

АНАЛИТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СКВАЖИННОГО КОАКСИАЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Страупник И. А.¹, Чистяков В. К.¹

¹ФГБОУВПО «Санкт-Петербургский государственный горный университет», Санкт-Петербург, Россия (199106, 21 линия В.О., д.2), e-mail: straupnik@rambler.ru, tch-vk@mail.ru

Приведены результаты аналитических и экспериментальных исследований процессов теплообмена в коаксиальной теплообменной скважине с целью установления влияния ее конструктивных параметров, свойств массива горных пород, режима и продолжительности циркуляции теплоносителя на эффективность использования низко потенциальной тепловой энергии горных пород. Полученные аналитические зависимости для определения удельной тепловой мощности в условиях нестационарного теплообмена проверены экспериментально на лабораторной модели скважинной теплообменной системы и могут быть использованы при проектировании сооружения подобных систем в конкретных геолого-технических условиях. С помощью полученных зависимостей можно определить диаметр и глубину скважин, расстояние между ними, их общее количество, выбрать тип теплоносителя, а также определить циклы работы теплообменных скважин.

Ключевые слова: тепловые насосы, теплообменные скважины, коаксиальные скважинные теплообменники.

ANALYTICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCHES OF THE BOREHOLE COAXIAL HEAT EXCHANGER

Straupnik I. A.¹, Chistyakov V. K.¹

¹Saint-Petersburg State Mining University, Saint-Petersburg, Russia (199106, 21 line V.O., 2), e-mail: straupnik@rambler.ru, tch-vk@mail.ru

There are the results of analytical and experimental studies of heat transfer processes in a coaxial heat exchange borehole in order to establish the influence of design parameters, the properties of the rock mass, mode and the duration of the coolant circulation on the efficient use of low-potential heat of rock. The analytical relations for determining the specific heat capacity in unsteady heat exchange are experimentally verified on a laboratory model of the borehole heat exchanger system and can be used in the design of such systems for buildings using precise geotechnical conditions. we can determine the diameter and depth of the boreholes, the distance between them, their total number, select the type of coolant, and to determine the cycles heat exchange boreholes functioning by using these relationships.

Key words: heat pumps, borehole heat exchanger (BHE), coaxial heat exchangers.

Введение

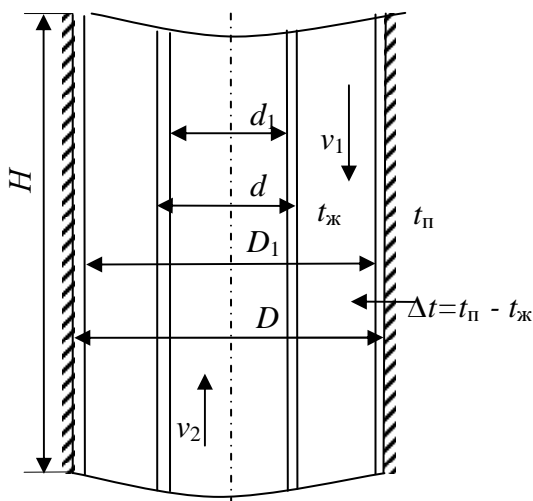
В настоящее время в качестве альтернативных источников энергоснабжения все более широкое применение находят технологии использования низко потенциальной тепловой энергии окружающей природной среды (атмосферного воздуха, поверхностных водоемов, почвы, горных пород и подземных вод) для отопления или кондиционирования различных по назначению гражданских и производственных объектов, с помощью тепловых насосов. Тепловые насосы представляют собой специальные теплообменные устройства, способные преобразовывать низко потенциальную тепловую энергию в энергию с более высоким температурным потенциалом. Наиболее универсальным и повсеместно доступным источником низко потенциальной энергии является теплота, аккумулированная в массивах горных пород. Для ее извлечения сооружаются системы теплообменных скважин, глубины

которых на практике не превышают 100...150 м [4]. Широко распространенными конструкциями применяемых на практике скважинных теплообменников являются одинарные и двойные *U*-образные и коаксиальные трубчатые циркуляционные системы, но наиболее эффективными себя показывают коаксиальные системы [5]. При проектировании таких систем на практике чаще всего используют показатель удельной мощности подводимого теплового потока с одного метра скважины, который определяется, исходя из геологической характеристики пород, и, как правило, не учитывает теплофизические свойства и температурные характеристики окружающего горного массива, а также условия теплообмена циркуляционной среды.

Целью проведенных исследований является разработка методики определения удельной тепловой мощности, подводимой к скважинной циркуляционной системе, для проектирования на ее основе конструктивных параметров теплообменных скважин с учетом геологических и теплофизических свойств массива горных пород, режима и времени циркуляции теплообменной среды.

Аналитическое определение удельной тепловой мощности скважинной циркуляционной системы

Схема скважинной коаксиальной циркуляционной системы показана на рис. 1.



H – длина элемента скважины;
 D и D_1 – наружный и внутренний диаметры внешней трубы;
 d и d_1 – наружный и внутренний диаметры полиэтиленовой трубки;
 v_1 и v_2 – скорости нисходящего и восходящего потоков;
 $t_п$ и $t_ж$ – температура пород и теплоносителя в кольцевом канале;
 Δt – температурный напор между стенкой скважины и потоком теплоносителя.

Рис. 1. Схема скважинной коаксиальной циркуляционной системы

В качестве циркуляционной среды в скважинных теплообменных системах чаще всего используется техническая вода, коэффициент теплоотдачи для которой в турбулентном режиме течения можно определить следующим выражением [2]:

$$\alpha = 0,021 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.43} \frac{\lambda_{жс}}{D_э} \quad (1)$$

где Re – критерий Рейнольдса для режима течения в кольцевом канале; Pr – критерий Прандтля; $\lambda_{ж}$ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К), для воды 0,56 Вт/(м·К) $D_{э1}$ – эквивалентный диаметр канала, м.

Критерий Прандтля и Рейнольдса определяются следующим образом:

$$Pr = \frac{\mu c}{\lambda_{ж}}; \quad Re = \frac{v_1 \cdot D_{э} \cdot \rho}{\mu} = \frac{v_1 \cdot (D_1 - d) \cdot \rho}{\mu}, \quad (2)$$

где c – теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К), μ – динамическая вязкость теплоносителя, Па·с; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; D_1 и d – диаметры, м см. рис.1; v_1 – скорость теплоносителя в кольцевом канале, м/с.

Определив коэффициент теплоотдачи, рассчитаем удельную тепловую мощность, получаемую циркуляционным потоком с одного метра скважины:

$$q = \frac{\alpha S \Delta t}{H}, \quad (3)$$

где S – площадь контакта внешней трубы с горным массивом, м²; Δt – температурный напор (4), К, H – длина участка скважины, на которой протекают теплообменные процессы, м.

$$\Delta t = t_n - t_{ж}, \quad (4)$$

где t_n – температура пород на конкретной глубине, К; и $t_{ж}$ – температура теплоносителя в кольцевом зазоре на конкретной глубине, К. Площадь контакта трубы с массивом определяется следующим образом:

$$S = \pi D H, \quad (5)$$

где D – наружный диаметр обсадной трубы, м. Подставив (4) в (3), получим:

$$q = \alpha \pi D \Delta t. \quad (6)$$

Процесс теплообмена в коаксиальном теплообменнике является процессом нестационарным и поэтому требует учета времени, поэтому в первом приближении вместо коэффициента теплоотдачи следует ввести коэффициент нестационарности теплообмена [2]:

$$k_{\tau} = \frac{\alpha}{1 + Bi \sqrt{Fo}}, \quad (7)$$

где Bi – безразмерный критерий Био; Fo – безразмерный критерий Фурье, выражающиеся формулами:

$$Bi = \frac{\alpha D}{2 \lambda_n}; \quad Fo = \frac{4 a_n \tau}{D^2}, \quad (8)$$

где λ_n – теплопроводность горных пород, Вт/(м·К); a_n – температуропроводность горных пород, м²/с, τ – время циркуляции, с. Окончательную формулу для определения удельной тепловой мощности, которая учитывает нестационарность процесса теплообмена во времени, получаем из (5), подставляя в него вместо коэффициента теплоотдачи коэффициент нестационарности:

$$q = k_{\tau} \pi D \Delta t. \quad (9)$$

Полная тепловая мощность (Q , Вт) будет определяться формулой:

$$Q = k_r \pi D \Delta t H. \quad (10)$$

Для определения радиуса теплового влияния скважины в окружающем массиве горных пород воспользуемся известной формулой Тейса [1]:

$$Q = 4\pi k m S \ln \frac{r^2}{R^2} = 4\pi k m S \ln \frac{r^2}{2.25 a \tau}, \quad (11)$$

где Q – дебит скважины, м³/сут; k – коэффициент фильтрации, м/сут; m – мощность водоносного горизонта, м; S – падение напора, м; r – радиус скважины, м; R – радиус зоны питания, м; a – пьезопроводность, м²/сут; τ – время, сут.

В формуле (11) коэффициент 4π указывает на радиальный характер потока, а знак натурального логарифма по аналогии с гидродинамикой подземных вод вокруг водоприемной части скважины – может характеризовать экспоненциальное распределение температур в около скважинной области. Тогда, произведя в выражении (10) следующие замены: $k \rightarrow \lambda_n$, Вт/(м·К); $Q/m \rightarrow q$, Вт/м; $S \rightarrow \Delta t$, К; $a \rightarrow a_n$, м²/с, $R \rightarrow R$, м (радиус теплового влияния), мы получаем следующее выражение для определения нестационарного значения удельной тепловой мощности:

$$q = 4\pi \lambda_n \Delta t \ln \frac{D^2}{4R^2}. \quad (12)$$

Для оценки радиуса теплового влияния R используем выражение, предложенное в [2]:

$$R = \sqrt{\frac{D}{2} \left(\frac{4\alpha k_r \tau}{\rho_n c_n (\alpha - k_r)} + \frac{D}{2} \right)}. \quad (13)$$

Описание экспериментального стенда

Целью эксперимента является уточнение полученных теоретических зависимостей (9) и (12), с помощью стенда оборудованного в лаборатории кафедры Бурения скважин СПГГУ. Основой экспериментального стенда (рис. 2) является скважина глубиной 9,5 м, № 4, закрепленная колонной обсадных труб диаметром 127/118 мм. Скважина пробурена в четвертичных отложениях, описание и свойства которых приведены в табл. 1. Скважина является моделью интервала коаксиальной циркуляционной теплообменной системы с погружным забойным насосом вибрационного типа БВ-0,12-40-У5 – № 5б, опущенным в призабойную зону на гибком полиэтиленовом шланге диаметром 20/14 мм – № 3б и нагнетающим теплоноситель в емкость – № 1б. В качестве циркуляционной среды теплоносителя использовалась техническая вода с температурой от 2,2 до 3,2 °С. Вода подавалась к устью скважины по входящей ветви полиэтиленового шланга из емкости № 1а погружным насосом – № 5а. Мощность и максимальный развиваемый напор насосов одинаковые и составляли 245 Вт и 40 м соответственно.

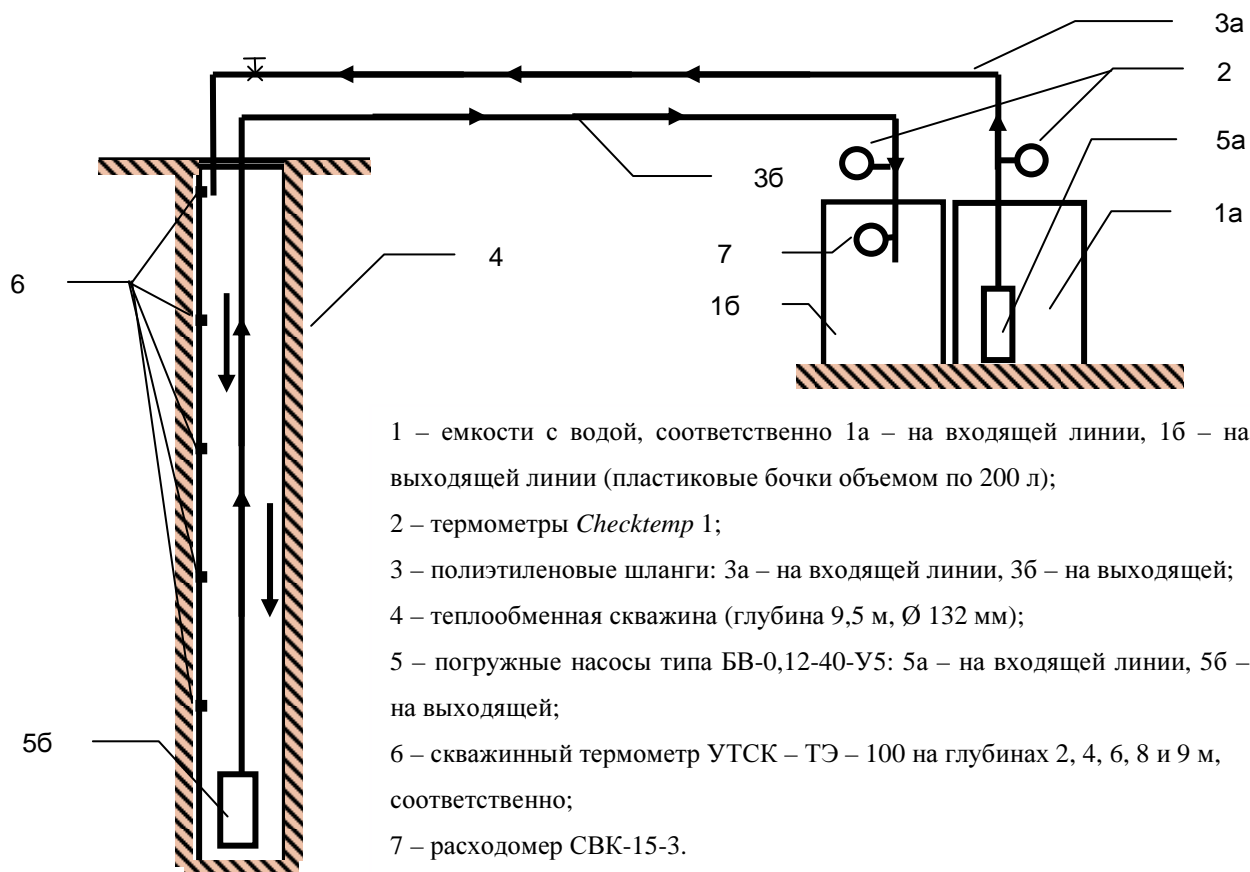


Рис. 2. Схема экспериментального стенда

Расход теплоносителя измерялся крыльчатый расходомером СВК-15-3 № 7, который в среднем составил 14 л/мин или $2,33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ с незначительными колебаниями во времени. Относительная погрешность расходомера составляет $\pm 2 \%$ или $\pm 4,66 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$.

Температура измеряется в 7 точках:

- на входе и выходе из циркуляционной системы, с помощью термометра *Checktemp 1* с погрешностью измерения $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$ № 2;
- в скважине – в наружном кольцевом канале коаксиального теплообменного контура на глубинах 2, 4, 6, 8 и 9 м, с помощью скважинного термометра – уровнемера УТСК – ТЭ – 100 с погрешностью измерения также $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$ № 6.

Естественное температурное поле в скважине измерялось с помощью УТСК – ТЭ – 10 до и после испытаний, отмеченные колебания температуры незначительны и не превышали $0,1 \dots 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 3).

Таблица 1

Описание пород и их теплофизические свойства

| Генезис | Мощность слоя, м | Послойное описание пород | Плотность, ρ_p , кг/м ³ | Теплопроводность, λ_p , Вт/(м·К) | Удельная теплоемкость, c_p , Дж/(кг·К) | Температуропроводность, a_p , 10^{-7} м ² /с |
|----------------------------|------------------|--|---|--|--|---|
| <i>tgIV</i> | 2,0 | Техногенные отложения: песок, местами глинистый, с гравием, галькой, строительным мусором, местами заторфованный | 1900 | 2,4 | 1800 | 7,2 |
| <i>mIV</i> | 4,5 | Песок пылеватый, серый, с растительными остатками, средней плотности, водонасыщенный | 2100 | 2,4 | 1600 | 7,1 |
| <i>lgIII</i> | 1,5 | Супесь серая, пластичная | 2300 | 2,0 | 1200 | 7,2 |
| <i>lgIII</i> | 1,5 | Песок серый, пылеватый, с прослоями супеси, средней плотности, водонасыщенный | 2100 | 2,4 | 1600 | 7,1 |
| Средневзвешенные значения: | | | 2100 | 2,4 | 1600 | 7,1 |

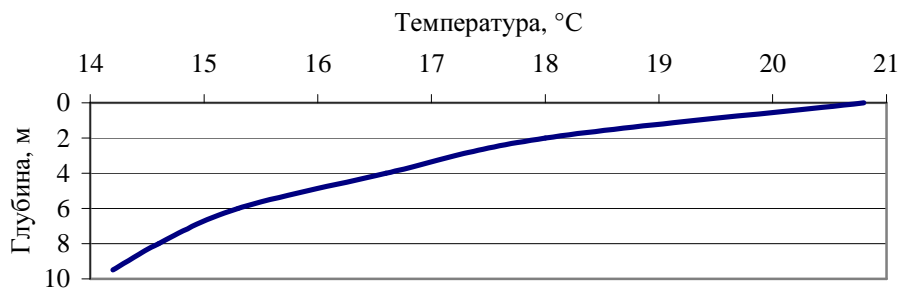


Рис. 3. Начальное температурное поле в экспериментальной скважине

Особенности распределения температуры по глубине скважины отражают характер теплового взаимодействия приповерхностной части массива горных пород, ограниченного поверхностным строением и приповерхностными тепловыми источниками. Температура в скважине уменьшается от устья к забою, эта аномалия связана с тем, что в трех метрах от скважины на глубине 2 м проложена теплотрасса. Предполагается, что интервалом, соответствующим реальным теплообменным процессам, будет интервал 4...8 м.

Ход эксперимента и его результаты

Была проведена серия из 5 экспериментов каждый длительностью по 8 часов. Каждая последующая прокачка начиналась после полного восстановления начального температурного режима. В течение первых двух часов температура на входе и выходе из циркуляционной системы измерялась каждые 5 мин., в скважине – каждые 10 мин. Затем, начиная с 90 мин., все температуры фиксировались каждые 30 мин. Средние значения разницы температур на входе и выходе из теплообменной системы приведены на рис. 4 а.

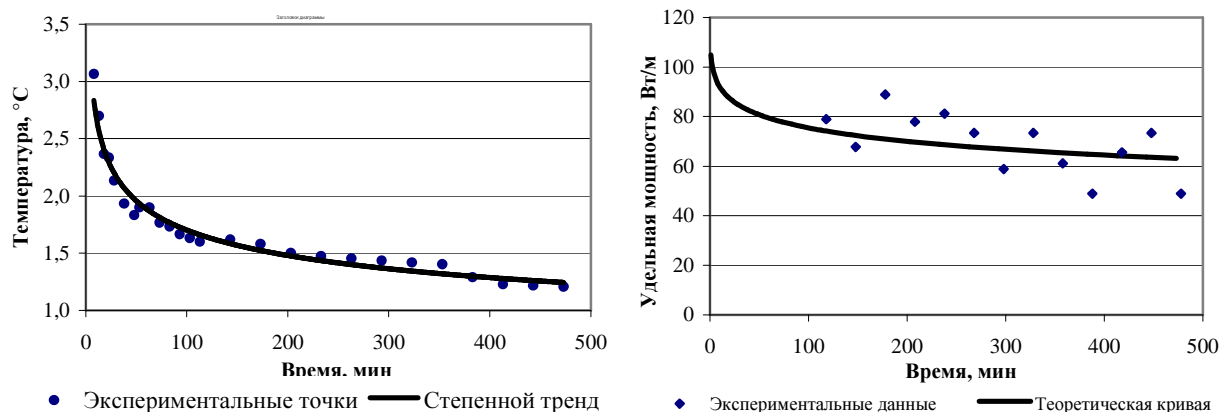


Рис. 4. Изменения характеристик в процессе эксперимента:
 а) разница температур на входе и выходе из коаксиального теплообменника;
 б) изменение удельной мощности во времени

Экспериментально удельную тепловую мощность с одного метра скважины рассчитываем, пользуясь зависимостью:

$$q = \frac{c\rho Q\Delta t_i}{H}, \quad (14)$$

где ρ – плотность теплоносителя, кг/м^3 ; Q – расход теплоносителя, $\text{м}^3/\text{с}$, Δt_i – разница температур на i -ом интервале скважине. Как и предполагалось, удельные тепловые мощности на интервале 0...4 м в 1,5...2 раза превысили теоретические, на последнем измеряемом интервале мощность оказалась выше теоретической в 1,2...1,3 раза, вследствие подогрева воды работающим погружным насосом. Интервал скважины 4...8 м оказался самым информативным, а значения полученных данных близки к теоретическим (рис. 4 б). Экспериментальные значения удельной тепловой мощности в первые полтора часа эксперимента были исключены из анализа, так как на начальном этапе циркуляции теплообменные процессы протекают в неустойчивом режиме.

Проведены сравнения расчетных (9) и экспериментальных значений и рассчитано корреляционное отношение η (15) с помощью дисперсии распределения случайной величины σ_y и остаточной дисперсии σ_δ , [3]:

$$\eta = \sqrt{1 - \frac{\sigma_y}{\sigma_\delta}}. \quad (15)$$

Корреляционное отношение получилось равным 0,94, что близко к единице, следовательно, зависимость (9) хорошо аппроксимирует эмпирические данные.

Рассчитаем радиус зоны теплового влияния на время проведения эксперимента и подберем зависимость вида $R=b(a_n\tau)^c$ для его определения, пользуясь аналогией с гидрогеологической зависимостью (11). После обработки экспериментальных данных получили формулу для расчета радиуса зоны теплового влияния (рис. 5):

$$R = 0,858(a_n\tau)^{0,3}. \quad (16)$$

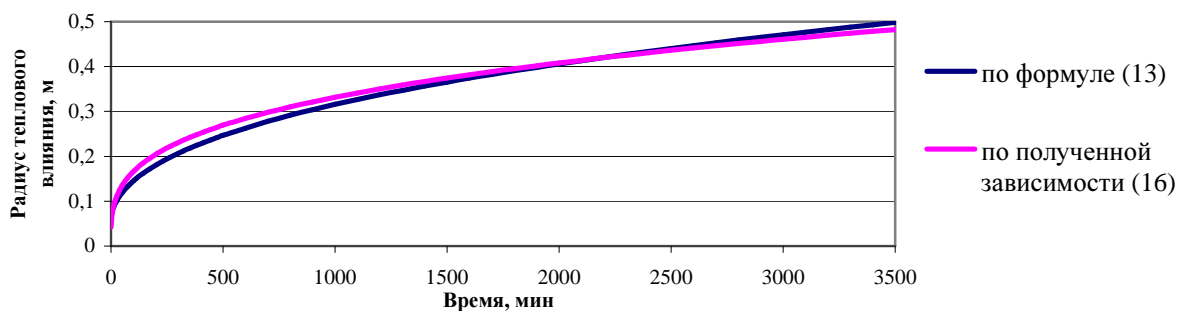


Рис. 5. Сравнения методов расчета радиуса теплового влияния

Выводы

Полученные выражения (9), (10) и (12) позволяют обосновать эффективную конструкцию (глубину и диаметр) теплообменных скважин для конкретных геологотехнических условий проектируемого объекта. Результаты исследований позволяют учитывать в методике расчета теплообменной скважины теплофизические свойства горных пород массива, его температурный режим, а также подбирать циркуляционную среду-теплоноситель по ее теплофизическим и реологическим свойствам. Для учета нестационарности теплообмена получено выражение (16), позволяющее определять допустимые расстояния между скважинами и период их активной работы.

Список литературы

1. Антонов В. В. Поиски и разведка подземных вод: Уч. пособие / СПГГИ (ТУ). СПб., 2004. –70 с.
2. Кудряшев Б. Б., Яковлев А. М. Бурение скважин в мерзлых породах. – М.: Недра,1983. – 286 с.
3. Поротов Г. С. Математические методы в геологии.– СПб: Изд-во СПГГИ, 2006. – 223 с.
4. Bujok, P., Mikundová, P., Hájovský, P. Process of Research Implementation in Rock Mass in Locality of Small Research Polygon at VSB-TU of Ostrava. Zeszyty naukowe Politechniki Śląskiej Nr 1814, Górnictwo z. 287, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, ss. 27–35, 2009.
5. Sun Y. Y, Yan Y. Y. A demonstrative model of closed loop GSHP In: Int. Conf. of Heat Powered Cycles, HPC'06. 06145-1-7, 2006.

Рецензенты:

Васильев Николай Иванович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой Бурения скважин, Санкт-Петербургский государственный горный университет, г. Санкт-Петербург.

Николаев Николай Иванович, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры Бурения скважин, Санкт – Петербургский государственный горный университет, г. Санкт – Петербург.