

2. Халатов А.А., Коваленко А.С. Теплообмен и гидродинамика ускоренного потока в плоских криволинейных каналах. — К.: Наук. думка, 2006. — 222 с.

3. Голованов А.В., Емин О.Н., Пиотух С.М. Экспериментальное исследование эффективности пленочного охлаждения торцевой стенки соплового аппарата//Рабочие процессы в охлаждаемых турбомашинах газотурбинных двигателей. — Казань: КАИ, 1988. — С. 4—12.

4. Крючков С.А., Лебедев В.В., Пиралишвили Ш.А. Управление газодинамическими и тепловыми процессами при завесном охлаждении торцевых поверхностей лопаточных решеток газовых турбин// Proceedings of V Minsk international heat and mass transfer forum 2004. Section № 1. Convective heat and mass transfer. — ГНУ НТМО им. А.В. Лыкова, НАНБ, 2004.

Получено 21.07.2008 г.

УДК 536.24+662.995

БАСОК Б.І., АВРАМЕНКО А.О., КУЖЕЛЬ Л.М.

*Інститут технічної теплофізики НАН України*

## ГІДРОДИНАМІКА І ТЕПЛООБМІН В ОДИНИЧНОМУ ТЕПЛООБМІННИКУ ТИПУ ТРУБА В ТРУБІ СИСТЕМИ СВЕРДЛОВИНА – ГРУНТ

Наведено результати моделювання течії теплоносія в одиничному вертикальному коаксіальному теплообміннику типу труба в трубі та процесу теплообміну в системі свердловина – ґрунт при сезонному акумулюванні і вилученні теплоти.

Приведены результаты моделирования течения теплоносителя в единичном вертикальном коаксиальном теплообменнике типа труба в трубе и процесса теплообмена в системе скважина – ґрунт при сезонном аккумулировании и извлечении теплоты.

We present the results of modeling of heat-carrier flow in a singular vertical coaxial tube-in tube heat-exchanger and the process of heat exchange in the borehole - soil system at seasonal accumulation and extraction of heat.

$a$  – коефіцієнт температуропровідності;  
 $a'$  – радіус каналу;  
 $c_p$  – теплоємність;  
 $D$  – зовнішній діаметр зовнішньої труби;  
 $d$  – зовнішній діаметр внутрішньої труби;  
 $G$  – витрата;  
 $J_0$  – функція Бесселя першого роду нульового порядку;  
 $p$  – тиск;  
 $r$  – радіус;

$T$  – температура;  
 $t$  – проміжок часу;  
 $\Delta T$  – перепад температур;  
 $U$  – середня швидкість;  
 $u$  – швидкість по осі  $z$ ;  
 $w$  – швидкість по осі  $y$ ;  
 $\gamma_m$  – корінь трансцендентного рівняння;  
 $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності;  
 $\nu$  – коефіцієнт в'язкості;  
 $\rho$  – густина.

Відомо, що когенераційні технології дають можливість реалізувати ефект енергозбереження – збільшення ефективності використання первинного палива при сукупному виробництві електричної та механічної енергії в установках з тепловим двигуном. Це реалізується шляхом

корисного використання теплоти, яка скидається у навколишнє середовище [1]. Тому когенераційні установки в порівнянні з установками, які виробляють тільки електроенергію, мають більший коефіцієнт використання енергії палива та ряд переваг. Однак при поширенні їх на кому-

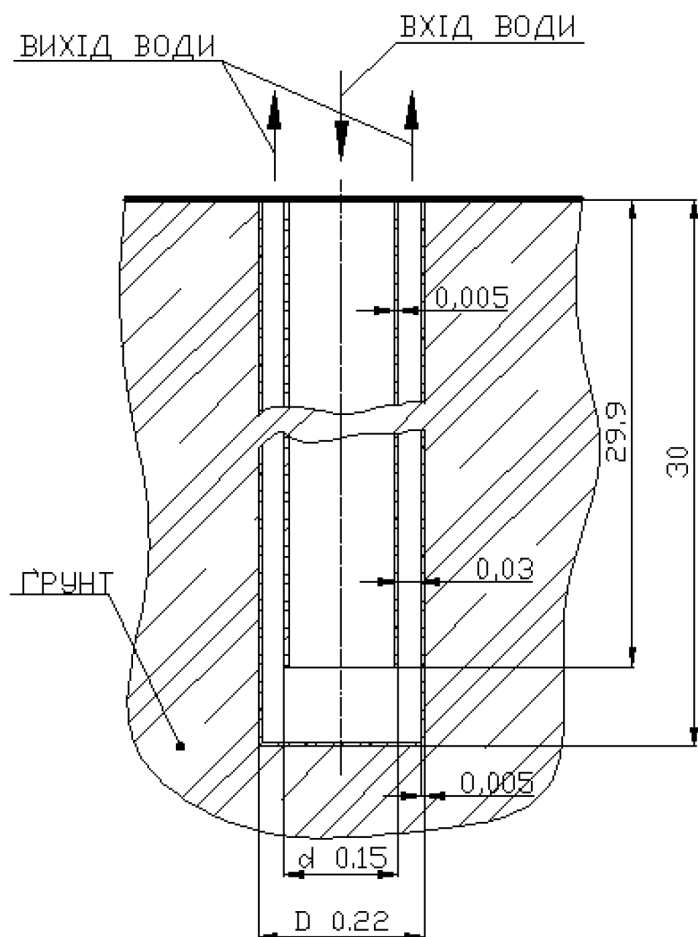


Рис. 1. Схема свердловини.

нальний сектор виникають проблеми з використанням теплоти в літній період, коли її потреби суттєво зменшуються. Одним із шляхів використання такої теплоти для подальшого теплозабезпечення є сезонне (протягом 180 діб влітку) акумулювання теплоти з метою подальшого її використання в опалювальний сезон за допомогою теплонасосних технологій. Таким чином можна реалізувати технологічний ланцюг: “когенераційна установка – ґрунтовий акумулятор теплоти – система вилучення на основі теплового насоса” [2].

У зв’язку з цим було розглянуто технологічну задачу можливого акумулювання в літній сезон високотемпературної утилізаційної теплоти когенерації. Умови задачі наступні: типова когенераційна установка, наприклад, електричною потужністю 1 МВт яка виробляє 1,25 МВт теплоти. При цьому витрата гарячої води в утилізаційному теплообміннику становить –  $G = 36 \text{ м}^3/\text{год}$  при

перепаді температур від  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  (на виході з теплообмінника) до  $60 \text{ }^\circ\text{C}$  (на вході до нього). Такий перепад температур відповідає стандартному тепловому режиму в системі опалення житлових будівель. Для забезпечення цієї витрати можна, наприклад, застосувати 36 свердловин (розташованих квадратом  $6 \times 6$ ) з витратою води для однієї свердловини  $G = 1 \text{ м}^3/\text{год}$ .

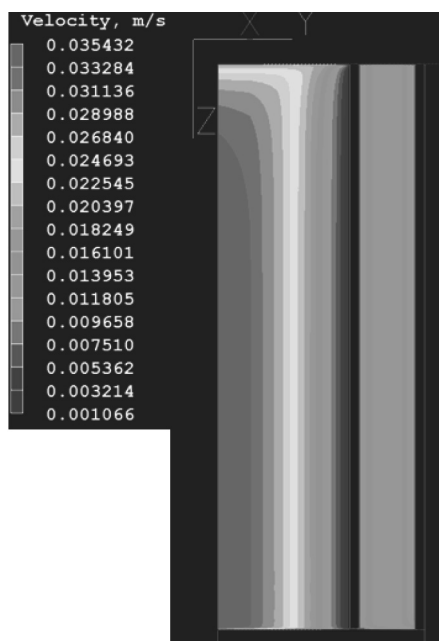
На основі цих умов було вирішено інженерну задачу реалізації літнього акумулювання скидної теплоти когенераційної установки за допомогою одиночного вертикального ґрунтового теплообмінника простого типу “труба в трубі” для таких труб: зовнішня стальна з зовнішнім діаметром  $D = 220,0 \text{ мм}$  ( $\lambda = 43,0 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ ) товщиною стінки  $5 \text{ мм}$  та довжиною  $30,0 \text{ м}$  [3] та внутрішня –  $d = 150,0 \text{ мм}$  товщиною стінки  $5 \text{ мм}$  з поліуретану ( $\lambda = 0,0522 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$ ) та довжиною  $29,9 \text{ м}$ . Матеріал внутрішньої труби був вибраний з малою теплопровідністю для того, щоб зменшити теплопередачу між входним (вниз вертикального трубного теплообмінника) і вихідним (вверх) потоками води, а матеріал зовнішньої труби, навпаки, щоб збільшити тепловіддачу в ґрунтовий масив.

Мета даної статті – провести розрахунок гідродинаміки та конвективного теплообміну при течії нагрітої води в вертикальному трубному теплообміннику, а також дослідити процес теплообміну в системі свердловина – ґрунт і поширення температурного фронту в ґрунтовому масиві. Кінцева мета – встановити геометрію області розповсюдження теплоти за період акумулювання в 180 діб. Моделювання проводилось за допомогою програмного комплексу “Phoenics” [4].

Для розв’язування задачі було побудовано схему і геометрія, що представлена на рис. 1.

Оскільки задача є осесиметричною, то для розрахунку було обрано циліндрично-полярну систему координат. Розрахункова область покривалась ортогональною нерівномірною сіткою з загальним числом вузлів  $3510 (1 \times 39 \times 90)$ . В місцях можливих неоднорідностей швидкості, тиску і температури проводилося згущення сітки. Ітераційний процес розрахунку закінчувався, коли розходження попередніх і наступних ітерацій складало  $0,1\%$ . Кількість ітерацій при цьому становила 30 тисяч.

Дана задача розраховувалась для періоду 180 діб, так як неопалювальний сезон триває з 15



**Рис. 2.** Поле швидкості течії води в трубному теплообміннику. Масштаб по радіусу збільшено в 100 разів.

квітня до 15 жовтня. Необхідна кількість розрахункових областей, при якій отримані результати були найбільш точними, становила 16. Розрахункові області включали в себе кроки, кожен з яких відповідав 1 секунді.

В якості граничних умов на вході в розрахункову область задавалися температура води на вході у внутрішню трубу 90 °С, вертикальна складова швидкості води на вході у внутрішню трубу 0,0182 м/с, яку було попередньо розраховано, виходячи з початкових даних. На виході задавався тиск 0,5 МПа. Режим течії ламінарний, що було визначено перевірочними розрахунками чисел Рейнольдса. В якості ґрунту було вибрано глину з теплофізичними властивостями:  $\rho = 1800 \text{ кг/м}^3$ ,  $c_p = 200 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ ,  $\lambda = 0,8 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$  і однаковою початковою температурою масиву 8 °С. Температура поверхні розділу ґрунт – навколишнє повітря вважалась постійною і рівною 15 °С, що відповідає середньодобовій температурі літнього сезону на широті м. Києва.

Процес гідродинаміки та теплообміну в рідині трубної системи теплообмінника можна описати рівняннями: нерозривності, руху та теплообміну для потоку в циліндричній системі координат:

$$\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial r} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right); \quad (2)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial r} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right); \quad (3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial r} + w \frac{\partial T}{\partial z} = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right). \quad (4)$$

Теплообмін в ґрунтовому масиві описувався рівнянням

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right). \quad (5)$$

В результаті розрахунків було отримано поля тиску, швидкості, температури для кожної області системи внутрішня труба – зовнішня труба – ґрунт, а також середня температура води на виході з труби. Поля розподілу швидкості представлені на рис. 2, 3.

Як видно з рис. 2, найбільша швидкість руху води розвивається в середині труби, від середини труби до її стінок швидкість зменшується, а на стінках труб реалізується пограничний шар і ефект прилипання. На рис. 3 показано розподіл швидкості і лінії току внизу теплообмінника, де стрілочками показано напрямок руху води.

Після проведених розрахунків було отримано поле розподілу температури в ґрунті через 180 діб, яке наведено на рис. 4.

Як видно з отриманого температурного поля, теплота в масиві розповсюджується рівномірно, біля труби температура масиву максимальна, а далі йде плавне поступове зниження температури. На основі цих даних, було визначено фронт розповсюдження теплоти в ґрунті. Він визначався як 1% і 5% рівні значення температури по відношенню до температури води на вході в теплообмінник. На рис. 5 представлено фронт при 5% рівні температури від початкового значення температури, який становить 12,1 °С.

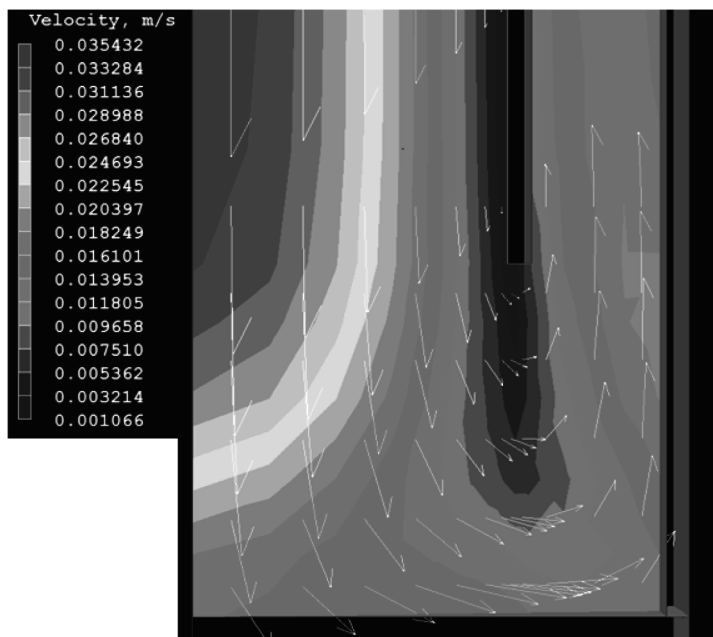


Рис. 3. Розподіл швидкості і ліній току внизу свердловини. Масштаб пропорційний.

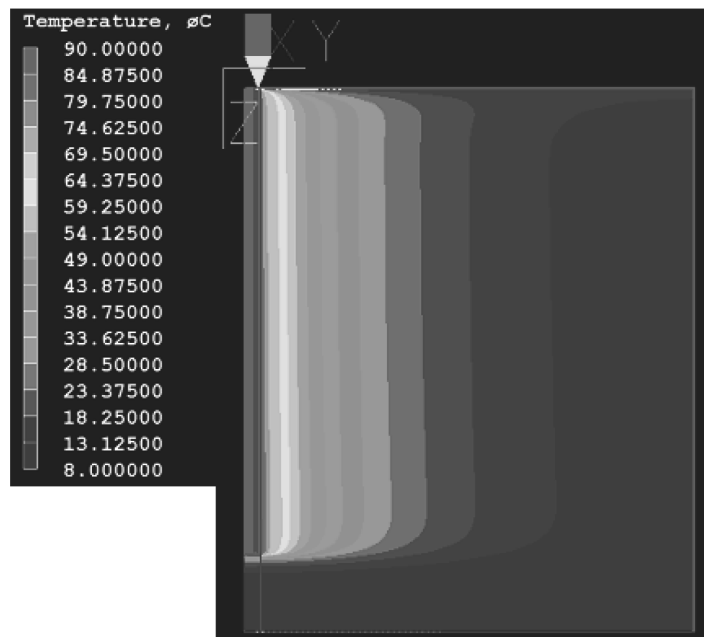


Рис. 4. Поле розподілу температури в ґрунтовому масиві. Масштаб по радіусу збільшено в 10 разів.

Результати розрахунків показують, що на 180 добу фронт  $T = 12,1$  °С поширюється на 2,02 м (із початково заданих п'яти метрів). А фронт, який відповідає 1% рівню від заданої температури на вході, тобто температурі ґрунта 8,82 °С, розповсюджувався на 3,2 м.

Після проведених розрахунків за допомогою програми, було отримано залежність середньої температури води на виході із зовнішньої труби від часу. Кінцевий перепад температури в порівнянні з температурою на вході ( $T = 90$  °С) дорівнює  $\Delta T = 3,5$  °С, його динаміку представлено на рис. 6.

Аналізуючи цей графік, можна стверджувати, що при глибині свердловини 30 м перепад температур становить 3,5 °С, що значно менше, ніж перепад теплоносія в утилізаційному теплообміннику когенераційної установки  $\Delta T = 30$  °С. Щоб реалізувати таке значення перепаду необхідно збільшити глибину свердловини і відповідно довжину труби теплообмінника. Проведені розрахунки дозволили встановити необхідну глибину в 300 м, що можливо технічно реалізувати. При цьому отримано перепад температур у 29,8 °С.

На рис. 7 наведено залежності температури на зовнішній поверхні зовнішньої труби від її висоти та часу акумулювання.

Щоб впевнитися в адекватності отриманих результатів швидкості та тиску, їх було співставлено з даними розрахунків, отриманих за допомогою аналітичних виразів. Через дію сил в'язкості на стінках трубного каналу формуються гідродинамічні пограничні шари, за межами яких в трубі існує потенційний потік, вільний від гальмуючої дії сил в'язкості. Розподіл потоку на дві області – гідродинамічний пограничний шар, в якому зосереджено дію сил в'язкості, і ядро потоку, в якому дія сил в'язкості знехтувально мала, дозволяє звертатися до теорії пограничного шару, використовуючи точні та наближені методи розрахунків для течії на ділянках каналу.

Рівняння розподілу швидкості і перепаду тиску в круглій циліндричній трубі, отримані в [5, 6], мають вигляд:

$$\frac{u(x,r)}{U} = 2 \left( 1 - \frac{r^2}{a'^2} \right) - 4 \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{\gamma_m^2} \left[ 1 - \frac{J_0 \left( r \frac{\gamma_m}{a'} \right)}{J_0(\gamma_m)} \right] e^{\frac{\gamma_m^2}{U a'^2} x}. \quad (6)$$

За допомогою цієї формули було проведено розрахунки для перевірки отриманих результатів.

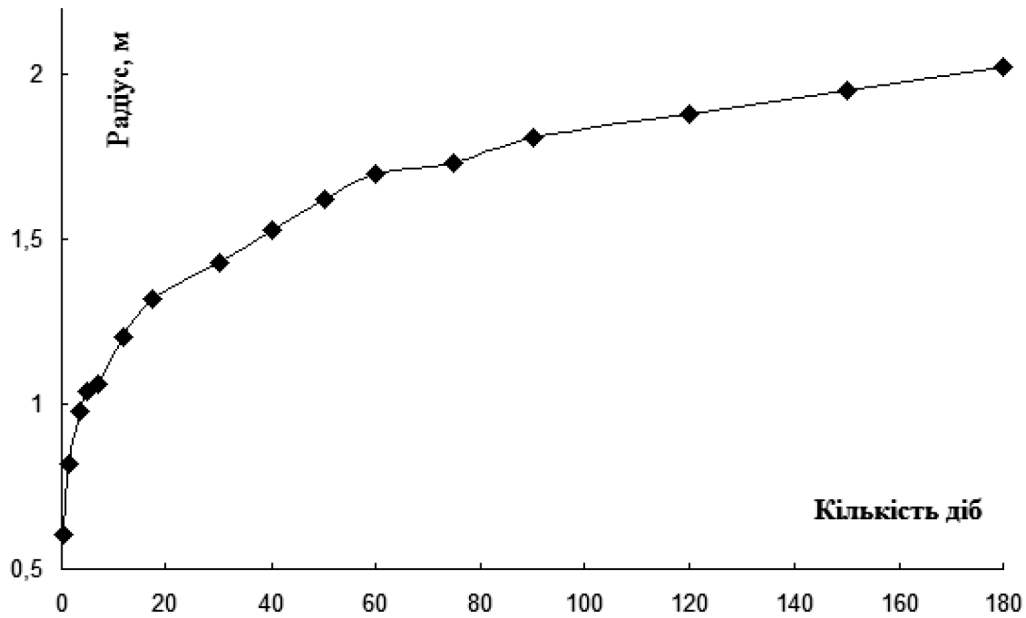


Рис. 5. Поширення температурного фронту  $T = 12,1^\circ\text{C}$  в ґрунті при глибині труби 15 м.

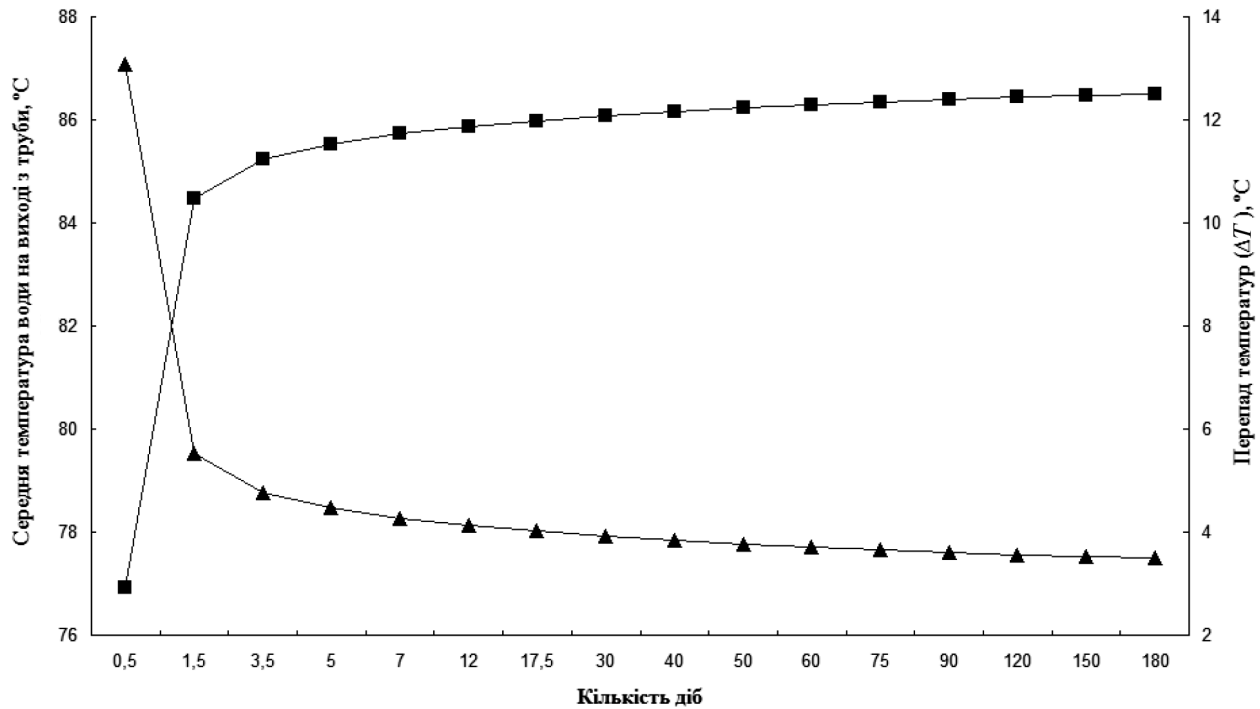


Рис. 6. Залежність середньої температури води на виході із зовнішньої труби та її перепаду від часу акумулювання.  
 —■— — середня температура води на виході з труби, °C;  
 —▲— — перепад температур ( $\Delta T$ ), °C.

На рис. 8 представлено їх порівняння з комп'ютерними розрахунками профілів розподілу швидкостей для ряду перерізів трубного теплообмінника.

З рис. 8 видно задовільне узгодження результатів математичного моделювання та розрахункових значень за допомогою (6), що дозволяє говорити про належну адекватність отриманих результатів.

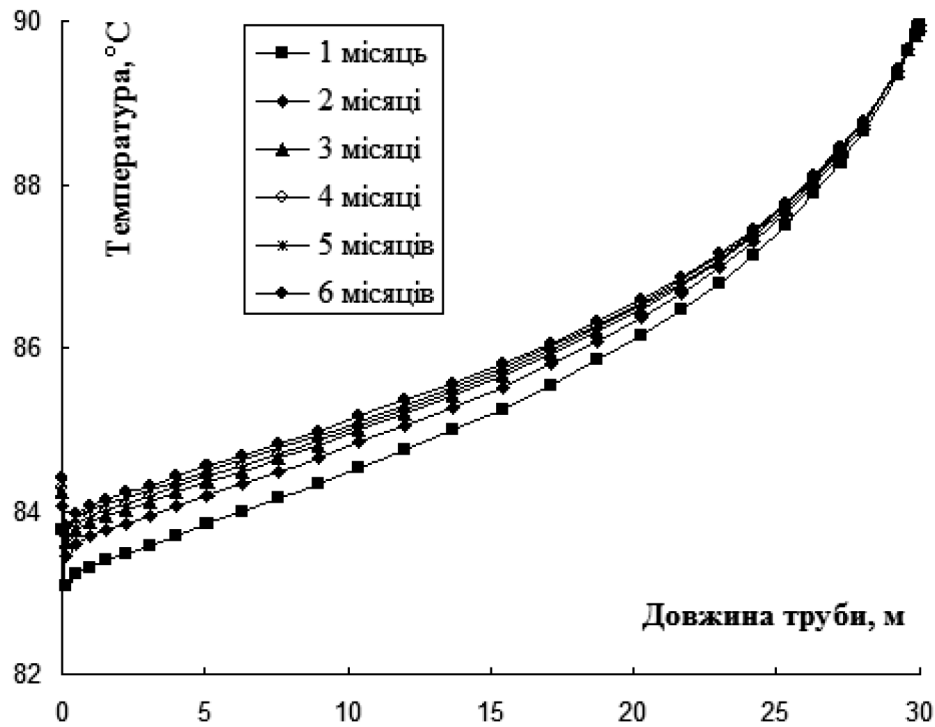


Рис. 7. Залежність температури зовнішньої поверхні зовнішньої труби по її висоті для різного часу прокачування теплоносія.

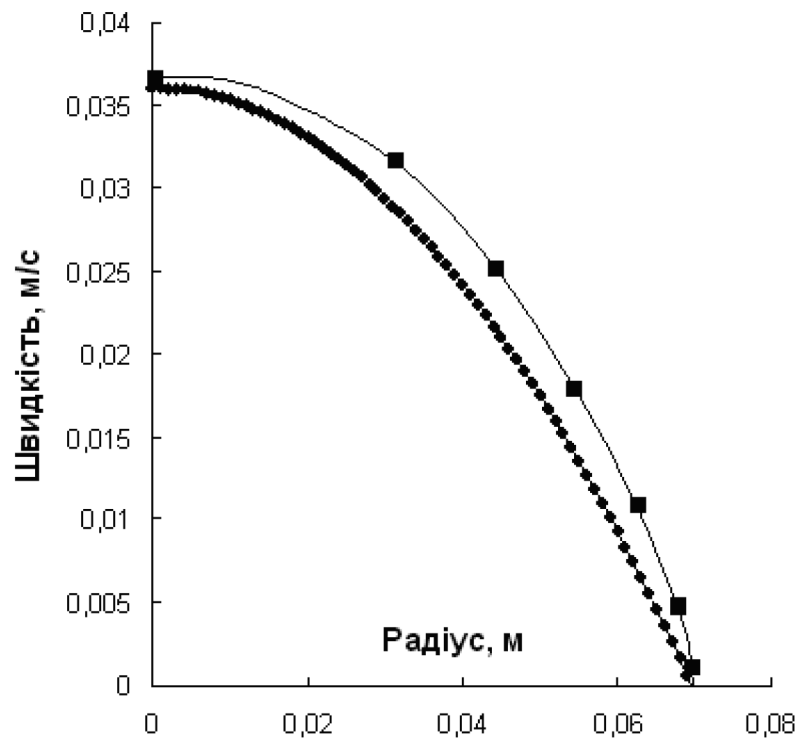


Рис. 8. Співставлення отриманих профілів швидкості для висоти внутрішньої труби  $z = 15$  м.  
 —◆— — розрахункові значення згідно з формулою (6);  
 —■— — розрахункові значення, що отримані за допомогою пакету "Phoenix".

**Висновки**

1. В результаті виконання роботи за допомогою програми “Phoenics” було отримано поля розподілу температур, тиску та швидкості у каналах вертикального теплообмінника та у ґрунтовому масиві. Порівняння цих даних і розрахункових значень, отриманих за допомогою аналітичних формул, показало задовільний результат, що дозволить і надалі проводити адекватні розрахунки для подібних задач.

2. На прикладі дослідження одиночного трубного вертикального теплообмінника принципово показано можливість реалізації проекту “когенерація – сезонне акумулювання утилізаційної теплоти” [2].

**ЛІТЕРАТУРА**

1. Долінський А.А., Басок Б.І., Базеев Є.Т., Піроженко І.А. Комунальна теплоенергетика Ук-

раїни: стан, проблеми, шляхи модернізації / Колективна монографія в 2-ох томах. – К.: 2007. – 827 с.

2. Долінский А.А., Накорчевский А.И. Основные положения проекта “Когенерация – аккумулярование – тепловые насосы” // Пром. теплотехника. – 2006. – Т.28, №4. – С.72 – 78.

3. Трубы металлические и соединительные части к ним. – М.: Издательство стандартов, 1978. – 528 с.

4. Програмний комплекс “Phoenics”. Ліцензія №1585/PLA/.

5. Тарг С.М. Основные задачи теории ламинарных течений. – М.: Гостехиздат, 1951. – 420 с.

6. Слезкин Н.А. Динамика вязкой несжимаемой жидкости. – М.: – 1955. – 519 с.

Получено 17.09.2008 г.