

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СВАЙ НА РАБОТУ ТЕПЛООВОГО НАСОСА СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ЗДАНИЯ

Филатов С.О.

Белорусский государственный технологический университет
г. Минск, Республика Беларусь

АНОТАЦІЯ: На основі чисельного моделювання аналізується вплив конструктивних параметрів енергетичних пайл на енергетичні параметри роботи теплового насоса.

АННОТАЦИЯ: На основе численного моделирования анализируется влияние конструктивных параметров энергетических свай на энергетические параметры работы теплового насоса.

ABSTRACT: Influence of the design parameters of energy piles on the energy parameters of heat pump based on numerical simulation is analyzed.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: Тепловой насос, энергетическая свая, геотермальная энергия, энергетическая эффективность, численное моделирование.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из направлений энергосбережения в зданиях является использование эффективных систем теплоснабжения. К таким системам теплоснабжения можно отнести системы с тепловыми насосами (ТН) для утилизации низкопотенциальной теплоты верхних слоев грунта. Актуальной научной задачей является совершенствование конструкций грунтовых ТН с целью повышения их энергетических показателей. Известно несколько направлений совершенствования грунтовых ТН: использование более совершенного компрессорного и теплообменного оборудования; применение альтернативных хладагентов; комбинация нескольких источников низкопотенциальной теплоты.

Основными частями грунтового ТН являются контур хладагента и контур грунтовых теплообменников с жидким теплоносителем. Широкое распространение получают ТН с вертикальными грунтовыми теплообменниками (ВГТО) [1–4], причем перспективной разновидностью ВГТО являются энергетические сваи (ЭС) [5], которые представляют собой строительные сваи с монолитными в них полиэтиленовыми трубами. ЭС образуют контур с испарителем ТН. По контуру циркулирует жидкий теплоноситель, который нагревается в ЭС от грунта и передает свою теплоту в испарителе кипящему хладагенту, пар которого после сжатия в компрессоре конденсируется в конденсаторе, передавая теплоту теплоносителю системы теплоснабжения. Параметры работы циркуляционного контура и контура ТН взаимосвязаны, при этом отдельные элементы такой системы определяют параметры работы системы в целом.

В исследовании поставлена задача количественно оценить зависимость энергетических параметров работы ТН (теплопроизводительности, коэффициента трансформации) от конструктивных параметров ЭС. Метод исследования – численное моделирование.

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объектом исследования является ТН с несколькими ЭС. Теплота, подведенная к ЭС от грунта, передается промежуточным теплоносителем в испарителе ТН кипящему хладагенту. Хладагент после испарителя поступает на сжатие в компрессор, а затем на конденсацию в конденсатор. В конденсаторе теплота от хладагента передается теплоносителю системы теплоснабжения.

В ТН используется поршневой компрессор 1П10 с объемом, описываемым поршнями в единицу времени, $0,00911 \text{ м}^3/\text{с}$. Испаритель ТН представляет собой кожухотрубный теплообменник с сегментными перегородками с кипением в U-образных трубах, разбивка труб по вершинам правильных треугольников, количество труб составляет 40. В испарителе используются стальные трубы $10 \times 1 \text{ мм}$, длина труб – 2 м, количество сегментных перегородок – 20. В испарителе поддерживается перегрев хладагента $5 \text{ }^\circ\text{C}$. Конденсатор конструктивно отличается от испарителя лишь длиной труб (3 м) и количеством сегментных перегородок (30 шт.). Принято допущение, что в конденсаторе происходит полная конденсация хладагента, причем на выходе конденсатора хладагент находится в насыщенном состоянии. Теплоноситель системы теплоснабжения – вода, температура теплоносителя на входе в конденсатор – $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

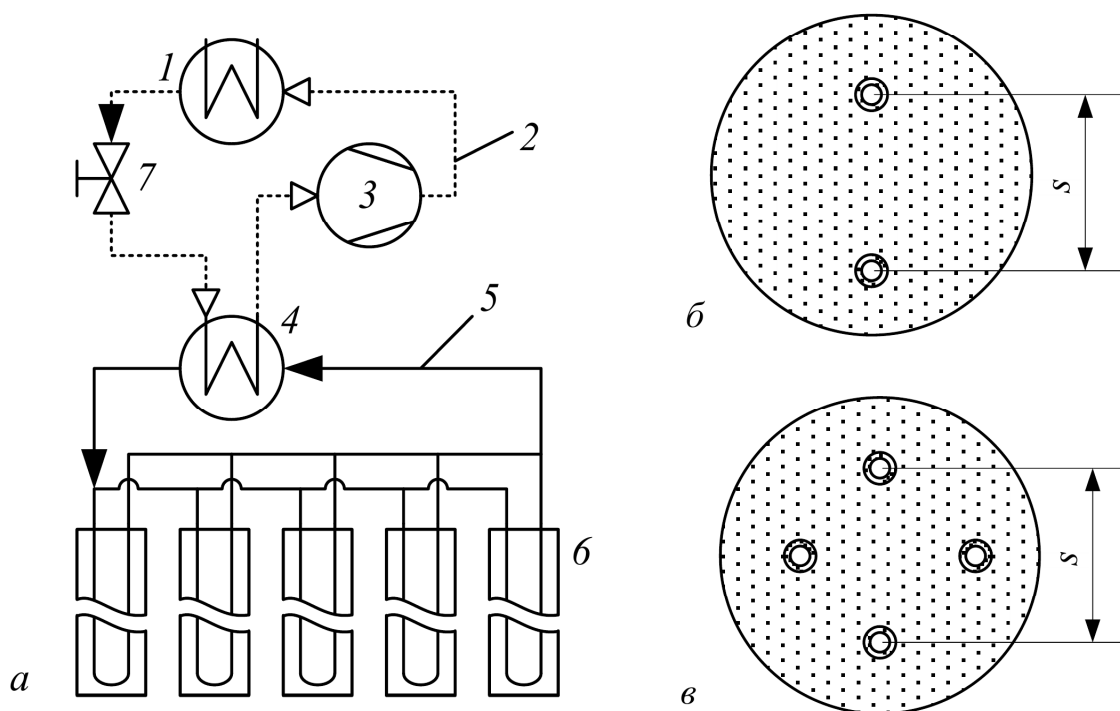


Рис. 1. Принципиальная схема геотермального теплового насоса (а) и поперечные сечения ЭС с одной (б) и двумя (в) U-образными трубами: 1 – конденсатор; 2 – хладагент; 3 – компрессор; 4 – испаритель; 5 – промежуточный теплоносителя; 6 – ЭС; 7 – терморегулирующий вентиль

Температура поверхности ЭС принимается равной 4 °С, что соответствует некоторому среднегодовому квазистационарному режиму работы ТН. ЭС представляют собой сваи круглого поперечного сечения диаметром 300 мм и высотой 20 м, в которых замоноличены U-образные полиэтиленовые трубы с наружным диаметром 32 мм и толщиной стенки 2,9 мм. ЭС включены в контур параллельно друг другу. Теплопроводность полиэтиленовых труб принимается 0,38 Вт/(м · К); теплопроводность материала свай – 2,04 Вт/(м · К). Общий расход теплоносителя в ЭС составляет 0,8 кг/с, теплоноситель – водный раствор этиленгликоля. На рис. 1 представлена схема ТН и поперечные сечения исследуемых ЭС.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Для определения параметров работы исследуемой системы разработана математическая модель, включающая совместный поверочный теплогидравлический расчет ЭС и контура ТН. Для расчета ЭС использован метод, предложенный в работе [2] для моделирования ВГТО. Согласно этому методу температура теплоносителя на выходе из ЭС t_1'' для постоянной температуры ее поверхности определяется по:

$$t_1'' = At_1' + Bt_b, \quad (1)$$

где A , B – коэффициенты, зависящие от теплофизических свойств элементов ВГТО и теплоносителя, коэффициента теплоотдачи в трубах и расхода теплоносителя;

t_1' – температура теплоносителя на входе ВГТО (ЭС), °С;

t_b – температура поверхности ВГТО (прилегающего грунта), °С.

Коэффициенты A и B в уравнении (1) определяются по методикам работ [2, 3].

Уравнение (1) дополняется уравнениями для расчета испарителя:

$$Q = G_1 c_1 (t_1'' - t_1'), \quad (2)$$

$$Q = G_2 (h_2'' - h_2'), \quad (3)$$

$$Q = F \alpha_1 (t_{1cp} - t_{w1}), \quad (4)$$

$$G_2 r dx = t_{w1} - t_s \frac{dF_k}{\left[\frac{d_{нар}}{\alpha_2 d_{вн}} + d_{нар} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} / 2\lambda_w \right]}, \quad (5)$$

$$G_2 c_2 dt_2 = t_{w1} - t_2 \frac{dF_{п}}{\left[\frac{d_{нар}}{\alpha_2 d_{вн}} + d_{нар} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} / 2\lambda_w \right]}, \quad (6)$$

где Q – тепловой поток испарителя, Вт;

G_1 , G_2 – расход промежуточного теплоносителя и хладагента, кг/с;

h_2'' , h_2' – энтальпия хладагента на выходе и входе испарителя, Дж/кг;

$F = F_k + F_{п}$ – площадь наружной поверхности труб испарителя, м²;

F_k , $F_{п}$ – площадь поверхности труб участка кипения и перегрева, м²;

α_1 – средний коэффициент теплоотдачи теплоносителя в межтрубном пространстве, Вт/(м² · К);

t_{1cp} , t_{w1} , t_s – средняя температура теплоносителя, наружной поверхности труб испарителя и температура кипения хладагента соответственно, °С;

x – массовое расходное паросодержание хладагента;

r – теплота парообразования хладагента, Дж/кг;

$d_{нар}$, $d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметр труб испарителя, м;

α_2 – локальный коэффициент теплоотдачи хладагента, Вт/(м² · К);

λ_w – теплопроводность материала труб испарителя, Вт/(м · К).

Для расчета конденсатора использованы уравнения теплового баланса и теплоотдачи, соответствующие по структуре уравнениям (2)–(6) и отличающиеся методикой определения локальных коэффициентов теплоотдачи и температурами сред. Уравнение (5) справедливо для участка кипения хладагента (в случае конденсатора – для участка конденсации), а уравнение (12) – для участка перегрева (в случае конденсатора – для

участка охлаждения пара хладагента). Локальный коэффициент теплоотдачи хладагента при кипении, перегреве и охлаждения пара хладагента, средний коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве кожухотрубных теплообменников определялись по [6]. Локальные коэффициенты теплоотдачи для участка конденсации определялись по [7]. В расчетах принят хладагент R134a, его теплофизические свойства определялись по справочным данным работы [6].

Массовый расход хладагента определяется по формуле:

$$G_2 = \lambda V_h \rho_2'' \quad (7)$$

где λ – коэффициент подачи компрессора;

V_h – объем, описываемый поршнями компрессора в единицу времени, $\text{м}^3/\text{с}$;

ρ_2'' – плотность хладагента на выходе испарителя, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Система уравнений (1)–(7) решается численно по методу Ньютона с учетом расчета термодинамического цикла теплового насоса. При этом уравнения (5) и (6) решаются методом конечных разностей. Расчет завершается определением теплопроизводительности Q_c и коэффициента трансформации COP ТН.

На основе предложенной численной модели проводился поверочный расчет исследуемой системы, состоящей из контура ТН и нескольких ЭС. Результаты расчета приведены на рис. 2. В расчетах изменялось количество U-образных труб m (1 и 2), количество энергетических свай n (5, 7, 18) и расстояние между полиэтиленовыми трубами s (150, 200, 250 мм). Маркерами на графиках (рис. 2) отмечены расчетные точки, соответствующие конкретными значениям m , n и s .

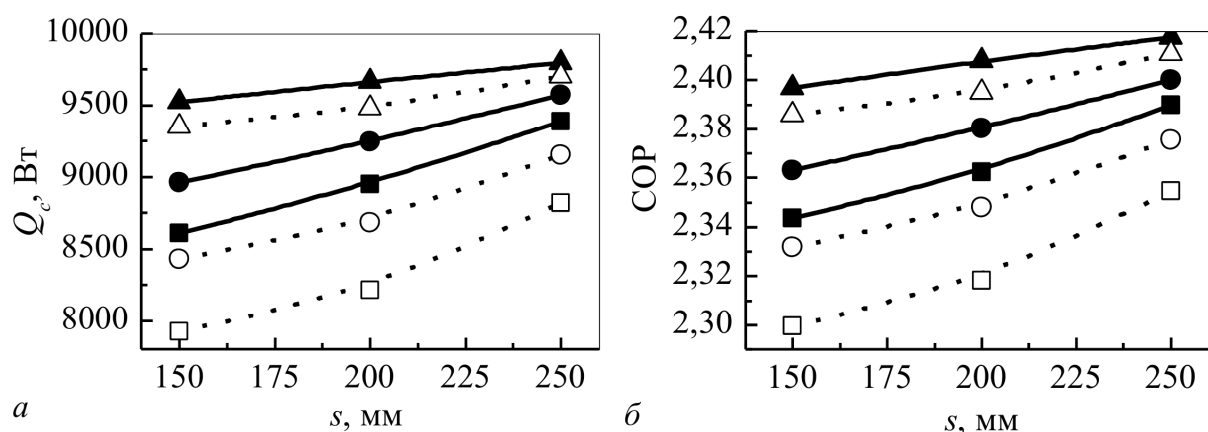


Рис. 2. Изменение Q_c (а) и COP (б) ТН в зависимости от шага труб при:
 ▲ – $n = 18, m = 2$; ● – $n = 7, m = 2$; ■ – $n = 5, m = 2$; △ – $n = 18, m = 1$; ○ – $n = 7, m = 1$;
 □ – $n = 5, m = 1$.

Различное количество ЭС n принималось исходя из того, что при проектировании грунтовых теплообменников их количество и размеры могут меняться в зависимости от теплофизических свойств грунта, что более точно определяется из расчета теплового режима грунта при тепловом взаимодействии с ЭС.

При изменении выбранных параметров минимальная теплопроизводительность ТН ($Q_c = 7,92$ кВт) соответствовала ЭС с 1 U-образной трубой и расстоянием между трубами $s = 150$ мм при количестве ЭС $n = 5$, а максимальная теплопроизводительность ($Q_c = 9,80$ кВт, увеличение на 19%) имела место в случае с ЭС с 2 U-образными трубами и расстоянием между ними $s = 250$ мм при количестве ЭС $n = 18$. Минимальной и максимальной теплопроизводительности также соответствовали минимальный

(COP = 2,30) и максимальный (COP = 2,42, рост на 5%) коэффициенты трансформации. Температура теплоносителя системы теплоснабжения на выходе конденсатора при этом составляла 57,8–59,8 °С.

ВЫВОДЫ

Результаты моделирования показывают, что при проектировании систем теплоснабжения на основе грунтовых ТН с ЭС следует учитывать рассмотренные конструктивные параметры. Интерес представляет исследование параметров работы ТН при дальнейшем увеличении количества труб ЭС и различных схемах включения ЭС в циркуляционный контур.

ЛИТЕРАТУРА

1. Басок Б.И. Экспериментальный модуль гелиогеотермальной установки для теплоснабжения / Б.И. Басок // Пром. теплотехника. – 2006. – Т. 28. - № 1. – С. 69–78.
2. Филатов С.О. Численное моделирование совместной работы утилизатора теплоты грунта с теплоприемником / С.О. Филатов, В.И. Володин // Труды БГТУ. – 2012. - №3. – С. 179–183.
3. Bauer D. Zur thermischen Modellierung von Erdwärmesonden und Erdsonden-Wärmespeichern / D. Bauer – Stuttgart : Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart, 2011. – 136 p.
4. Eskilson P. Thermal analysis of heat extraction boreholes. Ph. D. thesis / P. Eskilson. – Lund: Lund Institute of Technology, 1987. – 267 p.
5. Гершкович В.Ф. Энергетические сваи / В.Ф. Гершкович // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. – 2009. – №8. – С. 47-50.
6. VDI-Wärmeatlas. – Berlin Heidelberg: VDI-Verlag, 2006. – 1445 p.
7. Baehr H.D. Wärme- und Stoffübertragung / H.D. Baehr, K. Stephan // Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2010. – 816 p.

Статья поступила в редакцию 15.03.2013 г.