

УДК 620.91:697.329

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ СИСТЕМ

О. КОРДАС*, Е. И. НИКИФОРОВИЧ**

*Королевский Технологический Институт
Текникринген, 34, Стокгольм, Швеция
E-mail: olga@kth.se

**Институт гидромеханики НАН Украины
ул. Желябова, 8/4, 03680, ГСП, Киев-180, Украина
E-mail: en@nas.gov.ua

Получено 11.11.2013

Повышение энергоэффективности тепловых насосов, использующих геотермальное тепло, в настоящее время является одним из важнейших вопросов для дальнейшего развития и внедрения технологий применения возобновляемых источников энергии в системах теплоснабжения. Это требует детального изучения гидродинамического взаимодействия всех элементов геотермальной системы, состоящей из теплового насоса и геотермального источника энергии. В работе представлена математическая модель сильно неравновесной термодинамической системы почва – энергетический колодец – тепловой насос, описывающая энергетическое взаимодействие между ее частями. Показано, что стационарное состояние рассматриваемой геотермальной системы характеризуется безразмерным параметром коэффициентов теплопроводности почвы и вторичной жидкости (рассола в энергетическом колодце). Дана физическая интерпретация полученных результатов.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: сильно неравновесная термодинамическая система, дебит энергетического колодца, методы подобия и размерности

Підвищення енергоефективності теплових насосів, які використовують геотермальне тепло, в теперішній час є одним із найважливіших питань для подальшого розвитку і впровадження технологій застосування відновлювальних джерел енергії в системах тепlopостачання. Це вимагає детального вивчення гідродинамічної взаємодії всіх елементів геотермальної системи, яка складається із теплового насоса і геотермального джерела енергії. В роботі представлена математична модель дуже нерівноважної термодинамічної системи ґрунт – енергетичний колодязь – тепловий насос, яка описує енергетичну взаємодію між її частинами. Показано, що стаціонарний стан геотермальної системи, яка розглядається, характеризується безрозмірним параметром коефіцієнтів теплопровідності ґрунту та вторинної рідини (рассола у енергетичному колодязі). Надана фізична інтерпретація отриманих результатів.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: дуже нерівноважна термодинамічна система, дебіт енергетичного колодязя, методи подібності і розмірності

Increasing energy efficiency of the ground source heat pump (GSHP) systems is an important task for further development and implementation of this renewable energy technology for industrial and domestic heating and cooling. Achieving the higher efficiency, in its turn, requires insight into thermodynamic interaction of all elements of GSHP systems. The presented in the paper mathematical model of a strongly non-equilibrium thermodynamic systems G – BHE – GSHP has been elaborated to describe the energy exchange between the ground, BHE and evaporator of GSHP. Based on this model a stationary problem of such system operation has been solved. In particular, it is shown that the stationary energy exchange processes in the G – U-tube BHE – HP system is characterized by a unique dimensionless parameter – the ratio of the thermal conductivity of the ground and brine. For a stationary case a one-parameter universal dependence of the amount of energy extracted from the ground using U-tube BHE, which is essentially non-linear in length, was obtained. The physical interpretation of the received results is provided.

KEY WORDS: strongly non-equilibrium thermodynamic systems, optimal GSHP systems, energy discharge of BHE, similarity and dimensional methods

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время на нужды теплоснабжения/кондиционирования расходуется более 40 % производимой в мире энергии. Широкое использование углеводородных носителей энергии для упомянутых целей делает систему теплоснабжения/кондиционирования одним из главных источников загрязнения атмосферы парниковыми газами, оказывающими существенное негативное влияние на качество окружающей среды и приво-

дщими к необратимым глобальным последствиям изменения климата в целом.

Согласно принятой в ЕС энергетической стратегии, к 2020 году потребление первичной энергии должно быть сокращено на 20 % с увеличением до 20 % доли использования возобновляемых источников энергии (ВИЭ) [1]. Основную роль в достижении этой цели играет повышение энергоэффективности и внедрение новых технологий использования ВИЭ. Тепловые насосы (ТН) признаны в настоящее время наиболее перспективной в систе-

мах теплоснабження/кондиціонування енерго-ефективною технологією, суттєво скорочують виброси парникових газів і використовують ВИЭ.

В відповідності з новою стратегією ЄС по розвитку і використанню теплонасосних систем (ТНС) в системах теплоснабження і гарячого водоснабження до 2020 року передбачається виробити і встановити 70 млн. теплових насосів, що дозволить суттєво знизити виброси парникових газів.

Використання геотермального тепла з допомогою теплових насосів для цілей опалення/кондиціонування будівель різного призначення в нинішнє час признано однією з найбільш ефективних екологічно чистих технологій [1]. Принциповим питанням забезпечення надійного функціонування даної технології представляється вибір і розрахунок возобновлюваного джерела енергії і його оптимального використання. Досвід останніх холодних зим показав [2], що найбільш надійною і ефективною є геотермальна система (ГС), що використовується як джерело енергії геотермальну енергію землі.

В роботі під ГС буде розумітися джерело енергії для теплонасосних систем типу розсол/вода (або вторинна рідина/вода), що представляє собою енергетичний колодець – теплообмінне пристрій, розміщене в ґрунті. В свою чергу, ГС розділяються за своїми конструктивними особливостями на горизонтальні і вертикальні. Горизонтальні ГС значно дешевше вертикальних, але вимагають великої площі для їх облаштування і їх енергоефективність (здатність екстрагувати) енергію залежить від сезонної мінливості температурного поля в приповерхневому шарі землі, яке визначається в результаті взаємодії потоку сонячної енергії і потоку геотермальної енергії. Це означає, що для успішного функціонування такої системи її розмір (або довжина трубчатого теплообмінника) повинні розраховуватися для найбільш холодного періоду року в місці експлуатації. Цього недоліку позбавлені вертикальні ГС – як відомо [3], починаючи з глибини декількох метрів, температура середовища стає практично постійною і, таким чином, вертикальна ГС (ВГС) представляє собою практично неограничений, надійний і енергетично стійкий в час джерело теплової енергії.

Головним недоліком ГС є її висока вартість, але її здатність генерувати необхідну кількість енергії навіть в холодний зим-

ний період, робить цей джерело дуже привабливим.

Практично ВГС складається з різних геометричних модифікацій трубчатих теплообмінників, розміщених в вертикально пробурену скважину, заповнену спеціальним розчином. Опис різних технічних реалізацій таких теплообмінних пристроїв можна знайти в [4]. Принциповим питанням в створенні ВГС є розрахунок глибини скважини для отримання даної кількості теплової енергії. Очевидно, для цього необхідно розглядати термодинамічне взаємодія всіх елементів ГС і теплового насоса, що визначає енергообмін між навколишнім середовищем, енергетичним колодецем і випарником теплового насоса.

В нинішнє час існує велика кількість аналітичних, чисельних і експериментальних робіт, присвячених дослідженню процесів теплопереносу в ВГС. Аналітичні моделі, як правило, розглядають скважину як нескінченний лінійний [5] або циліндричний [6] джерело/сток тепла. Далі розвиток цих робіт наведено в статті [7]. Чисельні моделі розрахунок теплообміну в ВГС представлені в роботах [8–10]. Варто відзначити, що існуючі моделі є достатньо складними і містять велику кількість емпіричних параметрів. Це не дає можливості чіткої інтерпретації фізичних процесів, що відбуваються в ВГС. Крім того, як уже відзначалося, в існуючих аналітичних і чисельних моделях скважина представляється нескінченним лінійним або циліндричним джерелом/стоком тепла з постійною по довжині температурою або постійними локальними потоками тепла, не пов'язаними з енергетичними характеристиками ТНС. В результаті визначається кількість тепла, екстрагуваного ВГС з одиниці її довжини. Як показують останні експериментальні дослідження [4], величини локальних потоків тепла суттєво залежать від глибини скважини. Тому, для коректного визначення довжини ВГС необхідно знати закономірності формування потоків тепла по довжині скважини. Обзор сучасного стану по аналітичному, чисельному і експериментальному моделюванню ВГС можна знайти в [11].

З гідротермодинамічної точки зору ГС з тепловим насосом представляє собою сильно не рівноважну термодинамічну систему з різними механізмами переносу тепла: молекулярним або конвективно-молекулярним в навколишньому середовищі, молекулярним через стін-

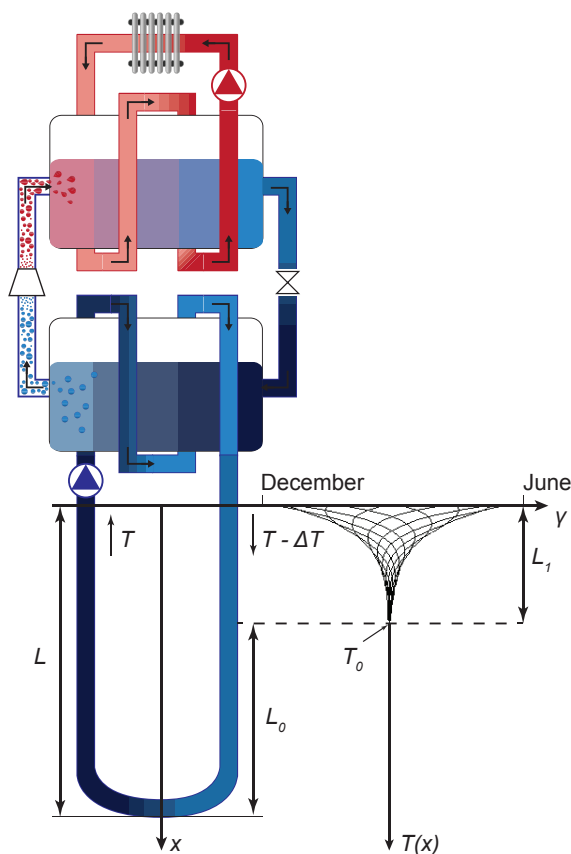


Рис. 1. Геотермальная система с тепловым насосом и сезонная изменчивость температурных полей в почве

ки трубчатых теплообменников, молекулярно-конвективным – внутри труб теплообменника и при фазовых переходах в испарителе.

Целью работы является построение математической модели такой сильно неравновесной гидротермодинамической системы с условиями непрерывности температуры и тепловых потоков между ее элементами для изучения закономерностей формирования энергетических потоков и создания оптимальной энергетической схемы геотермальной системы с тепловым насосом на основе определения лимитирующих стадий энергообмена между ее элементами и их согласования.

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

На рис. 1 схематически представлена вертикальная геотермальная система с тепловым насосом мощности E с вертикальным энергетическим колодезем длины L . Рассмотрим более подробно невозмущенное поле температур в верхнем слое земли, который и служит источником возобнов-

ляемой энергии для теплового насоса. На этом же рисунке справа представлена типичная временная изменчивость невозмущенной температуры $T_0(z, t)$ в верхнем слое почвы при $x \geq 0$, здесь x – глубина, t – время в течение года. Характерной особенностью поведения температурного профиля в почве является наличие слоя сезонной изменчивости с характерным масштабом $L_1 \approx 10$ м, распределение которого формируется в результате взаимодействия потока геотермального тепла из земли с радиационным потоком тепла от Солнца и молекулярным потоком тепла из атмосферы. Разница температур на поверхности почвы $x=0$ в средних широтах может достигать 40°C . Температура на глубине $x \geq L_1$ остается постоянной с небольшим (порядка $3^\circ\text{C}/100$ м) положительным градиентом. В холодное время года (или в течение отопительного периода) температура в верхнем слое меньше невозмущенной температуры на глубине $x \geq L_1$. Следовательно, с точки зрения эффективности (количества энергии, экстрагируемой с помощью ВГС), слой сезонной изменчивости температуры снижает эффективность ВГС. Этот же вывод можно сделать в летний период, если ВГС используется как пассивный источник холода для целей кондиционирования. Следовательно, для повышения энергетической эффективности ВГС верхний слой должен быть исключен из рассмотрения. Технически это означает теплоизоляцию вертикального ВГС в этом слое. Поэтому будем считать, что ВГС находится в слое $x \geq L_1$ с постоянной температурой T_0 . Тепловую мощность, генерируемую в испарителе теплового насоса можно записать в виде

$$E_0 = c_p \rho \Delta T Q. \quad (1)$$

Здесь $c_p \rho$ – теплоемкость при постоянном давлении и плотность рассола в коллекторе; ΔT – перепад температур на входе и выходе испарителя ТН; Q – объемный расход рассола в коллекторе ($\text{м}^3/\text{с}$). Величина ΔT определяется, очевидно, длиной коллектора и конструктивными особенностями испарителя ТН. Следовательно, задача обеспечения заданной мощности ТН сводится к определению длины коллектора L_0 , которая обеспечит заданную величину ΔT при данном объемном расходе рассола Q .

Математическая постановка и решение задачи определения величины L_0 в зависимости от данной мощности теплового насоса E_0 в случае U-образного коллектора представляет определенные трудности в связи со сложной геометрией задачи. Поскольку коллектор помещен в среду с невозмущенным однородным распределением темпе-

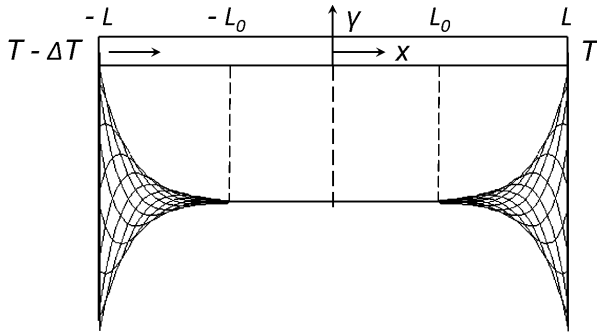


Рис. 2. Схема "распрямленного" земляного U-образного коллектора

ратуры T_0 , то предположим, что нисходящая и восходящая части коллектора термодинамически не взаимодействуют друг с другом (количественная оценка такого предположения будет сделана ниже).

С учетом этого предположения процесс экстрагирования геотермальной энергии U-образным коллектором длины L_0 можно представить как процесс теплообмена между текущим в трубе радиуса R и длины $2L_0$ рассолом с объемным расходом Q и внешней полубесконечной средой с температурой T_0 .

На представленной схеме такого теплообмена (рис. 2) точки $x = -L_0$ и $x = L_0$ соответствуют выходу и входу из испарителя теплового насоса (имеется в виду, что значение температуры в этих точках равны значениям температуры рассола на выходе и входе испарителя).

Введем цилиндрическую систему координат (r, z) , в которой начало координат связано с серединой длины коллектора. В указанной системе координат процесс теплообмена между рассолом и окружающей средой описывается следующей системой уравнений:

$$\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) = 0 \quad \text{при } r > R, \quad (2)$$

$$V_x \frac{\partial T_b}{\partial x} = \chi_b \left(\frac{\partial^2 T_b}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_b}{\partial r} \right) \right) \quad (3)$$

при $r < R$.

Здесь индексы s и b относятся к грунту и рассолу соответственно; χ_b – коэффициент теплопроводности рассола. В реальных условиях течение рассола в коллекторе достаточно медленные, поэтому будем считать, что в трубе реализуется течение Пу-

азейля, т. е.

$$V_x = V_{\max} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right], \quad (4)$$

Здесь V_{\max} – максимальная скорость течения Пуазейля на оси трубы при $r=0$. Сделаем еще одно предположение: влиянием стенки трубы на процесс теплообмена между грунтом и рассолом можно пренебречь. Это предположение не является принципиальным с точки зрения решения задачи и означает, что материал трубы обладает достаточной теплопроводностью.

Введем характерные пространственные масштабы L_x в продольном (поскольку в задаче нет характерной длины в продольном направлении, то она должна определиться в результате анализа уравнения (3)) и R в поперечном направлениях и определим безразмерные переменные

$$r^* = r/R, \quad x^* = x/L_x. \quad (5)$$

Учитывая, что $V_{\max} = 2Q/(\pi R^2)$, уравнение (3) переписывается в виде

$$(1 - r^{*2}) \frac{\partial T_b}{\partial x^*} = \frac{L_x \chi_b \pi}{2Q} \times \left[\left(\frac{R}{L_x} \right)^2 \frac{\partial^2 T}{\partial x^{*2}} + \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} r^* \frac{\partial T}{\partial r^*} \right]. \quad (6)$$

Левое слагаемое в (6) описывает конвективный теплоперенос в трубе, а правое – теплоперенос вследствие теплопроводности. Очевидно, что в данном случае из физических соображений необходимо учесть и конвективного, и молекулярного теплопереноса. Следовательно, из уравнения (6) следует выражение для характерной длины L_x :

$$L_x = \frac{2Q}{\pi \chi_b}. \quad (7)$$

С учетом формулы (1) выражение (7) принимает вид:

$$L_x = \frac{2E_0}{\pi \lambda_b \Delta T}. \quad (8)$$

Здесь λ_b – коэффициент теплопроводности рассола. Таким образом, характерная длина L_x явным образом зависит от характеристик теплового насоса – его мощности E_0 и перепада температур ΔT в испарителе. Из общих соображений теории размерности и подобия [12] следует, что длина земляного коллектора L_0 должна быть пропорциональна величине L_x , что дает ее функциональную зависимость от характеристик ТН. Подробнее эта зависимость будет проанализирована ниже.

Оценим выражение $(R/L_x)^2$ в уравнении (6). С учетом (8) нетрудно получить, что

$$\left(\frac{R}{L_x}\right)^2 = \left(\frac{R\lambda_b\pi\Delta T}{2E}\right) \ll 1$$

для реальных параметров ГС. Это означает, что диффузией тепла в рассоле в направлении x можно пренебречь и тогда система уравнений (2), (3) принимает вид

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \theta_s}{\partial r} \right) = 0 \quad \text{при } r > 1, \quad (9)$$

$$(1-r^2) \frac{\partial \theta_b}{\partial x} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \theta_b}{\partial r} \right) \quad \text{при } r < 1, \quad (10)$$

здесь (r, x) – безразмерные переменные, определяемые выражением (5) (поскольку в дальнейшем будут рассматриваться только безразмерные переменные, то для удобства звездочки в них опущены), и введенная безразмерная температура в грунте и трубе определена по формуле

$$\theta_{s,b}(r, x) = \frac{T_{s,b} - T_1}{T_0 - T_1}, \quad (11)$$

индексы s и b относятся к грунту и рассолу соответственно.

2. ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ

Сформулируем граничные условия для задачи (9), (10). На границе трубы и грунта примем условия непрерывности температуры и тепловых потоков, т. е.

$$\theta_s = \theta_b \quad \text{при } r = 1, \quad \forall x, \quad (12)$$

$$\frac{\partial \theta_b}{\partial r} = \frac{\lambda_s}{\lambda_{br}} \frac{\partial \theta_s}{\partial r} \quad \text{при } r = 1, \quad \forall x. \quad (13)$$

Кроме того,

$$\theta_s \rightarrow 1 \quad \text{при } x \rightarrow \infty, \quad \forall x \quad (14)$$

и θ_b конечна при $r=0$.

По продольной координате x требуется задание только одного граничного условия в силу параболичности уравнения (10). Поэтому для удобства дальнейшего решения граничной задачи свяжем начало координат (x, y) с точкой выхода рассола из испарителя теплового насоса (рис. 1). Тогда, в соответствии с формулой (11),

$$\theta_b = 0 \quad \text{при } x = 0 \quad \text{и } r < 1. \quad (15)$$

Таким образом, система уравнений (9), (10) с граничными условиями (12)–(15) и учетом сделанных выше предположений описывает процессы энергообмена в геотермальной системе между почвой, вертикальным коллектором и тепловым насосом. При данной постановке задачи геотермальная система рассматривается как единая термодинамическая система, в которой процессы энергообмена между почвой, вертикальным коллектором и тепловым насосом оказываются согласованными. Это создает возможность конструирования оптимальной ГС.

Отметим, что полученная граничная задача зависит только от одного безразмерного параметра $\gamma = \lambda_s / \lambda_b$ – отношения коэффициентов теплопроводности почвы и рассола, характеризующего теплообмен между почвой и рассолом. Очевидны два асимптотических решения поставленной задачи.

1. В случае $\gamma \gg 1$ теплопроводность почвы много больше проводимости рассола. Решение в почве, очевидно, имеет вид $\theta_s = 1$. Это означает, что на поверхности коллектора обеспечивается постоянная температура и в этом случае обеспечиваются наилучшие условия экстрагирования геотермального тепла.
2. В случае $\gamma \ll 1$, означающем низкую теплопроводность почвы по сравнению с теплопроводностью рассола, весь теплообмен определяется термодинамическими свойствами почвы. Это наихудший случай с точки зрения экстрагирования геотермального тепла. Наличие в задаче только одного параметра означает, что все локальные и интегральные характеристики данной задачи или сложной термодинамической системы почва – коллектор – тепловой насос во введенных безразмерных переменных суть функции только одного параметра γ . В частности, длина вертикального L_0 коллектора, необходимого для генерации тепловой мощности E_0 , имеет следующую функциональную зависимость:

$$L_0 = \phi(\gamma) \frac{E_0}{\lambda_b \Delta T}. \quad (16)$$

Здесь $\phi(\gamma)$ – функция, подлежащая определению; ΔT – перепад температур на входе и выходе из испарителя.

Следует отметить, что длина вертикального коллектора обратно пропорциональна разности температур на входе и выходе из испарителя ТН.

Следовательно, чем большую разность температур (или, что то же самое, экстрагирования тепла) может обеспечить испаритель ТН, тем меньшей длины требуется земляной коллектор для получения той же мощности.

Физический смысл этого явления легко объяснить. Действительно, чтобы получить данную мощность E_0 , увеличивая ΔT , в соответствии с (1) необходимо уменьшить расход Q или, что тоже самое, скорость движения рассола в коллекторе. Уменьшение скорости рассола приводит к улучшению условий теплообмена.

В общем случае полученная граничная задача не имеет простого аналитического решения, поэтому будет решена численно. Отметим, что поскольку решение задачи является однопараметрическим, то их физическая интерпретация и возможные приложения будут достаточно наглядными.

3. АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Численные решения граничной задачи (9), (10), (12)–(15) проводились для различных типов грунтов и рассола, представляющего смесь 30 % пропиленгликоля и 70 % воды с $\lambda_{br} = 0.44$ Вт/(м·К) [3]. Типы грунтов, их коэффициенты теплопроводности [13] и соответствующие значения γ представлены в таблице. Конкретные типы грунтов и рассола взяты для наглядности и показывают диапазон изменения параметра γ для реальных условий. Результаты, естественно, справедливы для любой пары рассол – грунт, имеющей соответствующее значение γ .

На рис. 3 представлены результаты расчетов распределения безразмерной температуры θ в системе грунт – земляной коллектор для трех значений $\gamma_1 = 0.75$ (сухой песок); $\gamma_2 = 3.02$ (влажный песок с 20 % водосодержанием), $\gamma_3 = 7.95$ (гранит). В дальнейшем на графиках обозначения 1, 2, 3 будут соответствовать кривым, рассчитанным для γ_1 , γ_2 , γ_3 соответственно. Ось абсцисс соответствует безразмерной длине коллектора, ось ординат – радиальной переменной задачи. Значение $r \leq 1$ соответствует области течения *brine* в трубе коллектора, область $r > 1$ представляет собой грунт.

Распределение безразмерной температуры представлено в виде изотерм, значения которых обозначены в верхних частях рисунков. Представленные результаты показывают сильную зависимость температурных профилей как по длине коллектора, так и радиальном направлении, причем с увеличением значения γ неоднородность распределения температур возрастает, уменьшаясь с ростом x_0 .

Более наглядно эти закономерности можно проследить на рис. 4, где представлены распределения безразмерной температуры θ в сечениях $x_0 = 0.2, 0.4$ и 0.8 соответственно и трех значений γ . Из графиков видно, что с увеличением длины коллектора x_0 распределение температур становится более однородным как внутри коллектора, так и в грунте, но значения температуры остаются достаточно сильно зависящими от значения γ .

Для случая 1 (сухой песок) температура поверхности коллектора возросла с $\theta_s = 0.1$ при $x_0 = 0.2$ до $\theta_s = 0.3$ при $x_0 = 0.8$. В то же время, для гранита ($\gamma_3 = 7.95$) температура стенки коллектора возросла с $\theta_s = 0.62$ при $x_0 = 0.2$ до $\theta_s = 0.92$ при $x_0 = 0.8$. Физический смысл этих результатов достаточно очевиден – увеличение значения γ для фиксированного рассола означает увеличение коэффициентов теплопроводности грунта, что увеличивает теплообмен между средой и рассолом. Отметим еще раз сильную зависимость безразмерной температуры рассола как от длины коллектора x_0 , так и от радиальной компоненты R . Это обстоятельство является весьма важным при расчете энергетической мощности коллектора.

Введем понятие мощности энергетического колодца E (или его дебита, по аналогии с нефтяными и газовыми скважинами) по формуле

$$E = c_p \rho \int_S [T_b(r, x_0) - T_b(r, x_0 = 0)] V(r) ds, \quad (17)$$

где $T(r, x_0)$ – температура рассола на входе в испаритель теплового насоса; $T(r, x_0 = 0)$ – температура рассола на выходе из испарителя; $V(r)$ – распределение в продольном направлении; S – поперечная площадь трубки коллектора. Формула (17) представляет разность энтальпии рассола на входе и выходе испарителя ТН. Очевидно, что в случае постоянства температур на входе и выходе испарителя формула (17) совпадает с формулой (1). Полученные результаты показывают, что для корректного определения дебита энергетического колодца необходим учет зависимости температуры рассола не только от его длины, но и от его радиуса.

Введем безразмерный дебит энергетического колодца по формуле

$$E(x_0) = \frac{E}{c_p \rho \Delta T Q}. \quad (18)$$

С физической точки зрения выражение (18) представляет отношение стационарного дебита энергетического колодца длины x_0 к дебиту колодца

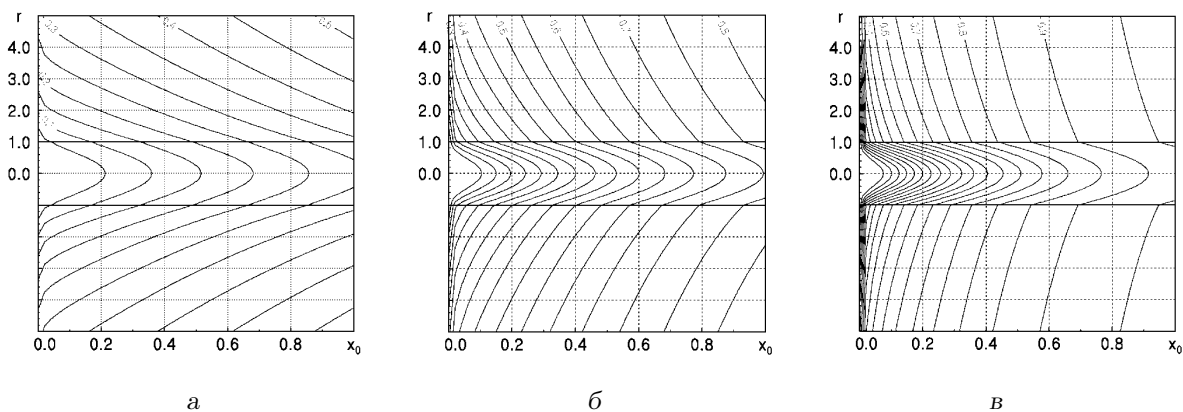


Рис. 3. Распределение изотерм в системе грунт – коллектор:
 а – $\gamma = 0.75$; б – $\gamma = 3.02$; в – $\gamma = 7.95$

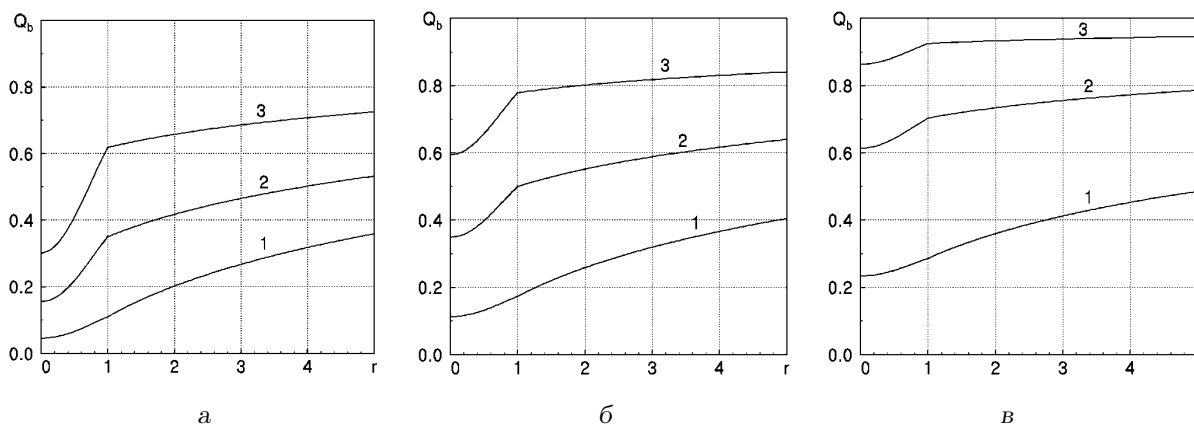


Рис. 4. Распределения безразмерной температуры в сечениях:
 а – $x_0 = 0.2$; б – $x_0 = 0.4$; в – $x_0 = 0.8$

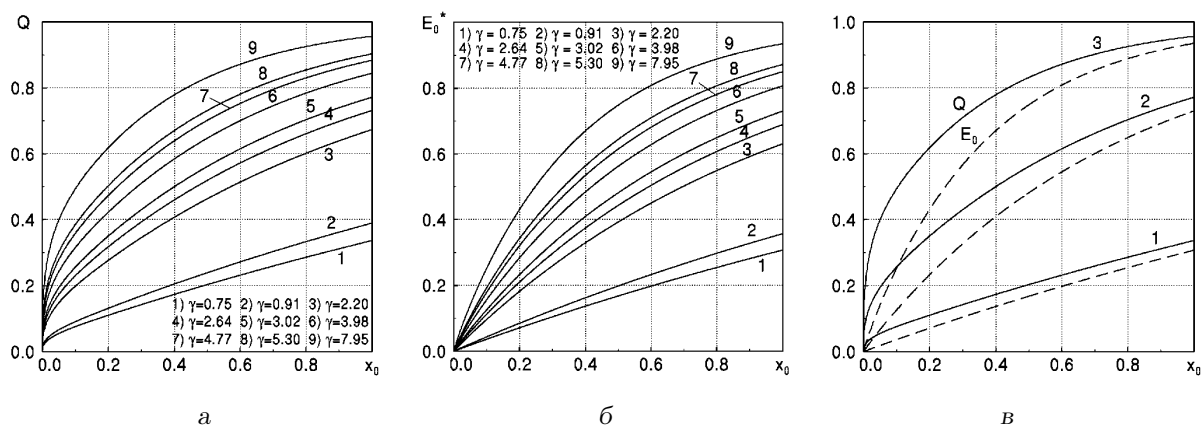


Рис. 5. Зависимости дебита энергетического колодца от его длины для различных типов грунтов:
 а – распределение безразмерной температуры на поверхности коллектора; б – зависимость дебита энергетического колодца от его длины; в – зависимость дебита энергетического колодца от его длины для трех значений γ

Табл. 1. Типы грунтов, рассола, их коэффициенты теплопроводности и значения γ

Рассол/грунт	30 % пропиленгликоль и 70 % воды	сухой песок	сухой грунт	песок и 10 % воды	грунт песчаный	песок и 20 % воды
λ [Вт/(м·К)]	0.44	0.33	0.4	0.97	1.16	1.33
$\gamma = \lambda_{br}/\lambda_s$	1	0.75	0.91	2.20	2.64	3.02

Рассол/грунт	грунт и 10 % воды	грунт и 20 % воды	глинозем	гранит
λ [Вт/(м·К)]	1.75	2.1	2.33	3.5
$\gamma = \lambda_{br}/\lambda_s$	3.98	4.77	5.30	7.95

с $\Delta T = T_0 - T_1$. Очевидно, что $E(x_0) < 1$. Нетрудно показать, что

$$E(x_0) = 4 \int_0^1 \theta_b(r, x_0)(1 - r^2)r dr. \quad (19)$$

На рис. 5 представлены зависимости дебита энергетического колодца от его длины для различных типов грунтов. Рис. 5, а соответствует дебиту скважины в предположении, что температура рассола не зависит от R и равна температуре стенки при $r = 1$. Из (19) следует, что в этом случае

$$E(x_0) = \theta_s(r = 1, x_0) \quad (20)$$

и совпадает с температурой стенки. Рис. 5, б построен с использованием зависимости температуры рассола от радиуса R . Естественно, что учет этой зависимости снижает дебит скважины по сравнению с дебитом скважины с постоянной по R температуре рассола. Отметим, что при значениях $\gamma \leq 1$ зависимости на рис. 5, а, б от длины коллектора x_0 практически линейные, в то время как при $\gamma > 1$ отчетливо виден их нелинейный характер. Случаи $\gamma \leq 1$ физически означают, что лимитирующей стадией теплообмена в системе скважина–грунт является перенос тепла в грунте, поэтому профили температуры в этом случае более однородные по сравнению с профилями температур для $\gamma > 1$, где лимитирующей стадией переноса тепла в системе служит теплоперенос в рассоле. Оба графика показывают, что температура на выходе из коллектора и его дебит всегда меньше их значений для невозмущенной среды с $T = T_0$ и только асимптотически стремятся к своим невозмущенным значениям при $x_0 \rightarrow \infty$. Физический смысл очевиден – в задаче рассматривается стационарное состояние системы грунт–коллектор–тепловой насос, которое достигается для больших времен ее эксплуатации из невозмущенного состояния $T = T_0$. С практической точки зрения графи-

ки на рис. 5, б показывают, что для $\gamma > 1$ в силу нелинейности дебита скважины по x_0 можно получить необходимый дебит, используя несколько скважин. Например, для $\gamma = 7.95$ чтобы получить $E_0 = 1$, необходимы две скважины с $x_0 = 0.22$ (рис. 5, б). Если же использовать одну скважину, то такой дебит может обеспечить лишь скважина бесконечной длины. В то же время, если две скважины длиной $x_0 = 0.22$ заменить на одну скважину длиной $x_0 = 0.44$, то такая скважина обеспечит дебит $E_0 = 0.72$. Полученные результаты могут быть использованы для выбора оптимальной длины коллектора с точки зрения получения максимального дебита скважины.

На рис. 5, в представлены зависимости дебита скважин от их длины для сухого песка (кривые 1), песка с 20 % водосодержанием (кривые 2) и гранита (кривые 3). Сплошные линии соответствуют $E_0 = \theta_s(r = 1, 0)$, штриховые – дебит скважин, представленных на рис. 5, б. Как и следовало ожидать, при $x_0 \rightarrow \infty$ разница между ними уменьшается. На рис. 6, а представлены зависимости абсолютной ошибки в определении дебита скважин с использованием температуры стенки. Для $\gamma \leq 1$ эта разница практически постоянна, а для $\gamma > 1$ ошибка имеет максимум, который достигает величины 0.26 для $\gamma = 7.95$ и длины $x_0 = 0.05$. На рис. 6, б представлена зависимость длины коллекторов x_0^* , при которых достигается максимум ошибки в определении дебита, от параметра γ .

Полученные результаты энергетических характеристик энергетического колодца показывают существенное влияние неоднородности распределения температуры рассола как вдоль, так и в радиальном направлении скважины на ее дебит. Это приводит к необходимости пересмотра существующих инженерных методов расчета дебита энергетического колодца, основанных на использовании TRT (Thermal Response Test), предполагающим постоянство тепловых потоков по длине коллектора. На рис. 7, а представлены зависимости

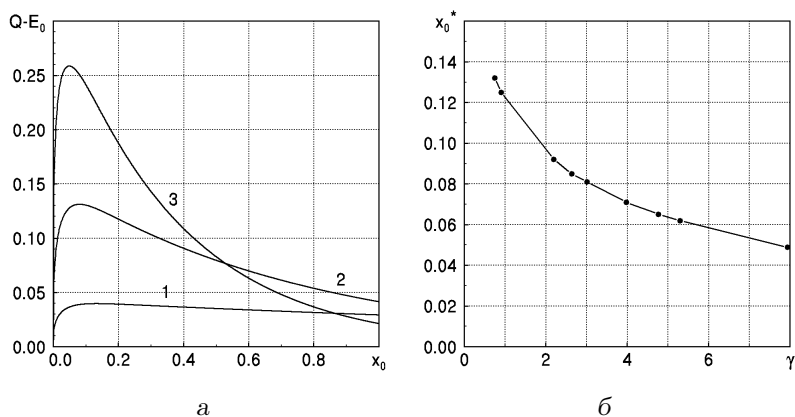


Рис. 6. Оценки ошибки определения дебита скважины:

а – абсолютная ошибка в определении дебита скважины;
 б – зависимость максимума ошибки от параметра γ

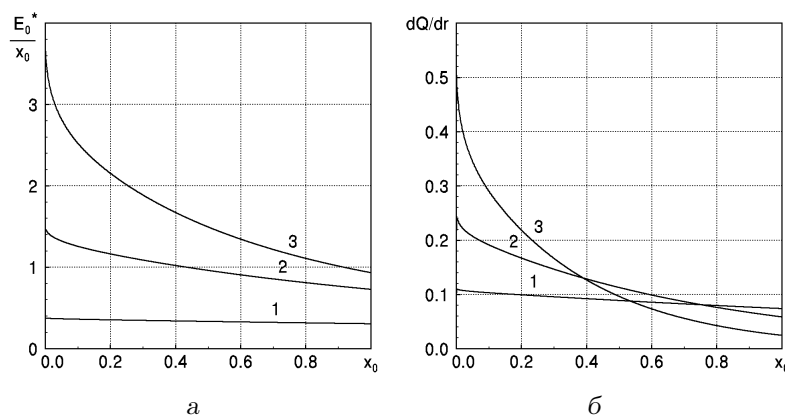


Рис. 7. К оценке усредненной мощности энергетического колодца на единицу длины:

а – усредненный дебит энергетического колодца на единицу длины;
 б – локальные тепловые потоки на стенке коллектора

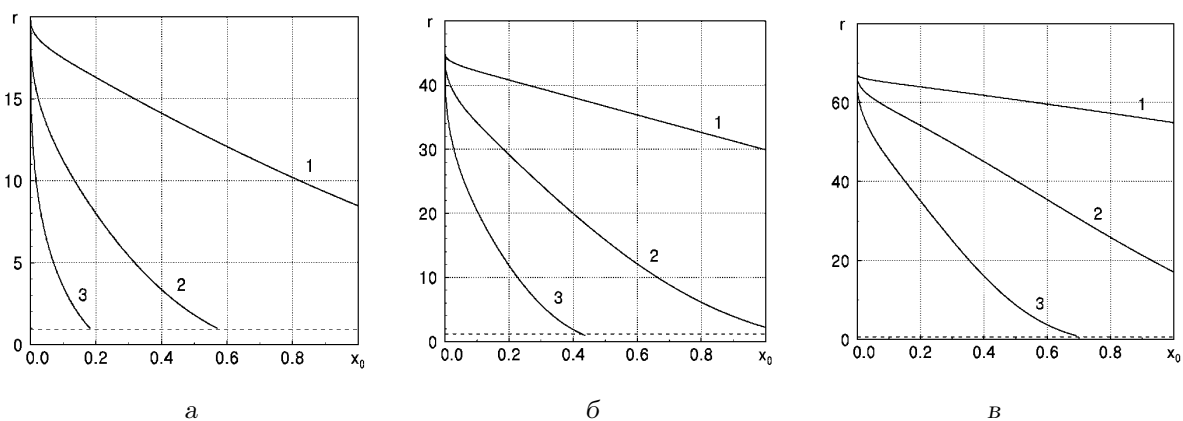


Рис. 8. Размер возмущенной области температурного поля для трех изотерм:

а – $\theta_s = 0.6$; б – $\theta_s = 0.8$; в – $\theta_s = 0.9$

осредненной мощности энергетического колодца на единицу длины E_0^*/x_0 от длины коллектора x_0 и параметра γ . Из графиков видно, что при значении $\gamma \leq 1$ (плохо проводящие среды) действительно тепловая мощность коллектора на единицу его длины слабо зависит от длины x_0 самого коллектора, в то время как для значений $\gamma > 1$ эта зависимость становится существенно нелинейной, особенно при малых x_0 . С увеличением x_0 осредненная мощность скважины в этом случае стремится к нулю. Физический смысл этого явления иллюстрирует рис. 7, б – зависимость локальных безразмерных потоков тепла из грунта в коллектор по его длине параметра γ . Для $\gamma > 1$ на начальном участке коллектора формируется сильная термическая неравновесность и потоки тепла здесь максимальны. С увеличением x_0 значения локальных тепловых потоков падают – для $\gamma = 7.95$ (гранит) потоки уменьшаются более чем в десять раз на длине $x_0 = 1$. Практически это означает, что для хорошо проводящих грунтов для получения заданной мощности можно использовать несколько коротких скважин, общая длина которых может быть существенно меньше длины одиночной скважины той же мощности.

При использовании нескольких скважин весьма важным становится вопрос их взаимного влияния. Для этого необходимо определять размер возмущенной области температурного поля в грунте. На рис. 8 для трех значений γ представлены области возмущенных температурных полей, ограниченные изотермами $\theta_s = 0.6$; 0.8 и 0.9 соответственно. Пунктирная линия соответствует стенке коллектора $r = 1$. Размер возмущенной области возрастает с уменьшением параметра γ , но его линейный размер на поверхности $x_0 = 0$ практически одинаков и для изотерм $\theta_s = 0.9$ составляет порядка 100 или в размерном виде – $100R$. Для обычно используемых в коллекторах полиэтиленовых труб $R_0 = 20$ мм. Соответственно, максимальный линейный размер возмущенной области на поверхности $x_0 = 0$ составляет порядка 2 м. Следовательно, расстояние между скважинами для различных грунтов должно быть не менее 4 м, что хорошо согласуется с инженерными рекомендациями [3].

ВЫВОДЫ

В работе построена математическая модель сильно неравновесной термодинамической системы почва – энергетический колодец – геотермальный тепловой насос с условиями непрерывности температуры и тепловых потоков между ее элементами. На основе созданной

модели стационарный случай функционирования такой системы был исследован численно-аналитическими методами.

В частности, показано, что:

- стационарные процессы энергообмена в рассматриваемой системе характеризуются одним безразмерным параметром – отношением коэффициентов теплопроводности почвы и рассола;
- температурные профили в почве и коллекторе имеют сильную неоднородность как в продольном, так и радиальном направлении, причем с увеличением значения γ неоднородность распределения температур возрастает, уменьшаясь с ростом x_0 ;
- мощность энергетического колодца существенным образом зависит от неоднородности температуры рассола;
- для хорошо проводящих грунтов для получения заданной мощности можно использовать несколько скважин, общая длина которых может быть существенно меньше длины одиночной скважины той же мощности.

Кроме того, введено и формализовано понятие энергетического дебита скважины и определены лимитирующие стадии теплообмена в рассмотренной системе. Определены размеры возмущенной области температуры в грунте, хорошо согласующиеся с инженерными рекомендациями.

БЛАГОДАРНОСТИ

Авторы выражают искреннюю признательность академику НАН Украины профессору В. Т. Гринченко за плодотворные дискуссии, одним из итогов которых стало формулирование идеи распрямленного коллектора, и доктору физико-математических наук, профессору А. А. Гуржию за помощь в проведении численных расчетов.

1. *Common vision for the renewable heating & cooling sector in Europe* // RHC-Platform, Brussels: EU – 2011. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.rhc-platform.org/fileadmin/Publications> (дата обращения 01.11.2013).
2. *Moroz P., Nikiforovich E., Kordas O., Wenerstern R.* Following the global trends in energy development: sustainable heating system in Ukraine // *Nova Tema*. – 2010. – № 1. – P. 9–13.
3. *Ochsner K.* Geothermal heat pumps, A guide for planning & installing. – London; Sretling, VA: Earthscan, 2008. – 146 p.

4. *Acuña J.* Distributed TRT – new insight on U-pipe and coaxial heat exchangers in groundwater-filled boreholes: Doctoral Thesis in Energy Technology.– Stockholm, Sweden: KTH, 2013.– 138 p.
5. *Ingersoll L. R., Plass H. J.* Theory of the ground pipe heat source for the heat pump // *ASHVE Trans.*– 1948.– **47**.– P. 339–348.
6. *Carslaw H. S., Jaeger J.C.* Conduction of heat in solids.– Oxford: Clarendon Press, 1959.– 510 p.
7. *Deerman J. D., Kavanaugh S. P.* Simulation of vertical U-tube ground-coupled heat pump systems using the cylindrical heat source solution // *ASHRAE Trans.*– 1991.– **97**.– P. 287–294.
8. *Zhou Y. S., Zhang X., Chen P. L.* Heat transfer and reasonable distance analysis for vertical U-tubes used in GSHP // *J. Donghua Univ. (Natur. Sci.)*.– 2006.– **27**, No. 5.– P. 10–15.
9. *Zhang K. L., Wang R. Z., Wang L.Q.* Theoretical research of vertical buried ground source heat pump // *Fluid Machin.*– 2001.– **29**, No. 9.– P. 57–60.
10. *Fan R., Ma Z. L.* Heat transfer analysis of geothermal heat exchanger under coupled conduction and groundwater advection // *Acta Energetica Solaris Sinica.*– 2006.– **27**, No. 11.– P. 1155–1162.
11. *Yang H., Cui P., Fang Z.* Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: a review of models and systems // *Appl. Energ.*– 2010.– **87**.– P. 16–27.
12. *Седов Л. И.* Методы подобия и размерности в механике.– М.: Наука, 1977.– 440 с.
13. *Хргиан А. Х.* Физика атмосферы.– Ленинград: Гидрометеиздат, 1969.– 648 с.