

10. Kutin, V.M. and Bondarenko, E.A. "The device of continuous control of protection working of protection of a person working in the electric fields of industrial frequency", Visnyk Vinnitskoho politechnichnoho institutu, 2008; vol. 5, pp. 31-34.
11. Udod, E.I. Repair of electro installations which have electric voltage. Kyiv: Technika, 1986. 162 p.
12. Bondarenko, E.A. "Mathematical model of an estimation of risk of an electro traumatism", Visnyk Vinnitskoho politechnichnoho institutu, 2012; vol. 5, pp. 64-69.
13. Bondarenko, E.A. "Estimation of professional risk to health of the personnel which serves electro installations of ultrahigh voltage", Visnyk Vinnitskoho politechnichnoho institutu, 2013; vol. 1, pp. 61-67.
14. Dolin P.A. Osnovi tehniki bezopasnosti v electroustanovkakh, Moscow: Energoatomizdat, 1984. – p. 484.
15. Bondarenko, E.A. "Methodology of quota setting of person staying in electric field of industrial frequency". Standartizatsia, sertiphikatsia, iakist, Kharkiv, 2012; vol. 5, pp. 26-28.

УДК 621.3:614.8

**Е. А. Бондаренко** канд. техн. наук, доцент  
**В. М. Кутин** д-р. техн. наук, профессор

**Винницький національний технічний університет**

### **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭЛЕКТРОБЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ РАБОТ НА ТОКОВЕДУЩИХ ЧАСТЯХ ЭЛЕКТРОУСТАНОВОК СВЕРХВЫСОКИХ КЛАССОВ НАПРЯЖЕНИЯ**

*Предлагаемый метод отличается от известных тем, что перед началом работы под напряжением в электроустановках сверхвысокого напряжения по предложенным формулам рассчитывают допустимое значение энергии электрического поля для человека, который будет выполнять работы на токоведущих частях электроустановок под напряжением и рассчитывают поправочный коэффициент, значение которого устанавливают на переключателе устройства непрерывного контроля технического состояния экранирующего комплекта. В ходе выполнения работ на токоведущих частях электроустановок сверхвысокого напряжения с помощью устройства непрерывного контроля технического состояния экранирующего комплекта измеряют энергию, которую поглощает тело электромонтера, одетого в экранирующий комплект одежды, и сравнивают измеренное значение энергии с допустимым значением. При превышении измеренного значения энергии, которая поглощается телом электромонтера, одетого в экранирующий комплект одежды, над допустимым значением энергии подают сигнал об опасности, при котором электромонтер покидает рабочее место.*

**Ключевые слова:** нормирование, электрическая энергия, электробезопасность, риск, защита, напряжение прикосновения, электрическое поле, электроустановки сверхвысокого напряжения.

Надійшла 14.11.2014

Received 14.11.2014

УДК 621.577 + 697.1

**М.К. Безродний**, д-р техн. наук, професор

**Н.О. Пригула**, канд. техн. наук; **Р.В. Перевьорткін**

**Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»**

### **ОПТИМАЛЬНИ УМОВИ РОБОТИ ВЕРТИКАЛЬНИХ ГРУНТОВИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ ДЛЯ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**

*В статті викладена методика визначення оптимальних умов роботи вертикального ґрунтового теплообмінника для теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення, що забезпечують мінімум енергетичних затрат на вироблення теплоти. Визначено, що при застосуванні вертикальних зондів для теплонасосної системи теплопостачання існує оптимальна швидкість теплоносія, якій відповідають мінімальні сумарні затрати електроенергії на систему опалення в цілому.*

© Безродний М.К., Пригула Н.О., Перевьорткін Р.В., 2014

*Отримано співвідношення між характеристиками вертикального ґрунтового теплообмінника (глибина свердловини, інтенсивність відбору теплоти від ґрунту, діаметр труби, швидкість руху теплоносія) в оптимальних умовах його роботи.*

*Показано, що оптимальна швидкість теплоносія в нижньому контурі та відповідні гідравлічні втрати залежить від глибини свердловини, діаметра труби теплообмінника та типу ґрунту, слабо залежать від теплофізичних характеристик теплоносія і практично не залежать від температурних умов роботи теплонасосної системи.*

*Визначені співвідношення для характеристик вертикального ґрунтового теплообмінника можуть бути використані на стадії проектування теплонасосних систем теплопостачання з використанням теплоти ґрунту для забезпечення їх максимальної енергетичної ефективності.*

**Ключові слова:** тепловий насос, вертикальний ґрунтовий теплообмінник, низькотемпературна система опалення, мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії.

## **Вступ**

Сьогоднішнє піднесення розвитку теплонасосної технології генерації теплоти, яка використовує як джерело низькопотенційної енергії – теплоту ґрунту, пояснюється як можливою економією дефіцитного органічного палива у великих масштабах, так і підвищеними вимогами до екологічної чистоти виробництва теплоти, а також досить широким колом споживачів теплонасосних установок (ТНУ). Енергетична значимість застосування геотермальних теплових насосів (ТН) незаперечно доведена досвідом успішної експлуатації десятків мільйонів працюючих ТНУ у світі, а їх актуальність – темпами впровадження, що особливо помітно останніми роками, коли ціни на паливно-енергетичні ресурси невинно зростають [1,2].

Значного поширення геотермальні ТН в системах опалення набули в США, Канаді, Швеції, Швейцарії, Данії, Нідерландах, Норвегії, Німеччині, Австрії та інших країнах [2-4]. Так, наприклад, доля ґрунтових ТН в загальному теплоспоживанні для опалення житлових будинків у Австрії становить 0,38; Данії – 0,27; Норвегії – 0,25; Швейцарії – 0,96 [3]. Швейцарія, на душу населення, є світовий лідер в цій екологічно чистій технології. В багатьох розвинених країнах теплонасосні системи (ТНС) є основою енергозберігаючої політики.

Україна має високий енергетичний потенціал теплоти ґрунту, який оцінюється приблизно у 370 млн. Гкал/рік [5]. Ґрунт є найбільш універсальним джерелом низькопотенціальної теплоти, який на глибині 5 м зберігає впродовж усього року постійну температуру на рівні 8-12 °С, забезпечуючи, таким чином, ефективну роботу ТН [6,7]. Найбільша енергоефективність геотермальних ТНС досягається при роботі з низькотемпературними системами опалення (30...50 °С): підлогове або стінове опалення, тому нині широкої популярності набирає їхнє поєднання. Отже, в Україні геотермальні ТНС низькотемпературного опалення також привертають до себе увагу і потребують детального вивчення, оскільки для кожного окремого об'єкта ці системи мають проектуватися індивідуально, тому виникає необхідність у визначенні характеристик вертикального ґрунтового теплообмінника, які б забезпечували мінімальні питомі затрати електроенергії на ТНС опалення в цілому.

## **Мета та завдання**

Метою даної статті є визначення раціонального співвідношення між характеристиками вертикального ґрунтового теплообмінника (ВГТО), такими як глибина свердловини, діаметр труби, швидкості руху теплоносія в нижньому контурі ТНС в залежності від умов роботи ВГТО (інтенсивність відбору теплоти від ґрунту) та ТНУ (температура верхнього та нижнього джерела теплоти). Дані характеристики повинні забезпечити оптимальну швидкість теплоносія в нижньому контурі ТНС, що дозволить отримати мінімальні питомі затрати електроенергії на ТНС теплопостачання в цілому.

## **Опис принципової схеми ТНС**

На рис. 1 зображена принципова схема ТНС низькотемпературного водяного опалення з використанням ВГТО. Для вилучення теплоти з ґрунту та використання його як нижнього джерела теплоти для ТНС опалення застосовуються вертикальні та горизонтальні ґрунтові теплообмінники. Використання горизонтальних ґрунтових теплообмінників було детально досліджено у працях [8,9], а у наведеному аналізі розглядаються ВГТО. Головні їх переваги – це високий коефіцієнт трансформації за рахунок постійної високої температури джерела теплоти, простота обслуговування геотермальних теплообмінників, для їх установа необхідна невелика площа ділянки, недолік – високі початкові капіталовкладення на інсталяцію обладнання (буріння свердловини, погодження цих робіт з відповідними організаціями і т.д.).

По трубі ВГТО рухається незамерзаючий теплоносій з низькою температурою кипіння, на основі етиленгліколю, що нагрівається за рахунок теплоти ґрунту, а потім спрямовується до випарника ТН. Для

підвищення енергетичної ефективності ВГТО верхній шар  $L \approx 10$  м повинен бути теплоізолюваний, оскільки в холодну пору року (протягом опалювального періоду) температура у верхньому шарі менше незбуреної температури на глибині [10].

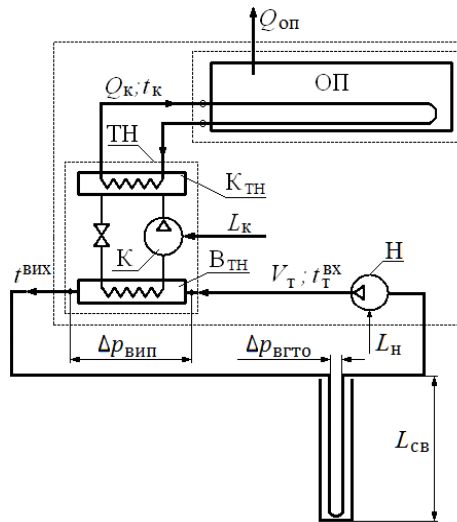


Рис. 1. Принципова схема теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти ґрунту за допомогою вертикальних ґрунтових теплообмінників: ОП – опалюване приміщення, ТН – тепловий насос,  $K_{ТН}$  – конденсатор ТН,  $B_{ТН}$  – випарник ТН, К – компресор, Н – насос,  $L_k$  – робота приводу компресора ТН,  $L_n$  – робота приводу насоса,  $L_{св}$  – глибина свердловини.

Теплоносій (25 % водний розчин етиленгліколю) з температурою  $t_t^{вх}$  й об'ємною витратою  $V_t$  насосом з ґрунтового зонду подається у випарник ТН. У випарнику ТН теплоносій охолоджується та на виході його температура становить  $t_t^{вих}$ . Опалювальне приміщення має теплові втрати в навколишнє середовище  $Q_{оп}$ . Для їхньої компенсації використовується тепловий потік від конденсатора теплового насоса  $Q_k$  з температурою теплоносія  $t_k$  на вході в систему опалення.

При заданому значенні величини теплового потоку  $Q_k$  та температурі теплоносія в системі опалення  $t_k$ , які визначаються самим об'єктом теплопостачання, зміна температури теплоносія  $t_t^{вих}$  на виході з випарника ТН приводить до необхідності зміни об'ємної витрати, яка у свою чергу залежить від швидкості теплоносія у нижньому контурі ТНУ, що викликає зміну затрат енергії на привід насоса. Разом з тим, зміна температури  $t_t^{вих}$  при постійному значенні температури на виході з конденсатора  $t_k$  приводить до зміни умов роботи й затрат енергії на привід компресора ТН. 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, має існувати оптимальне значення швидкості теплоносія у нижньому контурі ТНУ, якому відповідає мінімум сумарних затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення в цілому.

### Термодинамічний аналіз ТНС

Визначення оптимальних умов роботи ТН у системі опалення з використанням ВГТО можна виконати на основі аналізу залежності сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на тепловий насос 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

$$l_{оп} = (L_k + L_n) / Q_k, \quad (1)$$

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

$$L_k = Q_{вип} / (\varphi - 1). \quad (2)$$

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

$$Q_{вип} = V_t \rho_t c_p (t_t^{вх} - t_t^{вих}), \quad (3)$$

а з іншого – визначити за співвідношенням

$$Q_{вип} = Q_{відв} = w \frac{\pi d_{вн}^2}{4} \rho_t c_p (t_t^{вх} - t_t^{вих}), \quad (4)$$

де  $V_t$  – об’ємна витрата теплоносія, м<sup>3</sup>/с;  $\rho_t$  – густина, кг/м<sup>3</sup>;  $c_p$  – ізобарна теплоємність, кДж/(кг · °С);  $t_t^{\text{вх}}, t_t^{\text{вих}}$  – температура теплоносія на вході та виході з випарника ТН відповідно, °С;  $w$  – швидкість руху теплоносія в ВГТО, м/с;  $d_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметр труби ВГТО, м.

Рівняння теплового балансу ВГТО можна подати у вигляді

$$Q_{\text{підв}} = Q_{\text{відв}}, \quad (5)$$

де  $Q_{\text{підв}}, Q_{\text{відв}}$  – підведений і відведений тепловий потік від ВГТО відповідно, кВт.

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

$$Q_{\text{підв}} = q_r L_{\text{св}}, \quad (6)$$

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

Різниця температури теплоносія на вході/виході з випарника ТН визначаємо з рівнянь (4) і (6) й отримуємо залежність

$$t_t^{\text{вх}} - t_t^{\text{вих}} = \frac{4q_r L_{\text{св}}}{w \pi d_{\text{вн}}^2 \rho_t c_p}. \quad (7)$$

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

$$L_n = \frac{V_t (\Delta p_{\text{вип}} + \Delta p_{\text{вгто}})}{\eta_n \eta_{\text{пр}}}, \quad (8)$$

де  $\Delta p_{\text{вип}}, \Delta p_{\text{вгто}}$  – гідравлічні втрати тиску у випарнику ТН та у ВГТО відповідно, кПа;  $\eta_n$  і  $\eta_{\text{пр}}$  – 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  $\eta_{\text{пр}} = 0,95$  [11].

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

$$\Delta p_{\text{вгто}} = \lambda \frac{\rho_t w^2 L_{\text{вгто}}}{2 d_{\text{вн}}}, \quad (9)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного тертя,  $L_{\text{вгто}} = 2L_{\text{св}}$  – довжина труби ВГТО, м.

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

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

$$\lambda = 64 / Re, \quad (10)$$

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

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \quad (11)$$

де  $Re = wd_{\text{вн}} / \nu_t$ , а  $\nu_t$  – кінематична в’язкість теплоносія, м<sup>2</sup>/с.

Тепловий потік  $Q_k$  у співвідношенні (1) визначається за рівнянням теплового балансу ТН

$$Q_k = Q_{\text{вип}} + L_k. \quad (12)$$

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно можна записати у такому вигляді

$$\varphi_T = \left[ 1 - \frac{T_{\text{в}}^{\text{ТН}}}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}}} \right]^{-1} = \left[ 1 - \frac{273 + t_t^{\text{вих}} + \Delta t_{\text{вип}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}} \right]^{-1}, \quad (13)$$

де  $T_{\text{в}}^{\text{ТН}}$  – абсолютна температура випаровування холодильного агента у випарнику ТН, К;  $T_{\text{к}}^{\text{ТН}}$  – абсолютна температура конденсації холодильного агента в конденсаторі ТН, К;  $t_t^{\text{вих}}$  – температура теплоносія на виході з випарника ТН, °С;  $t_{\text{к}}$  – температура води на виході з конденсатора ТН, °С;  $\Delta t_{\text{вип}}$  – температурний перепад між потоками теплоносія й холодильного агента на виході з випарника теплового насоса, °С;  $\Delta t_{\text{к}}$  – температурний перепад між потоками гріючого теплоносія в системі опалення й холодильного агента на виході з конденсатора ТН, °С. Згідно з рекомендаціями роботою [5], можна прийняти, що для теплоносія у випарнику ТН –  $\Delta t_{\text{вип}} = 5$  °С, для води в конденсаторі ТН –  $\Delta t_{\text{к}} = 5$  °С.

Дійсний коефіцієнт трансформації ТН  $\phi$  може бути поданий у вигляді

$$\phi = \phi_T \eta_{ТН}, \quad (14)$$

де  $\eta_{ТН}$  – коефіцієнт втрат ТН, який прийнятий  $\eta_{ТН} = 0,6$  [5].

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 [12]:

$$t_k = t_n + (t_t^p - t_n) \left[ (t_n - t_0) / (t_n - t_0^p) \right]^{\frac{1}{1+n}}, \quad (15)$$

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 (1) для визначення питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення, з урахуванням виразів (2), (3), (7) – (9), (12) та після ряду математичних перетворень, набуде кінцевого вигляду

$$l_{оп} = \frac{1}{\phi} \left[ 1 + \frac{\Delta p_{вип} (\phi - 1) \pi d_{вн}^2 w}{4 q_r L_{св} \eta_n \eta_{пр}} + \frac{\lambda w^3 (\phi - 1) \pi d_{вн} \rho_r}{4 q_r \eta_n \eta_{пр}} \right]. \quad (16)$$

### Розрахунковий аналіз характеристик ВГТО

Вихідні дані для розрахунків:

- температура 25% водяного розчину етиленгліколю на вході до випарника ТН  $t_r^{вх} = 2, 4, 6, 8$  °С;
- теплофізичні властивості 25% водяного розчину етиленгліколю:  $\rho_r = 1044,636 \text{ кг/м}^3$ ; ізобарна теплоємність  $c_p = 3765 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$ ; кінематична в'язкість  $\nu_r = 3,308 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  [13];
- втрати тиску у випарнику ТН  $\Delta p_{вип} = 35 \text{ кПа}$  [6];
- середній за сезон тепловий потік, віднесений до 1м свердловини  $q_r = 25, 50, 75, 100 \text{ Вт/м}$  [6];
- глибина свердловини  $L_{св} = 25, 50, 75, 100, 125, 150 \text{ м}$  [6, 10];
- внутрішній діаметр труб вертикального ГТ  $d_{вн} = 0,02; 0,025; 0,032; 0,04 \text{ м}$  [7];
- розрахункова температура гріючого теплоносія  $t_t^p = 40$  °С;
- температура навколишнього повітря  $t_0 = -20$  °С.

Для визначення оптимальних умов роботи теплового насоса в системі низькотемпературного водяного опалення з використанням ВГТО побудовано графічні залежності питомих затрат зовнішньої енергії  $l_{оп}$  від швидкості теплоносія в нижньому контурі за розрахункової температури води в низькотемпературній системі опалення  $t_t^p = 40$  °С. Підставивши вихідні дані у рівняння (16) з урахуванням співвідношень для визначення температури теплоносія на виході з випарника ТН (7), дійсного коефіцієнта трансформації ТН (14) і температури теплоносія, що подається в систему опалення (15), отримаємо залежності, зображені на рис. 2.

З наведених графічних залежностей чітко видно, що існують оптимальні значення швидкості теплоносія  $w$  і відповідні їм мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії на ТНС опалення. Характер залежностей визначений тим, що зліва від оптимального значення швидкості теплоносія домінує робота компресора, а праворуч, відповідно, затрати енергії на переміщення теплоносія в нижньому контурі ТНС.

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. 2) було побудовано залежності оптимальної швидкості теплоносія від глибини свердловини.

Рис. 3а демонструє вказану вище залежність при зміні внутрішнього діаметра труби в діапазоні 0,02; 0,025; 0,032; 0,04 м при  $q_r$  та  $t_r^{вх} = \text{const}$ , а рис. 3б, відповідно, при зміні середнього за сезон питомого теплового потоку в діапазоні 25, 50, 75, 100 Вт/м при  $d_{вн}$  та  $t_r^{вх} = \text{const}$ . Аналіз рис. 2а 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. 3 побудовані для середнього значення  $t_r^{bx} = 4^\circ\text{C}$ .

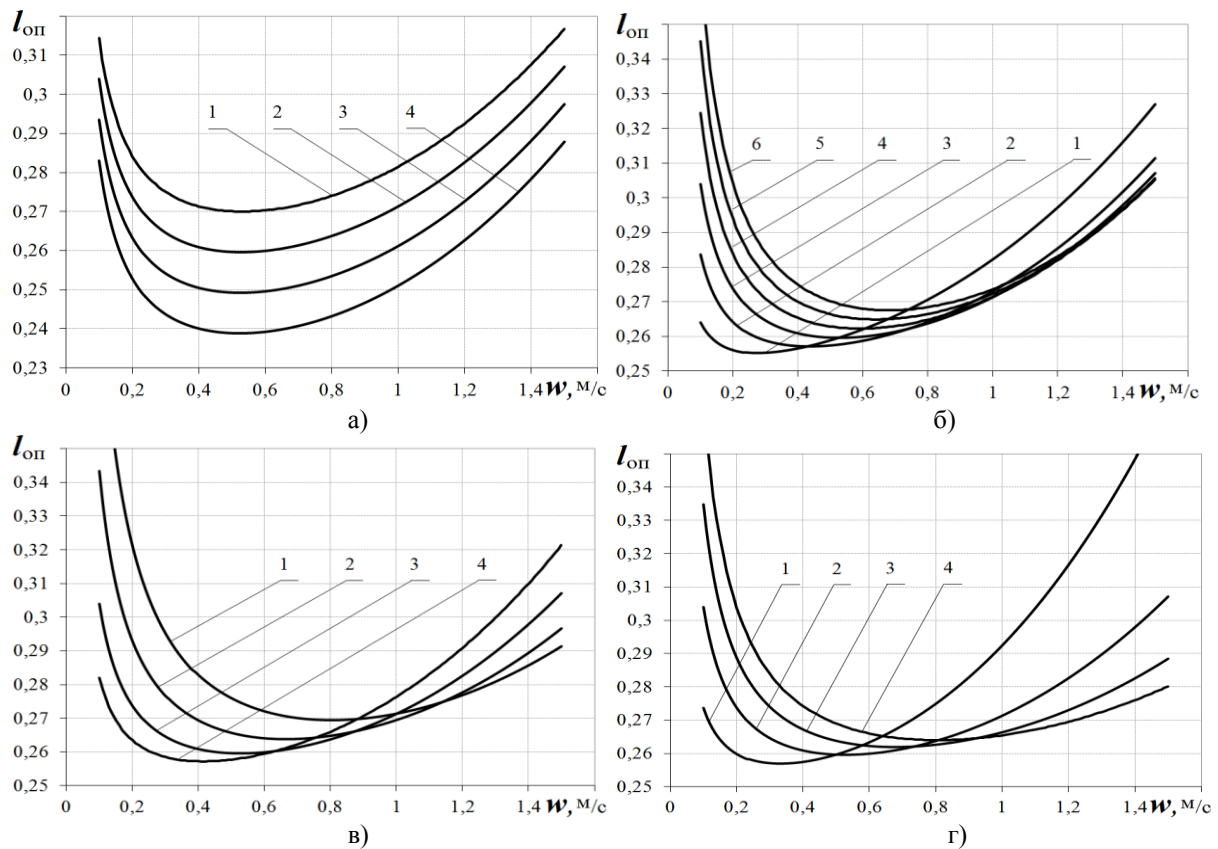


Рис. 2. Залежність питомих сумарних затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від швидкості теплоносія: **а)** 1–4 – температура теплоносія на вході до випарника  $t_r^{bx} = 2, 4, 6, 8^\circ\text{C}$  при постійних  $q_r = 50 \text{ Вт}/\text{м}$ ;  $L_{\text{св}} = 75 \text{ м}$ ;  $d_{\text{вн}} =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

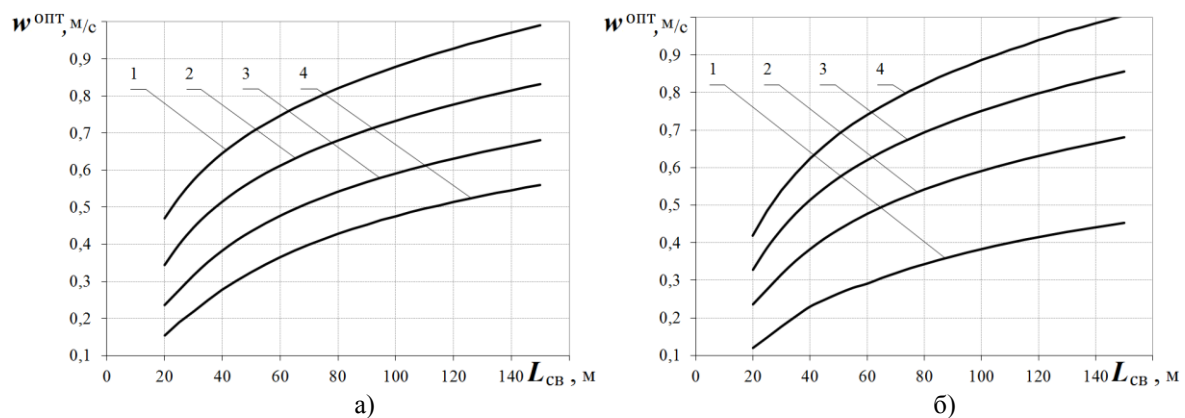


Рис. 3. Залежність оптимальної швидкості теплоносія від глибини свердловини: **а)** 1–4 – внутрішній діаметр труби ВГТО  $d_{\text{вн}} = 0,02, 0,025, 0,032, 0,04 \text{ м}$  при постійних  $q_r = 50 \text{ Вт}/\text{м}$  і  $t_r^{bx} = 4^\circ\text{C}$ ; **б)** 1–4 – середній за сезон питомий тепловий потік  $q_r = 25, 50, 75, 100 \text{ Вт}/\text{м}$  при постійних  $d_{\text{вн}} = 0,032 \text{ м}$  і  $t_r^{bx} = 4^\circ\text{C}$ .

Задаючись глибиною свердловини та діаметром труби ВГТО (які можуть бути визначені самим власником, виходячи з його фінансових можливостей), з рис. 3 можна отримати оптимальну швидкість теплоносія, при якій зовнішні енергозатрати будуть мінімальні. З урахуванням знайдених таким чином величин  $L_{cb}$  і  $d_{вн}$  рис. 4а 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. 4а 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. 4б), гідравлічні втрати значно зростають із збільшенням глибини свердловини при великих значеннях теплового потоку від ґрунту, що потребує переходу на більший діаметр труби теплообмінника.

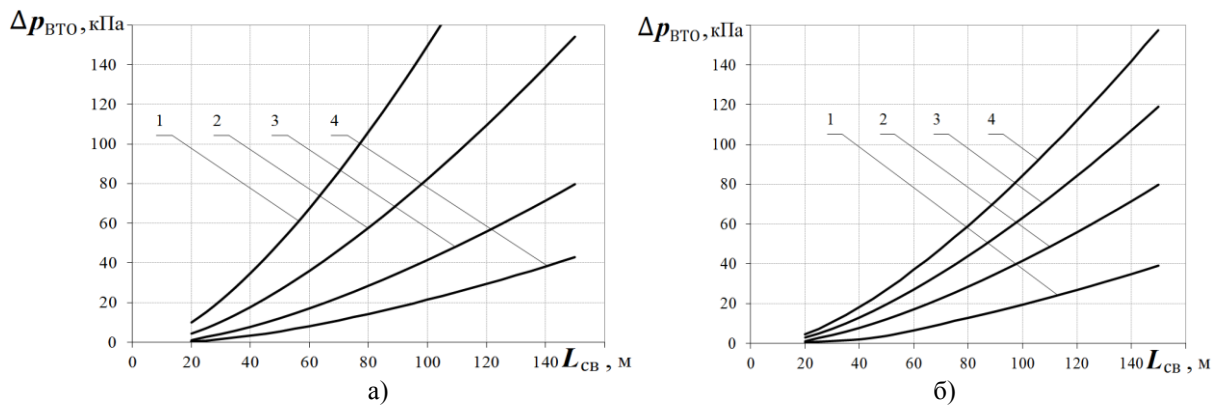


Рис. 4. Залежність гідравлічних втрат тиску в свердловині від її глибини: **а)** 1–4 – внутрішній діаметр труби ВГТО  $d_{вн} = 0,02; 0,025; 0,032; 0,04$  м при постійних  $q_r = 50$  Вт/м;  $t_r^{bx} = 4$  °С; **б)** 1–4 – середній за сезон питомий тепловий потік  $q_r = 25, 50, 75, 100$  Вт/м при постійних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

Чисельний аналіз співвідношення (16) з урахуванням виразів (7), (14), (15) та оптимальної швидкості теплоносія у нижньому контурі ТНУ дає змогу отримати залежність мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від глибини свердловини (рис. 5).

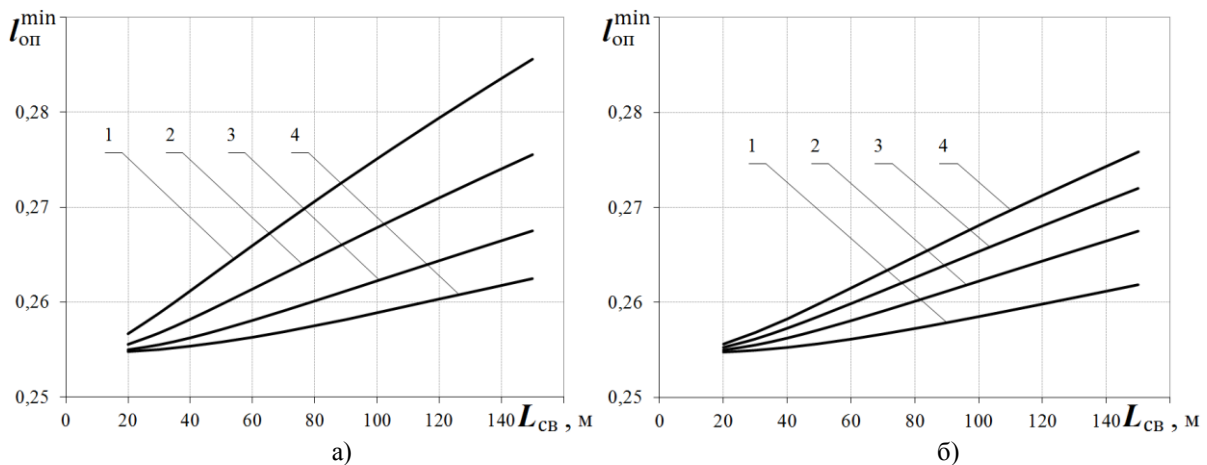


Рис. 5. Залежність мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС від глибини свердловини при температурі теплоносія на вході до випарника  $t_r^{bx} = 4$  °С: **а)** 1–4 – внутрішній діаметр труби ВГТО  $d_{вн} = 0,02; 0,025; 0,032; 0,04$  м при постійному  $q_r = 50$  Вт/м; **б)** 1–4 – середній за сезон питомий тепловий потік  $q_r = 25, 50, 75, 100$  Вт/м при постійному  $d_{вн} = 0,032$  м.

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. 5б) не перевищують значення 0,275, що відповідає значенням умовного коефіцієнта трансформації ТНС не менше 3,6 і свідчить про достатню ефективність системи.

### Висновки

Наведений аналіз засвідчив, що при використанні теплоти ґрунту в теплонасосній системі опалення є оптимальна швидкість теплоносія у ВГТО, якій відповідають мінімальні сумарні затрати енергії на привід насоса та компресора ТН.

Розрахунки показали, що оптимальна швидкість теплоносія залежить від глибини свердловини, діаметра труби теплообмінника та типу ґрунту, слабо залежать від теплофізичних характеристик теплоносія і майже не залежать від температури теплоносія на вході до випарника ТН.

Зображені співвідношення можуть бути використані при визначенні оптимальної швидкості теплоносія, глибини свердловини, а також перепаду тиску у контурі ВГТО для вибору циркуляційного насоса.

Отримані результати буде покладено в основу подальших досліджень з визначення характеристик ВГТО для комбінованих ТНС.

### Список літератури

1. Мацевитий Ю. М. О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины / Ю. М. Мацевитий, Н. Б. Чиркин, Л. С. Богданович, А. С. Клепанда // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 3. – С. 20–31.
2. J. Lund Geothermal (ground-source) heat pumps a world overview / B. Sanner, L. Rybach, R. Curtis, G. Hellstrom // GHC BULLETIN. – September 2004. – P. 1 – 10.
3. Rybach L. Status and prospects of geothermal heat pumps (GHP) in Europe and worldwide; sustainability aspects of GHPs // International course of geothermal heat pumps. – 2002. – pp. 1 – 15.
4. Lund J. Geothermal (ground-source) heat pumps. A world overview / J. Lund, B. Sanner, L. Rybach, R. Curtis, G. Hellstrom // Renewable Energy World. – Vol. 6. – 2004. – pp. 1–10.
5. Безродний М. К. Теплові насоси та їх використання [Текст] : навч. посіб. / М. К. Безродний, І. І. Пуховий, Д. С. Кутра. – К.: НТУУ «КПІ», 2013. – 312 с.
6. Гершкович В. Ф. Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами / В. Ф. Гершкович. – К.: Украинская Академия Архитектуры ЧП “Энергоминимум”, 2009. – 60 с.
7. Гершкович В. Ф. Кое-что из американского опыта проектирования тепловых насосов / В. Ф. Гершкович // Тепловые насосы. – 2011. – № 1. – С. 12–19.
8. Безродний М. К. Оптимальна робота теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти ґрунту / М. К. Безродний, Н. О. Притула // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2012. – № 1. – С. 7–12.
9. Безродний М. К. Оптимальні характеристики ґрунтових теплообмінників для теплонасосних систем тепlopостачання / М. К. Безродний, Н. О. Притула // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2012. – № 2. – С. 24–29.
10. Кордас О. Моделирование энергетических характеристик геотермальных систем / О. Кордас, Е.И. Никифорович // Прикладна гідромеханіка. – 2014. – № 1. – С. 42–52.
11. Оборудование WILO [Електронний ресурс] // Режим доступу – <http://www.wilo.ua/cps/rde/xchg/ua-ua/layout.xsl/index.htm>
12. Шубин Е. П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов / Е. П. Шубин. – М.: Энергия, 1979. – 359 с.
13. Теплофизические свойства водного раствора этиленгликоля [Електронний ресурс] // Режим доступу – <http://www.dpva.info/Guide/GuideMedias/Antifreeze/MEGwaterProperties/>

**М. К. Bezrodny, N. O. Prytula, R.V. Perevortkin**

**National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute»**

### **OPTIMAL WORKING CONDITIONS OF VERTICAL GROUND HEAT EXCHANGERS FOR HEAT PUMP HEATING SYSTEMS**

*The method of determination of optimal working conditions of vertical ground heat exchanger for heat pump low temperature water heating system, providing minimum energy cost for heat production is presented in this article. It was determined that there is an optimum speed of a heat carrier to which minimum total cost of electricity for heating system in a whole corresponds when using vertical probes for heat pump heating system. The correlation between the characteristics of vertical ground heat exchanger (depth of the well, the intensity of selection of heat from the soil pipe diameter, the velocity of a heat carrier) in its optimal working conditions was found.*

*It is shown that the optimum speed of a heat carrier in the lower circuit and relevant hydraulic loss depends on the depth of the well, the heat exchanger tube diameter and type of ground, weakly depend on the*



*thermal characteristics of a heat carrier and are almost independent of temperature conditions of heat pump systems.*

*The determined correlations for vertical ground heat exchanger characteristics can be used at the design stage of heat pump heating systems using ground heat for ensuring their maximum energy efficiency.*

**Keywords:** heat pump, vertical ground heat exchanger, low temperature heating system, the minimum unit cost of external energy.

1. Macevityj Ju.M. About the rational usage of heat pump technologies in the economy of Ukraine / Ju. M. Macevityj, N. B. Chirkin, L. S. Bogdanovich, A. S. Klepanda // *Jenergozberezenie. Jenergetika. Jenergoaudit*. – 2007. – №3. – P. 20 – 31. (Rus.)
2. J. Lund Geothermal (ground-source) heat pumps a world overview / B. Sanner, L. Rybach, R. Curtis, G. Hellstrom // *GHC BULLETIN*. – September 2004. – P. 1 – 10.
3. Rybach L. Status and prospects of geothermal heat pumps (GHP) in Europe and worldwide; sustainability aspects of GHPs // *International course of geothermal heat pumps*. – 2002. – pp. 1 – 15.
4. Lund J. Geothermal (ground-source) heat pumps. A world overview / J. Lund, B. Sanner, L. Rybach, R. Curtis, G. Hellstrom // *Renewable Energy World*. – Vol. 6. – 2004. – pp. 1–10.
5. Bezrodny M. K. Heat pumps and their use [Tekst] : navch. posib. / M. K. Bezrodny, I. I. Puhovyj, D. S. Kutra. – K.: NTUU «KPI», 2013. – 312 p.
6. Gershkovich V. F. Features of the design of heating systems of buildings with heat pumps / V. F. Gershkovich. – Kyiv, Ukraine: Ukrainian Academy of Architecture "Energominimum". – 2009. – 60 p.
7. Gershkovich V.F. Some of the American experience in the design of heat pumps / V.F. Gershkovich // *Heat pumps*. – 2011. – № 1. – P. 12 – 19. (Rus.)
8. Bezrodny M. K. The heat pump optimum operation in the low-temperature heating systems using the ground heat / M.K. Bezrodny, N.O. Prytula // *Naukovi visti NTUU «KPI»*. – 2012. – № 1. – P. 7 – 12. (Ukr.)
9. Bezrodny M. K. The optimal characteristics of ground heat exchangers for heat pump heating systems / M.K. Bezrodny, N.O. Prytula // *Naukovi visti NTUU «KPI»*. – 2012. – № 2. – P. 24 – 29. (Ukr.)
10. Kordas O. Simulation of the energy characteristics of the geothermal systems / O. Kordas, E.I. Nikiforovich // *Prykladna gidromekhanika*. – 2014. – № 1. – P. 42–52. (Rus.)
11. Oborudovanie WILO [Elektronnij resurs] // *Rezhim dostupu* – <http://www.wilo.ua/cps/rde/xchg/ua-ua/layout.xsl/index.htm> (Rus.)
12. Shubin E.P. The main issues of cities' heating systems designing / E.P.Shubin. – M. : Jenergija, 1979. – 359 p. (Rus.)
13. Thermophysical properties of an aqueous solution of ethylene glycol [Elektronnij resurs] // *Rezhim dostupu* – <http://www.wilo.ua/cps/rde/xchg/ua-ua/layout.xsl/index.htm> (Rus.)

УДК 621.577 + 697.1

**М.К. Безродный**, д-р техн. наук, профессор

**Н.А. Пригула**, канд. техн. наук; **Р.В. Перевёрткин**

**Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»**

### **ОПТИМАЛЬНЫЕ УСЛОВИЯ РАБОТЫ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ГРУНТОВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ДЛЯ ТЕПЛОНАСОСНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

*В статье изложена методика определения оптимальных условий работы вертикального грунтового теплообменника для теплонасосной системы низкотемпературного водяного отопления, которые обеспечивают минимум энергетических затрат на выработку теплоты. Определено, что при применении вертикальных зондов для теплонасосной системы теплоснабжения существует оптимальная скорость теплоносителя, которой соответствуют минимальные суммарные затраты электроэнергетики на систему отопления в целом. Получено соотношения между характеристиками вертикального грунтового теплообменника (глубина скважины, интенсивность отбора теплоты от почвы, диаметр трубы, скорость движения теплоносителя) в оптимальных условиях его работы.*

*Показано, что оптимальная скорость теплоносителя в нижнем контуре и соответствующие гидравлические потери зависят от глубины скважины, диаметра трубы теплообменника и типа почвы, слабо зависят от теплофизических характеристик теплоносителя и практически не зависят от температурных условий работы теплонасосной системы. Установленные соотношения для характеристик вертикального грунтового теплообменника могут быть использованы на стадии проектирования теплонасосных систем теплоснабжения с использованием теплоты грунта для обеспечения их максимальной энергетической эффективности.*

**Ключевые слова:** тепловой насос, вертикальный грунтовой теплообменник, низкотемпературная система отопления, минимальные удельные затраты внешней энергии.

Надійшла 18.10.2014

Received 18.10.2014