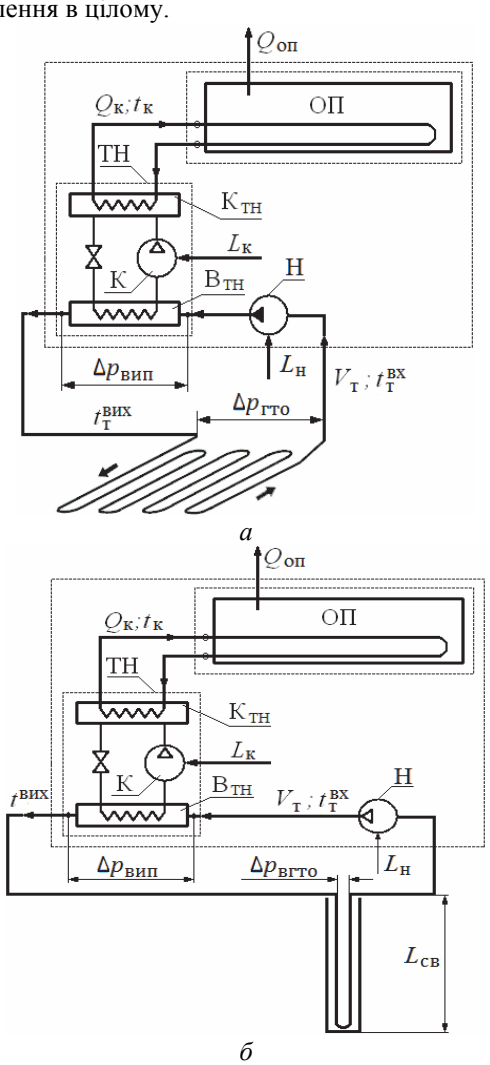


Рис. 1 – Принципова схема ТНС опалення з використанням теплоти ґрунту за допомогою: а – горизонтального ґрунтового теплообмінника (ГТО); б – вертикального ґрунтового теплообмінника (ВГТО); ОП – опалюване приміщення; ТН – тепловий насос; $К_{тн}$ – конденсатор ТН; $В_{тн}$ – випарник ТН; К – компресор;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

Мета 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 ГТО

Рівняння теплового балансу ГТО можна подати у такому вигляді

$$Q_{підв}^{ГТО} = Q_{відв}^{ГТО}, \quad (1)$$

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

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

$$Q_{підв}^{ГТО} = q_г L_{ГТО}, \quad (2)$$

де $q_г$ – середній за сезон питомий тепловий потік, віднесений до 1 м прокладеного в ґрунті ГТО, Вт/м; $L_{ГТО}$ – довжина труб ГТО, 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 $Q_{вип}$ можна визначити за формулою

$$Q_{підв} = Q_{вип} = w\frac{\pi d_{вн}^2}{4}\rho_т c_p \Delta t_т, \quad (3)$$

де w – швидкість руху теплоносія в ГТО, м/с; $d_{вн}$ – внутрішній діаметр труб ГТО, м; $\rho_т$ – густина теплоносія, кг/м^3; c_p – ізобарна теплоємність теплоносія, кДж/(кг·°С); $\Delta t_т$ – різниця температур теплоносія на вході та виході з випарника ТН, °С.

У літературних джерелах [3–5] 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 $l_{оп} = f(\Delta t_т)$ на екстремум отримано аналітичне співвідношення для визначення оптимального ступеня охолодження нижнього джерела енергії у випарнику ТН [6]

$$\Delta t_т^{опт} = \sqrt{\frac{A(273 + t_к + \Delta t_к)}{\eta_н \eta_{пр}}\left[\eta_{ТН} - 1 + \frac{273 + t_т^{вх} + \Delta t_{вип}}{273 + t_к + \Delta t_к}\right]}. \quad (4)$$

У наведеному аналізі згідно з [6] прийнято $\Delta t_{вип}$ = 5 °С і $\Delta t_к$ = 5 °С, а $\eta_н$ і $\eta_{пр}$ – ККД насоса теплоносія нижнього джерела енергії і його приводу відповідно. Прийнято $\eta_н$ = 0,8, а $\eta_{пр}$ = 0,95.

Проведений числовий аналіз співвідношення (4) показав, що оптимальний ступінь охолодження теплоносія у випарнику ТН, який забезпечує мінімум затрат електроенергії на ТНС теплопостачання, зростає зі збільшенням співвідношення заданих величин 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 [6].

Співвідношення заданих величин у формулі (4) виражається залежністю

$$A = \frac{\Delta p}{\rho_т c_p}. \quad (5)$$

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

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

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

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

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

$$\lambda = 64/\mathrm{Re}; \quad (8)$$

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

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

де $\mathrm{Re} = w d_{вн}/\nu_т$, а $\nu_т$ – кінематична в'язкість теплоносія, м^2/с.

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

$$aL_{ГТО}^2 - bL_{ГТО} - c = 0. \quad (10)$$

де a, b, c – коефіцієнти квадратного рівняння:

$$a = \left(\frac{4q_г}{w\pi d_{вн}^2 \rho_т c_p} \right)^2, \; b = \frac{\lambda w^2 B}{2 c_p d_{вн}}, \; c = \frac{\Delta p_{вип} B}{\rho_т c_p}, \quad (11)$$

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

$$B = \frac{273 + t_к + \Delta t_к}{\eta_н \eta_{пр}} \left[\eta_{ТН} - 1 + \frac{273 + t_т^{вх} + \Delta t_{вип}}{273 + t_к + \Delta t_к} \right]. \quad (12)$$

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

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

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 $q_г$, 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 ГТО для різних типів ґрунтів при використанні ґрунтового масиву тільки як джерела теплоти в холодний період року наведені у роботі [3].

2 ТНС опалення з ВГТО

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

$$L_{оп} = \frac{L_к + L_н}{Q_к}, \quad (14)$$

де $L_к$, $L_н$ – затрати енергії на компресор ТН та на насос теплоносія відповідно, кВт; $Q_к$ – тепловий потік, відведений від конденсатора ТН, кВт.

Затрати енергії на компресор ТН

$$L_к = \frac{Q_{вип}}{\varphi - 1}. \quad (15)$$

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

$$Q_{вип} = V_т \rho_т c_p \left(t_т^{вх} - t_т^{вих} \right). \quad (16)$$

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.

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

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

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

Температуру теплоносія на виході з випарника ТН визначаємо з рівнянь (3) і (16) й отримаємо залежність

$$t_т^{вих} = t_т^{вх} - \frac{2q_г L_{св}}{w\pi d_{вн}^2 \rho_т c_p}. \quad (19)$$

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

$$L_{\text{н}} = \frac{V_{\text{т}}\left(\Delta p_{\text{вип}} + \Delta p_{\text{ВГТО}}\right)}{\eta_{\text{н}}\eta_{\text{пр}}}, \qquad (20)$$

де $\Delta p_{\text{вип}}, \Delta p_{\text{ВГТО}}$ – гідравлічні втрати тиску у випарнику ТН та у ВГТО відповідно, кПа.

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

$$\Delta p_{\text{ВГТО}} = \frac{\lambda \rho_{\text{т}} w^2 L_{\text{ВГТО}}}{2d_{\text{вн}}}, \qquad (21)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя; $L_{\text{ВГТО}} = 2L_{\text{св}}$ – 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 $Q_{\text{к}}$ у співвідношенні (14) визначається за рівнянням теплового балансу ТН

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{вип}} + L_{\text{к}}. \qquad (22)$$

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно можна записати у такому вигляді

$$\varphi_{\text{т}} = \left[1 - \frac{273 + t_{\text{т}}^{\text{вих}} + \Delta t_{\text{вип}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}}\right]^{-1}. \qquad (23)$$

Дійсний коефіцієнт трансформації ТН φ може бути поданий у вигляді

$$\varphi = \varphi_{\text{т}}\eta_{\text{тн}}, \qquad (24)$$

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

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:

$$t_{\text{к}} = t_{\text{п}} + \left(t_{\text{т}}^{\text{Р}} - t_{\text{п}}\right)\left[\left(t_{\text{п}} - t_0\right)/\left(t_{\text{п}} - t_0^{\text{Р}}\right)\right]^{\frac{1}{1+n}}, \qquad (25)$$

де $t_{\text{п}}$ – температура в приміщенні, °С; t_0 – температура навколишнього повітря, °С; $t_{\text{т}}^{\text{Р}}$ – розрахункова температура теплоносія в системі опалення за розрахункової температури навколишнього середовища $t_0^{\text{Р}}$, °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

$$l_{\text{оп}} = \frac{1}{\varphi}\left[1 + \frac{\Delta p_{\text{вип}}(\varphi - 1)\pi d_{\text{вн}}^2 w}{4q_{\text{г}}L_{\text{св}}\eta_{\text{н}}\eta_{\text{пр}}} + \frac{\lambda w^3(\varphi - 1)\pi d_{\text{вн}}\rho_{\text{т}}}{4q_{\text{г}}\eta_{\text{н}}\eta_{\text{пр}}}\right], \qquad (26)$$

Обговорення результатів

Вихідні дані для розрахунку ТНС опалення з використанням теплоти ґрунту за допомогою ГТО: 25 % водяний розчин етиленгліколю; теплофізичні властивості теплоносія: $\rho_{\text{т}} = 1044{,}636$ кг/м^3; ізобарна теплоємність $c_p = 3765$ Дж/(кг·К); кінематична в'язкість $\nu_{\text{т}} = 3{,}308 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; втрати тиску у випарнику ТН $\Delta p_{\text{вип}} = 35$ кПа [3]; температура теплоносія на вході до випарника ТН $t_{\text{т}}^{\text{вх}} = 3$ °С; температура навколишнього повітря $t_0 = -20$ °С; розрахункова температура гріючого теплоносія $t_{\text{т}}^{\text{Р}} = 45$ °С; розрахункова температура на опалення $t_0^{\text{Р}} = -20$ °С.

На рис. 3 та 4 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 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.

Вихідні дані для розрахунку ТНС опалення з використанням теплоти ґрунту за допомогою ВГТО: температура 25 % водяного розчину етиленгліколю на вході до випарника ТН $t_{\text{т}}^{\text{вх}}$ = 2, 4, 6, 8 °С; теплофізичні властивості $\rho_{\text{т}} = 1044{,}636$ кг/м^3; ізобарна теплоємність $c_p = 3765$ Дж/(кг·К); кінематична в'язкість $\nu_{\text{т}} = 3{,}308 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; втрати тиску у випарнику ТН $\Delta p_{\text{вип}} = 35$ кПа [3]; середній за сезон тепловий потік, віднесений до 1 м свердловини $q_{\text{г}}$ = 25, 50,

75, 100 Вт/м [4]; глибина свердловини $L_{св}$ = 25, 50, 75, 100, 125, 150 м [4]; внутрішній діаметр труби ВГТО $d_{вн}$ = 0,02; 0,025; 0,032; 0,04 м [4]; розрахункова температура гріючого теплоносія в системі опалення $t_т^Р$ = 40 °С; розрахункова температура навколишнього повітря t_0 = –20 °С.

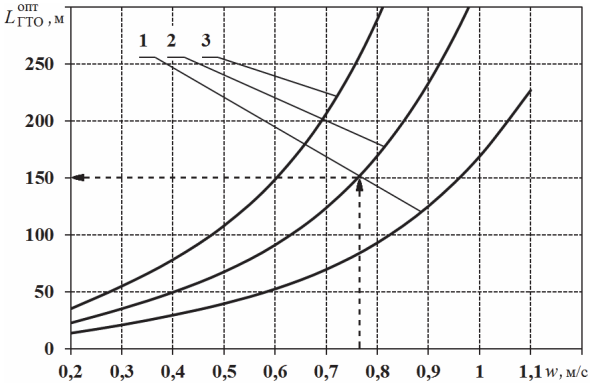


Рис. 2 – Залежність довжини ГТО від швидкості руху водного розчину етиленгліколю: 1, 2, 3 – діаметр труби грунтового колектору $d_з$ = 25; 32; 40 мм відповідно

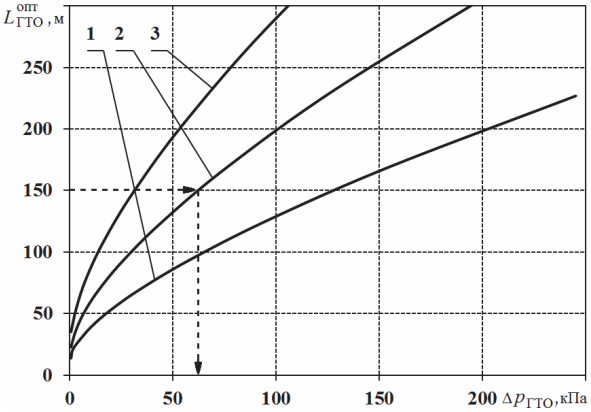
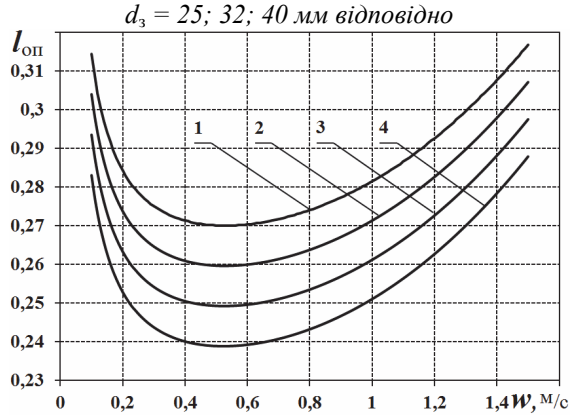
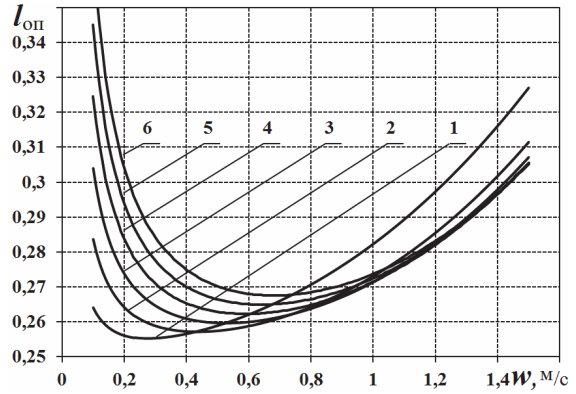


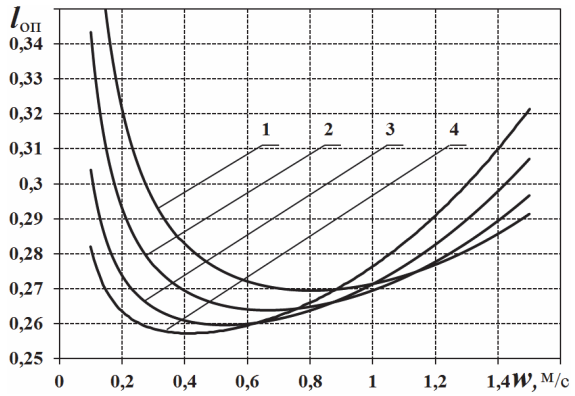
Рис. 3 – Залежність довжини ГТО від втрат тиску в ньому: 1, 2, 3 – діаметр труби грунтового колектору $d_з$ = 25; 32; 40 мм відповідно



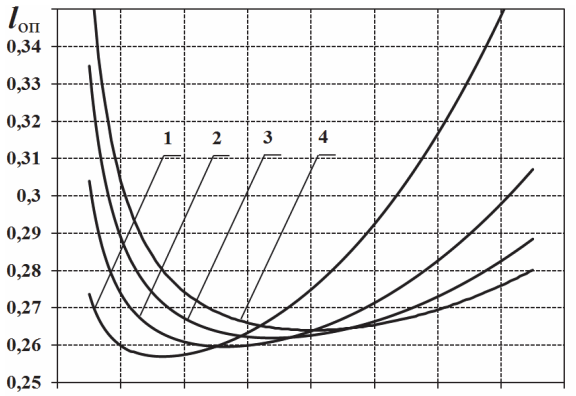
а



б



в



г

Рис. 4 – Залежність питомих сумарних затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від швидкості теплоносія: а – 1–4 – температура теплоносія на вході до випарника $t_т^{вх}$ = 2, 4, 6, 8 °С при постійних $q_г$ = 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 $q_г$ = 50 Вт/м; $d_{вн}$ = 0,032 м; $t_т^{вх}$ = 4 °С; в – 1–4 – внутрішній діаметр труби вертикального теплообмінника $d_{вн}$ = 0,02; 0,025; 0,032; 0,04 м при постійних $q_г$ = 50 Вт/м; $L_{св}$ = 75 м; $t_т^{вх}$ = 4 °С; г – 1–4 – середній за сезон питомий тепловий потік $q_г$ = 25, 50, 75, 100 Вт/м при постійних $d_{вн}$ = 0,032 м; $L_{св}$ = 75 м; $t_т^{вх}$ = 4 °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 (19), (24), (25), отримаємо залежності, зображені на рис. 4.

З наведених графічних залежностей чітко видно, що існують оптимальні значення швидкості теплоносія 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 теплоносія у нижньому контурі ТНУ. Виходячи з цього графічні залежності на рис. 5 побудовані для середнього значення $t_{т}^{вх} = 4$ °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 $L_{св}$ і $d_{вн}$ рис. 6 дає можливість визначити відповідний перепад тиску $\Delta p_{ВГТО}$ 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.

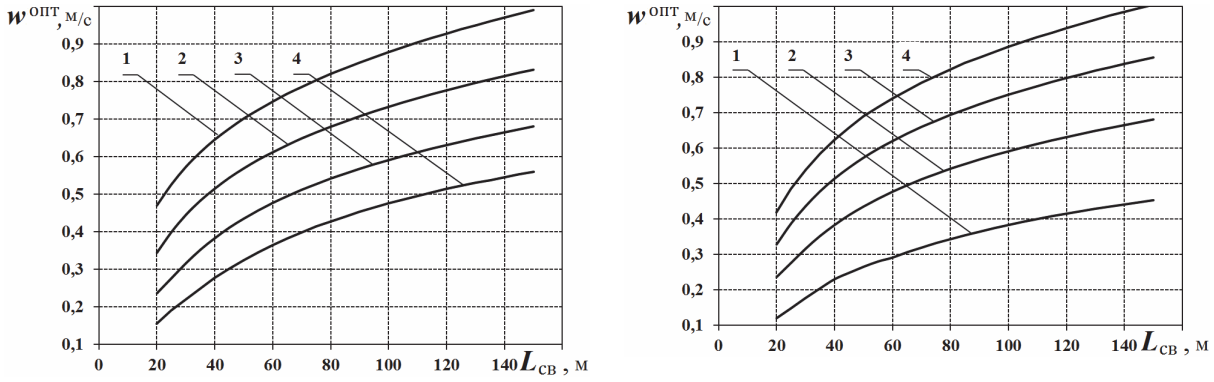


Рис. 5 – Залежність оптимальної швидкості теплоносія від глибини свердловини: а – 1–4 – внутрішній діаметр труби ВГТО $d_{вн}$ = 0,02; 0,025; 0,032; 0,04 м при постійних $q_г$ = 50 Вт/м і $t_{т}^{вх}$ = 4 °С; б – 1–4 – середній за сезон питомий тепловий потік $q_г$ = 25, 50, 75, 100 Вт/м при постійних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

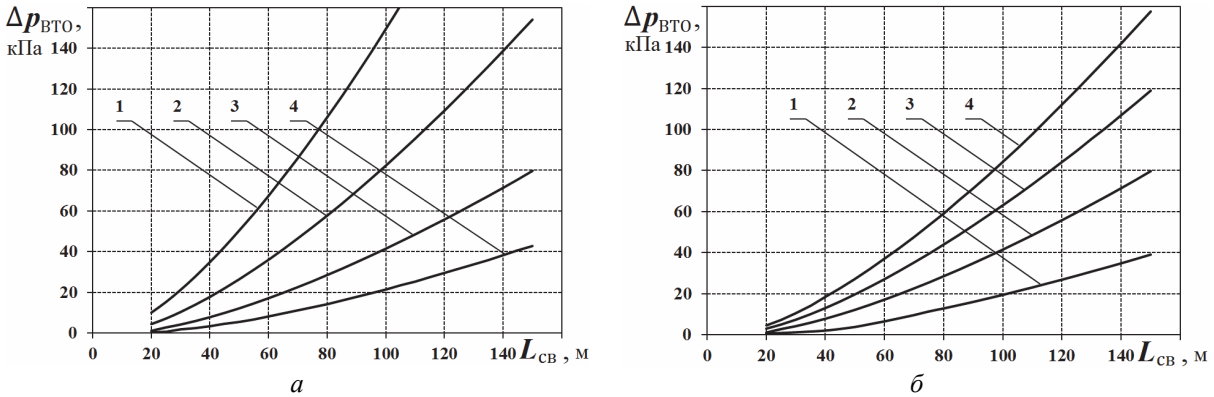


Рис. 6 – Залежність гідравлічних втрат тиску в свердловині від її глибини: а – 1–4 – внутрішній діаметр труби ВГТО $d_{вн}$ = 0,02; 0,025; 0,032; 0,04 м при постійних $q_г$ =50 Вт/м; $t_{т}^{вх}$ = 4 °С; б – 1–4 – середній за сезон питомий тепловий потік $q_г$ = 25, 50, 75, 100 Вт/м при постійних $d_{вн}$ = 0,032 м; $t_{т}^{вх}$ = 4 °С

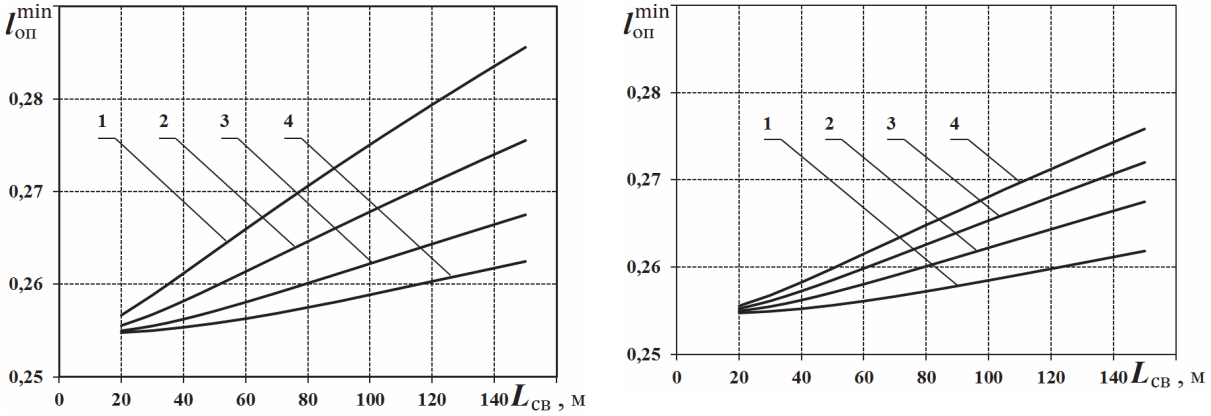


Рис. 7 – Залежність мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС від глибини свердловини при температурі теплоносія на вході до випарника $t_т^{вх} = 4$ °С: а – 1–4 – внутрішній діаметр труби ВГТО $d_{вн} = 0{,}02; 0{,}025; 0{,}032; 0{,}04$ м при постійному $q_г = 50$ Вт/м; б – 1–4 – середній за сезон питомий тепловий потік $q_г = 25, 50, 75, 100$ Вт/м при постійному $d_{вн} = 0{,}032$ м

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 ґрунтовими 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

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

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.

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

Список літератури

1 **Мацевитый, Ю. М.** О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины / **Ю. М. Мацевитый, Н. Б. Чиркин, Л. С. Богданович, А. С. Клепанда** // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 3. – С. 20–31.

2 **Безродний, М. К.** Теплові насоси та їх використання : навч. посіб. / **М. К. Безродний, І. І. Пуховий, Д. С. Кутра**. – Київ : НТУУ «КПІ», 2013. – 312 с.

3 **Гершкович, В. Ф.** Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами / **В. Ф. Гершкович**. – Киев : Украинская Академия Архитектуры ЧП «Энергоминимум», 2009. – 60 с.

4 **Гершкович, В. Ф.** Кое-что из американского опыта проектирования тепловых насосов / **В. Ф. Гершкович** // Тепловые насосы. – 2011. – № 1. – С. 12–19. – ISSN 2311-9632.

5 **Кордас, О.** Моделирование энергетических характеристик геотермальных систем / **О. Кордас, Е. И. Никифорович** // Прикладна гідромеханіка. – 2014. – № 1. – С. 42–52. – ISSN 1561-9087.

6 **Безродний, М. К.** Енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання : моногр. / **М. К. Безродний, Н. О. Притула**. – Київ : НТУУ «КПІ», 2012. – 208 с. – ISBN 978-966-622-529-3.

Bibliography (transliterated)

1 **Macevityj, Ju.M., Chirkin, N. B., Bogdanovich, L. S. and Klepanda, A. S.** (2007), ″O racional'nom ispol'zovanii teplonasosnyh tehnologij v jekonomike Ukrainy [About the rational usage of heat pump technologies in the economy of Ukraine]″, *Jenergozberezhenie. Jenergetika. Jenergoaudit [Energy saving. Energy. Energy audit]*, No. 3. pp. 20–31.

2 **Bezrodny, M. K., Puhovyj, I. I. and Kutra, D. S.** (2013), *Teplovi nasosy` ta yix vy`kory`stannya [Heat pumps and their use]*, NTUU «KPI», Kyiv, Ukraine.

3 **Gershkovich, V. F.** (2009), *Osobennosti proektirovanija sistem teplosnabzhenija zdanij s teplovymi nasosami [Features of the design of heating systems of buildings with heat pumps]*, Ukrainian Academy of Architecture «Energominimum», Kyiv, Ukraine.

4 **Gershkovich, V. F.** (2009), ″Koe-chto iz amerikanskogo opyta proektirovanija teplovyh nasosov [Some of the American experience in the design of heat pumps]″, *Teplovye nasosy [Heat pumps]*, No. 1. pp. 12–19, ISSN 2311-9632.

5 **Kordas, O. and Nikiforovich, E. I.** (2014), ″Modelirovanie jenergeticheskih harakteristik geotermal'nyh sistem [Simulation of the energy characteristics of the geothermal systems]″, *Prykladna gidromehanika [Applied hydromechanics]*, No. 1. pp. 42–52, ISSN 1561-9087.

6 **Bezrodny, M. K. and Prytula, N. O.** (2012), *Energety`chna efekty`vnist` teplonasosny`x sxem teplopostachannya [Energy efficiency heat pump heating systems]*, NTUU «KPI», Kyiv, Ukraine. ISBN 978-966-622-529-3.

Відомості про авторів (About authors)

Безродний Михайло Костянтинович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», професор кафедри теоретичної та промислової теплотехніки; м. Київ, Україна; e-mail: m.bezrodny@kpi.ua, ORCID 0000-0002-0788-5011.

Bezrodny Mykhailo – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor Department of Theoretical and Industrial Heat Engineering, National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine.

Притула Наталя Олександрівна – кандидат технічних наук, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», асистент кафедри теоретичної та промислової теплотехніки; м. Київ, Україна; e-mail: npritula@ukr.net, ORCID 0000-0002-3500-5165.

Prytula Natalia – Candidate of Technical Sciences, Assistant Department of Theoretical and Industrial Heat Engineering, National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Безродний М. К. Оптимальні характеристики ґрунтових теплообмінників для теплонасосних систем опалення / **М. К. Безродний, Н. О. Притула** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 41–49. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.06.

Please cite this article as:

Bezrodny, M. and Prytula, N. (2017), "Optimal Characteristics of Ground Heat Exchangers for the Heat-Pump Heating System", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 41–49, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.06.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Безродный М. К. Оптимальные характеристики грунтовых теплообменников для теплонасосных систем отопления / **М. К. Безродный, Н. А. Притула** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 41–49. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.06.

АННОТАЦИЯ *Определено рациональное соотношение между характеристиками горизонтального/вертикального грунтового 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 грунтовой теплообменник; низкотемпературная система отопления; минимальные удельные затраты внешней энергии.*

Надійшла (received) 08.02.2017