



Comparison of long-term performance and the initial cost of the horizontal ground source heat pump with the air source heat pump in hot regions

A. Sedaghat, A. Hakkaki-Fard*

Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran

ABSTRACT: Ground-source heat pumps have received much attention due to their high coefficient of performance. In these systems, the ground is used as a sink/source for the heat pump, and the heat transfer between the ground and the heat pump is performed by the ground heat exchanger. In this study, the long-term performance and initial cost of these systems have been compared with conventional air-source heat pumps in a hot region. Both systems are numerically simulated. The performance of the systems is compared for cooling of a residential building in Bandar-Abbas, Iran. Moreover, the effect of various system operating parameters, i.e., ground heat exchanger length, pipe spacing, depth, and pipe diameter, have been studied. According to results, the five-year coefficient of performance and exergy efficiency of ground-source systems is 19.9% to 24.30% and 5.95% to 6.55%, respectively, more than that of the air-source system. However, 1.2 to 2.5 million Tomans is needed as the installation cost for each kW of maximum building load per year. Also, it is demonstrated that by reducing the length of the ground heat exchanger, the initial cost is reduced, and the system performance improves. The pipe spacing is the most influential factor in the required ground surface, the depth has the most impact on the initial cost and the system performance, and the pipe diameter does not affect the system performance..

Review History:

Received: Mar. 01, 2020
Revised: Jul. 08, 2020
Accepted: Aug. 18, 2020
Available Online: Aug. 25, 2020

Keywords:

Air source heat pump
Ground source heat pump
Linear horizontal heat exchanger
Geometric parameter, Annual performance.

1- Introduction

Ground Source Heat Pump (GSHP) systems are Heating, Ventilation, and Air Conditioning (HVAC) systems that use the ground as a sustainable heat source of the Heat Pump (HP). Due to lower temperature fluctuations in the ground than the ambient air, GSHPs have a higher Coefficient of Performance (COP) than the conventional Air Source Heat Pumps (ASHPs).

Several researchers [1-3] have attempted to model the GSHP with horizontal GHEs or vertical GHEs that were mostly in cold or moderate climates. In hot climates, due to the accumulation of heat in the soil, the performance of these systems gradually decreases, so that, applying the vertical GHE is not applicable without auxiliary cooling equipment [4]. However, the horizontal GHE, due to its proximity to the ground's surface, is able to dissipate a portion of the heat accumulated in the ground to the surrounding ambient environment.

In this study, a three-dimensional CFD model of horizontal GHE is developed to study the feasibility of applying horizontal GHEs in a hot climate. The developed model is used to evaluate the long-term COP and the exergy efficiency of the GSHP, and compare it with the conventional ASHP. Moreover, the initial cost and the required land area of the GSHP system are evaluated. Furthermore, the effect of various geometric parameters of the GHE is investigated.

2- System Description

The schematic diagram of the GSHP system is depicted in Fig. 1. As shown in this figure, the GSHP system consists of two different parts of the HP and the GHE. The difference between the GSHP and ASHP is how the condenser is cooled. In the GSHP system, the condenser is cooled with the GHE, while in the ASHP, it cools with ambient air.

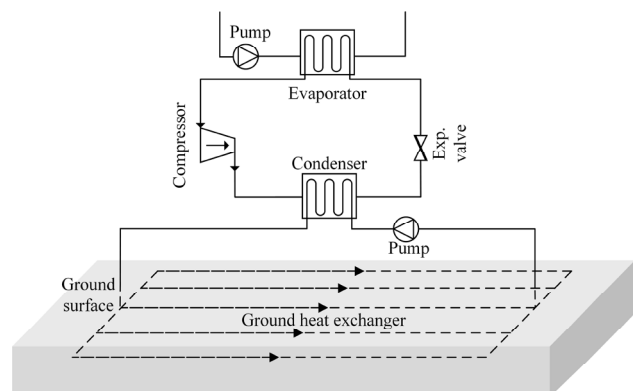


Fig. 1. Schematic diagram of the GSHP system

*Corresponding author's email: ahakaki@sharif.ir



3- Governing Equations

In this study, the buried GHE is numerically simulated. The GHE is coupled with the HP through the condenser inlet and outlet. The COP of the GSHP and ASHP system at each time is obtained by Staffell et al. experimental equation [5] as follows:

$$\begin{cases} COP_{GSHP} = 7.77 - 0.15\Delta T + 0.000734\Delta T^2 \\ COP_{ASHP} = 5.81 - 0.121\Delta T + 0.00063\Delta T^2 \end{cases} \quad (1)$$

where ΔT represents the temperature difference between the GHE outlet and supplied chilled water. The annual COP of the system is defined as [6]:

$$COP_{annual} = \frac{\sum Q_{Building}}{\sum W_{comp.}} \quad (2)$$

The annual reversible COP of the system is a function of average temperatures of hot and cold sources of HP during system operation [7].

$$COP_{annual,rev} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_{cold}}{T_{hot} - T_{cold}} \right) \quad (3)$$

The annual exergy efficiency can be calculated as follows [7]:

$$\eta_{annual} = \frac{COP_{annual}}{COP_{annual,rev}} \quad (4)$$

4- Results and Discussion

In this study, the COP and the exergy efficiency of the GSHP are compared with the ASHP in a hot climate in five years. For this purpose, a residential house in Bandar Abbas is selected. The building load of the selected house is estimated with the Hourly Analysis Program (HAP). The system is applied to satisfy the building cooling load. Firstly, the COP of the ASHP and the GSHP with the GHE length, pipe spacing, buried depth, and pipe diameter of 30 m, 1 m, 2 m, and 4 cm, respectively, are compared. The results show that the annual COP of the ASHP is 3.033, while, as the ground gradually becomes warmer, the COP of the GSHP decreases from 3.794 in the first year to 3.764 at the fifth year. Moreover, the annual exergy efficiency for the ASHP is 36.46%, while, for the GSHP it decreases from 43.15% in the first year to 42.65% at the fifth year.

In order to investigate the effect of GHE geometric parameters on the performance of the GSHP, various lengths, pipe spacing, buried depth, and pipe diameter are considered. In each case, only the considered parameter of the GHE is changed, and the rest of the parameters have remained constant. The pipe cost and excavation cost are selected as the initial costs of the GSHP. The pipe cost per unit length for pipes with a diameter of 3.2 cm, 4 cm, and 5 cm are 1870 Tomans, 2950 Tomans, and 4530 Tomans, respectively [8]. Furthermore, the excavation cost per each volume is considered to be 13000 Tomans [9]. The calculated COP, exergy efficiency, and initial cost of the GSHP are summarized in Table 1. According to this table, by applying the GSHP instead of the ASHP, the five-year COP and the five-year exergy efficiency of the system can improve from 19.9% to 24.30% and from 5.95% to 6.55%, respectively. However, the initial installation cost increases from 1.213 to 2.5 million Tomans for supplying each kW of maximum building load per year.

Table 1. Details of the required land, pipe, initial cost and five-year performance of the system for each kW of maximum cooling load per year

	Parameter value (m)	Five-year COP	Five-year exergy efficiency	Required land area (m ²)	Excavation volume (m ³)	Used pipe length (m)	Initial cost (million Tomans)	COP increment (%)	Exergy efficiency increment (%)
Length effect	15	3.710	42.80	64.39	128.78	63.39	1.864	22.32	6.34
	30	3.707	42.77	66.45	132.90	66.45	1.924	22.22	6.31
	45	3.704	42.75	67.38	134.75	67.38	1.951	22.12	6.29
Pipe spacing effect	0.5	3.685	42.67	52.66	105.32	105.32	1.680	21.50	6.21
	1	3.707	42.77	66.45	132.90	66.45	1.924	22.22	6.31
	1.5	3.723	42.84	81.97	163.94	54.65	2.292	22.75	6.38
Depth effect	1	3.770	43.01	76.03	76.03	76.03	1.213	24.30	6.55
	2	3.707	42.77	66.45	132.90	66.45	1.924	22.22	6.31
	3	3.612	42.41	59.60	178.79	59.60	2.500	19.09	5.95
Pipe diameter effect	0.032	3.708	42.78	66.45	132.90	66.45	1.852	22.26	6.32
	0.04	3.707	42.77	66.45	132.90	66.45	1.924	22.22	6.31
	0.05	3.706	42.76	66.45	132.90	66.45	2.029	22.19	6.30

5- Conclusions

In the present study, a three-dimensional CFD model of the horizontal GHE is developed. The model is used to predict the GSHP performance. Moreover, the performance and installation cost of the GHSP with various geometric parameters of the GHE is compared with the conventional ASHP in a hot climate. The results demonstrated, by replacement of the GSHP with the ASHP, the five-year COP and the five-year exergy efficiency of the system can improve up to 24.30% and 6.55%, respectively. However, the initial installation cost can increase from 1.2 to 2.5 million Tomans for supplying each kW of maximum building load per year.

References

- [1] K. Kupiec, B. Larwa, M. Gwadera, Heat transfer in horizontal ground heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 75 (2015) 270-276.
- [2] Y. Li, S. Geng, X. Han, H. Zhang, F. Peng, Performance evaluation of borehole heat exchanger in multilayered subsurface, *Sustainability*, 9(3) (2017) 356.
- [3] G. Gan, Dynamic thermal performance of horizontal ground source heat pumps–The impact of coupled heat and moisture transfer, 152 (2018) 877-887.
- [4] ASHRAE handbook: heating, ventilating, and air-conditioning applications, Inch-Pound Edition, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, in, 2015.
- [5] I. Staffell, D. Brett, N. Brandon, A. Hawkes, A review of domestic heat pumps, *Energy & Environmental Science*, 5(11) (2012) 9291-9306.
- [6] A. Sedaghat, M. Habibi, A. Hakkaki-Fard, A novel ground thermal recovery system for horizontal ground heat exchangers in a hot climate, *Energy Conversion and Management*, 224 (2020) 113350.
- [7] Y.A. Cengel, M.A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach 6th Edition (SI Units)*, The McGraw-Hill Companies, Inc., New York, 2007.
- [8] Price of polyethylen pipe. <<http://www.bill.loolehmarket.com>> in, 2018.
- [9] Excavation costs. <<http://takhrib-saakhteman.ir>>, (2019).

HOW TO CITE THIS ARTICLE

A. Sedaghat, A. Hakkaki-Fard , Comparison of long-term performance and the initial cost of the horizontal ground source heat pump with the air source heat pump in hot regions ,*Amirkabir J. Mech. Eng.*, 53(Special Issue 5) (2021) 783-786

DOI: [10.22060/mej.2020.18015.6714](https://doi.org/10.22060/mej.2020.18015.6714)





مقایسه عملکرد بلندمدت و هزینه اولیه پمپ حرارتی منبع زمینی افقی با پمپ حرارتی منبع هوایی در مناطق گرمسیر

علی صداقت، علی حکاکی فرد*

مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۱۲/۱۱
بازنگری: ۱۳۹۹/۰۴/۱۸
پذیرش: ۱۳۹۹/۰۵/۲۸
ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۶/۰۴

کلمات کلیدی:

پمپ حرارتی منبع هوایی
پمپ حرارتی منبع زمینی
مبدل حرارتی افقی خطی
پارامترهای هندسی
عملکرد سالانه.

خلاصه: پمپ‌های حرارتی منبع زمینی به دلیل ضریب عملکرد بالا مورد توجه بسیاری قرار گرفته‌اند. در این سیستم‌ها از زمین به عنوان منبع گرم/سرد برای پمپ‌های حرارتی استفاده می‌شود و انتقال حرارت بین منبع زمین و پمپ حرارتی به وسیله مبدل حرارتی زمینی صورت می‌گیرد. در این پژوهش عملکرد بلندمدت و هزینه اولیه این سیستم‌ها با سیستم‌های متداول منبع هوایی در منطقه‌ای گرمسیر مقایسه شده است. برای بررسی عملکرد سیستم منبع زمینی، با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت به مدل‌سازی عددی مبدل حرارتی زمینی افقی خطی زمینی به صورت ساعتی و برای دوره‌ای پنج‌ساله در بندرعباس پرداخته شده است. همچنین برای بررسی بهتر، طول، فاصله، عمق و قطرهای مختلفی برای لوله‌های مبدل حرارتی در نظر گرفته شده است. نتایج نشان داد که ضریب عملکرد پنج‌ساله و راندمان پنج‌ساله آگزرژی سیستم منبع زمینی به ترتیب ۱۹/۹ الی ۲۴/۳۰ درصد و ۵/۹۵ الی ۶/۵۵ درصد نسبت به سیستم منبع هوایی بیش‌تر است. با این حال، به ازای تأمین هر کیلووات بیشینه بار ساختمان در سال، هزینه اولیه سیستم منبع زمینی ۱/۲ الی ۲/۵ میلیون تومان بیشتر از سیستم منبع هوایی است. همچنین بر اساس نتایج با کاهش طول مبدل حرارتی، هزینه اولیه کاهش و عملکرد سیستم بهبود می‌یابد، فاصله بین لوله‌ها بیشترین تأثیر را در سطح زمین مورد نیاز دارد، عمق بیش‌ترین تأثیر را در هزینه اولیه و ضریب عملکرد سیستم دارد و قطر لوله تأثیری بر عملکرد سیستم ندارد.

۱- مقدمه

امروزه بخش زیادی از مصرف انرژی در حوزه سیستم‌های تهویه مطبوع است که اکثراً توسط منابع فسیلی تأمین می‌شود [۱]. پمپ‌های حرارتی یکی از سیستم‌های پرمصرف در تهویه مطبوع‌اند که می‌توانند برای سرمایش و گرمایش ساختمان به کار روند. پمپ‌های حرارتی مرسوم عموماً از هوای محیط به عنوان منبع سرد/گرم استفاده می‌کنند. با توجه به این که نوسانات دمای نزدیکی سطح زمین نسبت به هوای محیط کم‌تر است و دمای زمین در طول سال نسبتاً ثابت است؛ زمین می‌تواند جایگزینی مناسب برای منبع سرد/گرم پمپ‌های حرارتی مرسوم باشد [۲]. از این رو سیستم‌های پمپ حرارتی با منبع زمینی به جای منبع هوایی در راستای کاهش مصرف انرژی و حفظ محیط‌زیست مورد استقبال قرار گرفته‌اند. در این نوع سیستم‌ها مبدل‌های حرارتی زمینی با توجه به نوع به‌کارگیری پمپ حرارتی در حالت سرمایش یا گرمایش وظیفه انتقال حرارت از پمپ حرارتی به زمین یا برعکس را دارند. مبدل‌های حرارتی زمینی به‌طور کلی به دو

نوع حلقه‌باز و حلقه‌بسته تقسیم می‌شوند. گرچه نوع حلقه باز آن‌ها عملکرد بهتری دارد اما به دلیل نیاز به دسترسی به منابع آب‌های سطحی یا زیرزمینی در مناطق کم‌تری قابل استفاده است [۳]. از لحاظ آرایش قرارگیری نوع حلقه‌بسته را می‌توان به دو مدل افقی و عمودی تقسیم کرد. به‌طور کلی مبدل‌های افقی نسبت به مبدل‌های عمودی نیاز به هزینه اولیه کم‌تر اما سطح زمین بیش‌تری دارند [۴]. مبدل‌های افقی نیز خود به سه نوع خطی، مارپیچ و فتری تقسیم می‌شوند. نوع خطی آن در مقایسه با دیگر نوع‌های مبدل‌های حرارتی زمینی افقی بیش‌ترین نرخ انتقال حرارت با خاک بر واحد طول لوله را دارد [۵]. مطالعات تجربی، تحلیلی و عددی مختلفی بر روی کارکرد پمپ حرارتی منبع زمینی با مبدل‌های زمینی عمودی و افقی صورت گرفته است. به‌طور مثال در حوزه مبدل‌های حرارتی عمودی، لی^۱ و همکاران [۶] با استفاده از مدلی تحلیلی دوبعدی تداخل حرارتی لوله‌های مبدل حرارتی عمودی را با استفاده از اصل برهم‌نهی پیش‌بینی کردند.

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: ahakaki@sharif.ir



بخش قابل توجهی از حرارت تجمع یافته در زمین به محیط اطراف را دارند. با توجه به این که تاکنون مطالعه‌ای کامل بر روی کارکرد بلندمدت پمپ‌های حرارتی منبع زمینی با مبدل حرارتی زمینی افقی در مناطق بسیار گرمسیر صورت نگرفته است. در این پژوهش سعی شده است با در نظر گرفتن شرایط محیطی و بار حرارتی ساختمان به صورت ناپایدار و متغیر با زمان و به صورت ساعتی به مدل سازی دقیق این سیستم‌ها پرداخته شود. به منظور امکان‌سنجی استفاده از این نوع سیستم‌ها در مناطق بسیار گرمسیر ضریب عملکرد و راندمان آگزرژی آن‌ها در بازه‌ای پنج ساله با سیستم‌های متداول منبع هوایی مقایسه شده‌اند. علاوه بر این تأثیر پارامترهای هندسی مبدل حرارتی زمینی از جمله طول، فاصله، عمق و قطر لوله‌ها، بر بیشینه بار تأمین کننده هر لوله از مبدل حرارتی زمینی، ضریب عملکرد سالانه سیستم، راندمان سالانه آگزرژی سیستم، هزینه اولیه و مقدار زمین مورد نیاز سیستم‌های پمپ‌های حرارتی منبع زمینی به دست آورده شده است.

۲- توصیف سیستم

پمپ‌های حرارتی منبع زمینی چرخه‌ای مشابه با پمپ‌های حرارتی منبع هوایی دارند، به طوری که در هر دو نوع سیستم پمپ حرارتی از اجزای اصلی کندانسور، شیر انبساط، اواپراتور و کمپرسور تشکیل شده‌اند. تفاوت این دو نوع سیستم در نحوه خنک‌سازی کندانسور آن‌ها است. در نوع منبع هوایی، خنک‌سازی توسط هوای محیط صورت می‌گیرد اما در نوع منبع زمینی از آب خروجی از مبدل آبی حرارتی زمینی استفاده می‌شود. مبدل حرارتی افقی در نظر گرفته شده شامل مجموعه‌ای از لوله‌ها به صورت موازی و خطی با فواصل یکسان است که در زیرزمین کنار هم قرار می‌گیرند و دبی همه آن‌ها یکسان است. در شکل ۱ نحوه کارکرد سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی با مبدل حرارتی افقی خطی نشان داده شده است.

پارامترهای مختلف هندسی مبدل زمینی آبی بررسی شده از جمله طول، فاصله، عمق و قطر لوله‌ها در جدول ۱ خلاصه شده است. در حالات بررسی شده در این پژوهش برای بررسی تأثیر هر پارامتر، فقط مقدار یک پارامتر تغییر کرده و باقی پارامترها ثابت بوده‌اند.

۳- مدل سازی ریاضی

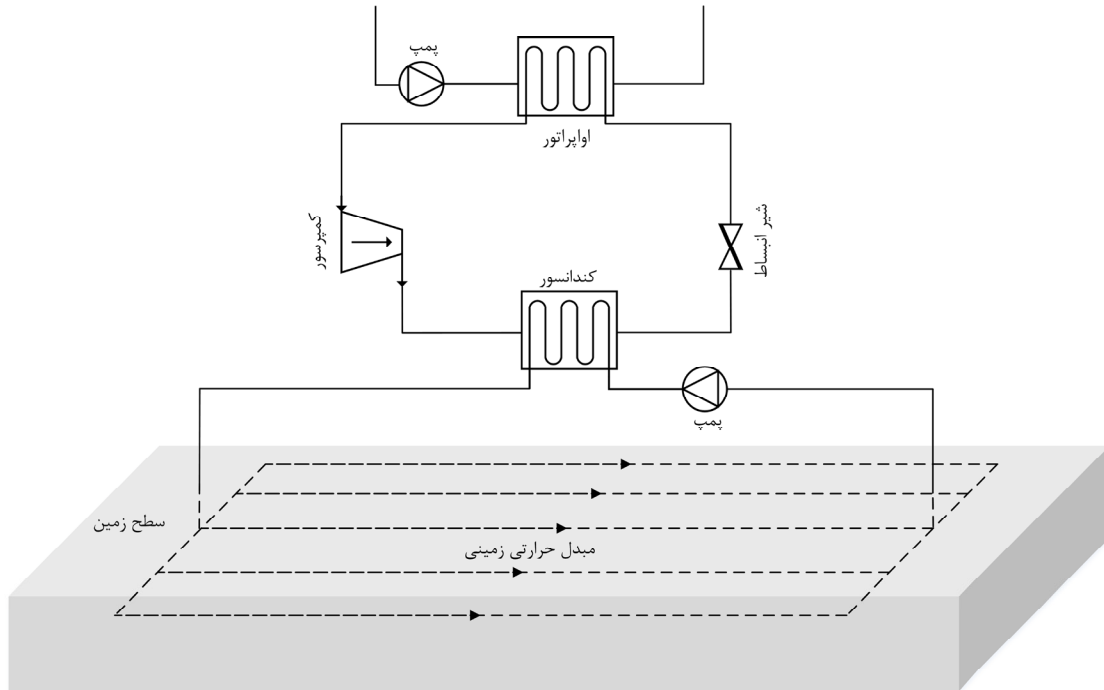
در این پژوهش برای به دست آوردن عملکرد پمپ حرارتی منبع زمینی، مدل سازی فقط برای مبدل حرارتی زمینی صورت گرفته

چن^۱ و همکاران [۷] به صورت تجربی و عددی طول بهینه مبدل‌های حرارتی عمودی را به دست آوردند. نتایج آن‌ها نشان داد به ازای عمق ۷۰ متر بیشینه نرخ انتقال حرارت بر واحد طول مبدل حرارتی اتفاق می‌افتد. لی و همکاران [۸] عملکرد گرمایی مبدل حرارتی عمودی را به صورت عددی در دوره‌ای ۶۰ روزه بررسی کردند. آن‌ها برای این منظور با در نظر گرفتن خاک با پنج لایه مختلف توزیع دمای اطراف مبدل حرارتی عمودی را محاسبه نمودند. نتایج نشان داد پس از ۶۰ روز کارکرد بیشینه دمای خاک در فاصله ۰/۲ متری از لوله ۹/۲ درجه سانتی گراد زیاد شود.

همچنین در حوزه مبدل‌های حرارتی افقی، می^۲ [۹] به صورت تحلیلی عملکرد گرمایی مبدل حرارتی زمینی خطی افقی را بررسی کرد و با نتایج تجربی مقایسه نمود. روش استفاده شده توسط وی مبنای مناسبی برای روش‌های تحلیلی قرار گرفت. کوپیک^۳ و همکاران [۱۰] مدل ریاضی بر پایه معادله انتقال حرارت یک بعدی گذرا با یک منبع داخلی برای مبدل‌های افقی موازی ارائه دادند. میزان گرمای منتقل شده از زمین به سیال را تعیین کردند. آن‌ها نشان دادند پس از حدود ده سال کارکرد دمای زمین به حالت پایدار می‌رسد. کایاسی^۴ و همکاران [۱۱] با مدل سازی عددی به بررسی توزیع دمای خاک تحت کارکرد مبدل افقی خطی پرداختند و عملکرد ده ساله پمپ حرارتی با منبع زمینی به دست آوردند. گان^۵ [۱۲] به تأثیر میزان رطوبت نسبی خاک بر نرخ انتقال حرارت در مبدل‌های افقی خطی پرداخت. نتایج مدل سازی عددی نشان داد که در خاک‌های مرطوب ۱۷ الی ۲۴ درصد نرخ انتقال حرارت بیشتری صورت می‌گیرد و در نتیجه عملکرد بهتری خواهند داشت.

اکثر مطالعات پیشین عملکرد گرمایی پمپ‌های حرارتی منبع زمینی را در مناطق سردسیر یا معتدل بررسی کرده‌اند. در مناطق گرمسیر به دلیل تجمع حرارت در خاک عملکرد این سیستم‌ها به مرور افت می‌کند [۱۳]. به طوری که استفاده از پمپ‌های حرارتی منبع زمینی با مبدل‌های حرارتی زمینی عمودی بدون استفاده از تجهیزات خنک کننده کمکی توصیه نمی‌شود [۱۴]. اما مبدل‌های حرارتی زمینی افقی به دلیل نزدیک بودن به سطح زمین امکان دفع

- 1 Chen
- 2 Mei
- 3 Kupiec
- 4 Kayaci
- 5 Gan



شکل ۱. شکل شماتیک سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی
 Fig. 1. Schematic diagram of the GSHP system

جدول ۱. حالات در نظر گرفته شده برای بررسی تأثیرات پارامترهای هندسی

Table 1. Considered cases to investigate the effect of geometric parameters

پارامتر	طول (m)	فاصله (m)	عمق (m)	قطر (cm)
تأثیر طول	۱۵	۱	۲	۴
	۳۰	۱	۲	۴
	۴۵	۱	۲	۴
تأثیر فاصله	۳۰	۰/۵	۲	۴
	۳۰	۱	۲	۴
	۳۰	۱/۵	۲	۴
تأثیر عمق	۳۰	۱	۱	۴
	۳۰	۱	۲	۴
	۳۰	۱	۳	۴
تأثیر قطر	۳۰	۱	۲	۳/۲
	۳۰	۱	۲	۴
	۳۰	۱	۲	۵

جدول ۲. خواص فیزیکی و حرارتی مواد استفاده شده در پژوهش حاضر [۵]

[۵] Table 2. Thermophysical properties used in the present study

ماده	چگالی (kg/m ³)	ضریب حرارت هدایتی (W/m.K)	ظرفیت حرارتی (J/kg.K)
خاک	۱۵۸۷/۳۲	۱/۲۴	۱۴۶۴/۸
لوله	۹۵۰	۰/۴۴	۲۳۰۰
آب	۹۹۸/۲	۰/۶	۴۱۸۲

خروجی از اواپراتور پمپ حرارتی است. در این پژوهش دمای هوای ورودی به کندانسور پمپ حرارتی منبع هوایی، دمای هوای محیط و در پمپ حرارتی منبع زمینی، دمای آب خروجی مبدل حرارتی زمینی از زمین در نظر گرفته شده است و همچنین دمای آب خروجی از اواپراتور مقدار ثابت هفت درجه سانتی گراد فرض شده است [۱۶]. در این پژوهش برای مشخص کردن دمای آب خروجی از مبدل حرارتی زمینی، مدل سازی عددی صرفاً برای مبدل حرارتی مدفون در زمین صورت گرفته است. معادلات حاکم بر مسئله شامل پیوستگی، مومنتم و انرژی به صورت زیر است.

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho \vec{U})}{\partial t} + \vec{U} \cdot \nabla \cdot (\rho \vec{U}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\mu \nabla \vec{U}) \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \vec{U} \cdot \nabla (\rho c_p T) = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (4)$$

با گسسته سازی معادلات فوق به روش حجم محدود^۱ و با استفاده از روش سیمپل^۲ به کمک نرم افزار فلوئنت، معادلات در تمام

است و با استفاده از دمای آب خروجی و مقدار حرارت منتقل شده به کاندنسور دمای آب ورودی به زمین در هر مرحله به دست آمده است. برای کاهش زمان محاسبات و با توجه به تقارن هندسه مدل سازی صرفاً برای محدوده نیمی از لوله تا صفحه تقارن دو لوله صورت گرفته است. خواص فیزیکی و حرارتی مواد استفاده شده در این پژوهش ثابت و همگن در نظر گرفته شده است و در جدول ۲ ارائه شده است.

۳-۱- معادلات حاکم

ضریب عملکرد پمپ های حرارتی به عوامل مختلفی همچون دمای منبع سرد، دمای منبع گرم، بازده کمپرسور، برگشت ناپذیری سیستم و پارامترهای دیگری بستگی دارد؛ اما از آنجایی که رابطه تئوری که تمامی عوامل فوق را در نظر بگیرد وجود ندارد، در این پژوهش از رابطه ای تجربی که توسط استافل و همکاران [۱۵] پیشنهاد شده است، استفاده می شود. با استفاده از این رابطه ضریب عملکرد پمپ های حرارتی منبع هوایی و منبع زمینی در حالت سرمایه ش به صورت زیر مشخص می گردد.

$$\begin{cases} COP_{GSHP} = 7.77 - 0.15\Delta T + 0.000734\Delta T^2 \\ COP_{ASHP} = 5.81 - 0.121\Delta T + 0.00063\Delta T^2 \end{cases} \quad (1)$$

که در آن ΔT اختلاف دمای آب/هوای ورودی به کندانسور با آب

1 Finite volume method

2 Simple

ضریب عملکرد سالانه سیستم نیز نسبت مجموع بار ساختمان به کار کمپرسور در یک سال به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۸]

$$COP_{annual} = \frac{\sum Q_{Building}}{\sum W_{comp.}} \quad (۸)$$

برای محاسبه راندمان اگزرژی سیستم ابتدا ضریب عملکرد بازگشت‌پذیر سیستم از طریق رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۹].

$$COP_{rev} = \frac{T_{cold}}{T_{hot} - T_{cold}} \quad (۹)$$

که در آن T_{hot} و T_{cold} به ترتیب دمای منابع سرد و گرم پمپ حرارتی‌اند. دمای منبع گرم برای پمپ حرارتی منبع زمینی میانگین دمای آب ورودی و خروجی مبدل حرارتی زمینی و برای پمپ حرارتی منبع هوایی میانگین هوای محیط اطراف کندانسور در نظر گرفته شده است. همچنین دمای منبع سرد میانگین دمای آب ورودی و خروجی گذرنده از اواپراتور در نظر گرفته شده است. در این پژوهش دمای آب ورودی و خروجی اواپراتور به ترتیب برابر با دوازده درجه سانتی‌گراد و هفت درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است [۲۰].

ضریب عملکرد سالانه بازگشت‌پذیر سیستم، میانگین ضریب عملکرد بازگشت‌پذیر سیستم در ساعات کارکرد سیستم است که به صورت زیر به دست می‌آید.

$$COP_{annual, rev} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_{cold}}{T_{hot} - T_{cold}} \right) \quad (۱۰)$$

که در آن n ، تعداد ساعات کارکرد سیستم است. راندمان سالانه اگزرژی سیستم نیز نسبت ضریب عملکرد سالانه سیستم به ضریب عملکرد سالانه بازگشت‌پذیر سیستم تعریف می‌شود و از طریق رابطه زیر به دست آورده می‌شود [۱۹].

$$\eta_{annual} = \frac{COP_{annual}}{COP_{annual, rev}} \quad (۱۱)$$

قسمت‌های سیال، خاک و لوله‌ها حل می‌شوند. با توجه به این که سرعت در بخش‌های جامد صفر است در نتیجه در قسمت خاک صرفاً معادله انرژی نیاز است حل شود. از آنجایی که چرخه مبدل حرارتی زمینی، حلقه‌بسته است، دمای آب ورودی به زمین در هر مرحله با استفاده از دمای آب خروجی از زمین در مبدل افقی و همچنین گرمای مبادله‌شده از مبدل حرارتی زمینی به کندانسور، به صورت زیر به دست می‌آید.

$$T_{w, in} = T_{w, out} + \frac{\dot{Q}_{GWHE}}{m_w c_p} \quad (۵)$$

که در آن T_{in} ، T_{out} ، \dot{Q}_{GWHE} و m_w به ترتیب برابر با دمای آب ورودی، دمای آب خروجی، بار گرمایی در مبدل حرارتی زمین و دبی جرمی آب است.

طبق پیشنهاد کاوانا و همکاران [۱۷] برای محاسبه بیشینه بار مجاز ساختمان که هر لوله می‌تواند تأمین کند و دبی آب هر لوله در تمامی حالات بررسی شده، بیشینه اختلاف دمای آب خروجی با ورودی در سال اول ۷/۹ درجه سانتی‌گراد و بیشینه اختلاف دمای آب خروجی با دمای مختل‌نشده خاک در عمق زمین ۱۷ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است.

بار گرمایی در مبدل حرارتی زمینی با توجه به ضریب عملکرد پمپ حرارتی از طریق رابطه زیر به دست می‌آید.

$$\dot{Q}_{GWHE} = \dot{Q}_{Building} \left(1 + \frac{1}{COP} \right) \quad (۶)$$

که در آن $\dot{Q}_{Building}$ بار ساختمان و COP ضریب عملکرد سیستم در هر لحظه است. کار کمپرسور در هر لحظه با توجه به بار ساختمان و ضریب عملکرد سیستم محاسبه می‌شود.

$$W_{comp.} = \frac{\dot{Q}_{Building}}{COP} \quad (۷)$$

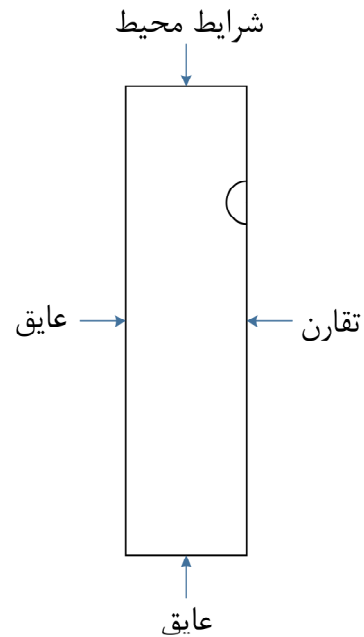
که در آن α ضریب بازتاب ($\alpha=0/09$)، ϵ ضریب پخش ($\epsilon=0/98$) و σ ثابت استفان بولتزمان ($\sigma=5/67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$) است. دمای آسمان با استفاده از رابطه زیر که تابعی از دمای محیط است تخمین زده می‌شود.

$$T_{sky} = 0.05222T_{amb}^{1.5} \quad (13)$$

شرط مرزی پایینی در عمق ۲۰ متری از سطح خاک عایق، شرط مرزی سطح عمودی سمت راست تقارن و سمت چپ نیز عایق در نظر گرفته شده است. شروط مرزی دیواره عمودی خاک در فاصله ۵ متری دورتر از ورودی و خروجی آب نیز عایق لحاظ شده است. برای تعیین شرط اولیه، یک شبیه‌سازی به صورت مجزا برای هندسه‌ای مکعب شکل با ابعاد هر ضلع ۲۰ متر و با استفاده از شروط مرزی ذکر شده، صورت گرفته است. پس همگراشدن نتایج با شبیه‌سازی بلندمدت مسئله، توزیع دمای خاک در راستای عمق زمین به عنوان شرط اولیه و شرط مرزی در دوردست برای مدل‌سازی به دست آورده و استفاده شده است.

۴- استقلال از شبکه

استقلال از شبکه برای هندسه‌ای با طول، فاصله، عمق و قطر لوله‌ها به ترتیب برابر با: ۳۰ متر، ۱ متر، ۲ متر و ۴ سانتی‌متر صورت گرفته است. افت فشار و ضریب عملکرد سال اول سیستم به ازای تعداد شبکه‌های مختلف از ۲۹۲۱۸ تا ۲۲۸۶۰۸ بررسی شده است. همان‌طور که در جدول ۳ مشخص شده است به ازای ۱۱۶۸۲۰ شبکه خطای نسبی افت فشار کم‌تر از ۱ درصد شده است. همچنین همان‌طور که در شکل ۳ به تصویر کشیده شده است در این تعداد شبکه تغییرات



شکل ۲. شکل دوبعدی هندسه مدل‌سازی و شرایط مرزی
Fig. 2. Two-dimensional system geometry and its boundary conditions

۳-۲- شرایط مرزی و شرط اولیه

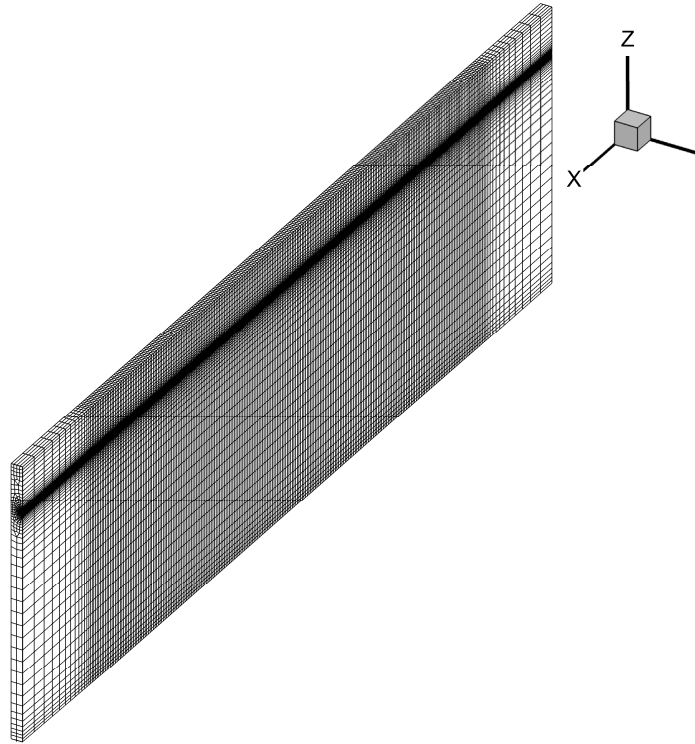
شکل دوبعدی هندسه مدل‌سازی و شرایط مرزی آن در شکل ۲ نشان داده شده است. در مرز سطح زمین مقدار شار ورودی از طریق شرایط محیط با در نظر گرفتن مقدار تابش از سطح خورشید به زمین، مقدار تابش بازتاب از زمین به محیط، انتقال حرارت جابه‌جایی سطح زمین با محیط و انتقال حرارت تابش بین سطح زمین با آسمان به دست می‌آید.

$$q_{gro}'' = q_{solar}'' + q_{diff}'' + q_{conv}'' + q_{sky}'' = (1-\alpha)I + h_{conv}(T_{amb} - T_{gro}) + \sigma\epsilon(T_{sky}^4 - T_{gro}^4) \quad (12)$$

جدول ۳. افت فشار به ازای تعداد شبکه‌های مختلف

Table 3. Pressure drop for various grid resolutions

تعداد شبکه	افت فشار (Pa)	خطای نسبی (%)
۲۹۲۱۸	۴/۸۹	-
۵۵۰۹۶	۴/۹۵	۱/۲۳
۱۱۶۸۲۰	۴/۹۹	۰/۸۱
۲۲۸۶۰۸	۵/۰۲	۰/۶۰

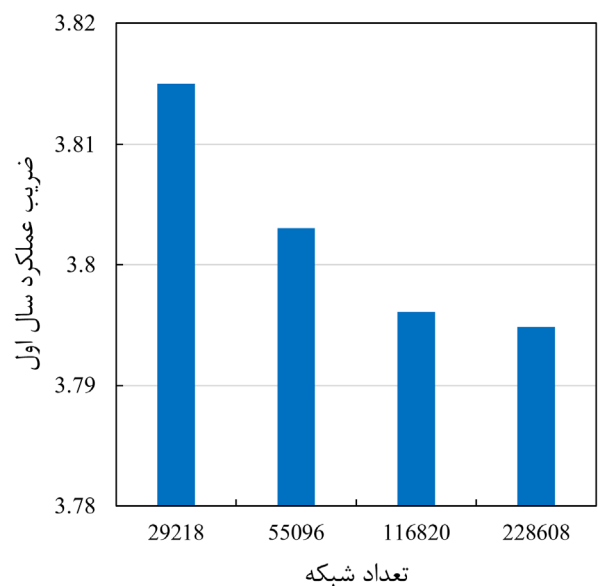


شکل ۴. شبکه‌بندی هندسه مدل سازی
Fig. 4. Generated grid for the system simulation

۵- اعتبارسنجی

به منظور اعتبارسنجی از نتایج تجربی متر و همکاران [۲۱] و همچنین نتایج مدل تحلیلی می و همکاران [۹] بر پایه حل تحلیلی معادلات حاکم بر مسئله، به ازای هندسه و شرایط یکسان مبدل افقی خطی استفاده شده است. پارامترهای به کاررفته در مطالعه تجربی متر و تحلیلی می و همکاران در جدول ۴ آورده شده است. برای این منظور، دمای آب خروجی به ازای دماهای ورودی یکسان برای مدل سازی صورت گرفته با دو مدل مقایسه شده است. همان طور که در شکل ۵ نیز مشاهده می شود مدل می دمای آب خروجی را قدری بیشتر از نتایج تجربی پیش بینی می کند. برای بررسی خطای مدل سازی عددی حاضر از روش جذر میانگین مربعات^۱ استفاده شده است. نتایج نشان می دهد خطای جذر میانگین مربعات بین مطالعه حاضر با نتایج تجربی متر $0/8$ درجه سانتی گراد است. در حالی که این خطا بین نتایج تحلیلی می با نتایج تجربی متر $1/1$ درجه سانتی گراد است. از این رو می توان گفت مدل سازی صورت گرفته از مدل تحلیلی می نیز به نتایج تجربی نزدیک تر شده است و از دقت کافی برخوردار است.

ضریب عملکرد سیستم تقریباً مستقل از شبکه شده است. در نتیجه ۱۱۶۸۲۰ شبکه به عنوان شبکه بندی مناسب برای محاسبات انجام گرفت. شبکه بندی هندسه به ازای این تعداد شبکه در شکل ۴ نشان داده شده است.

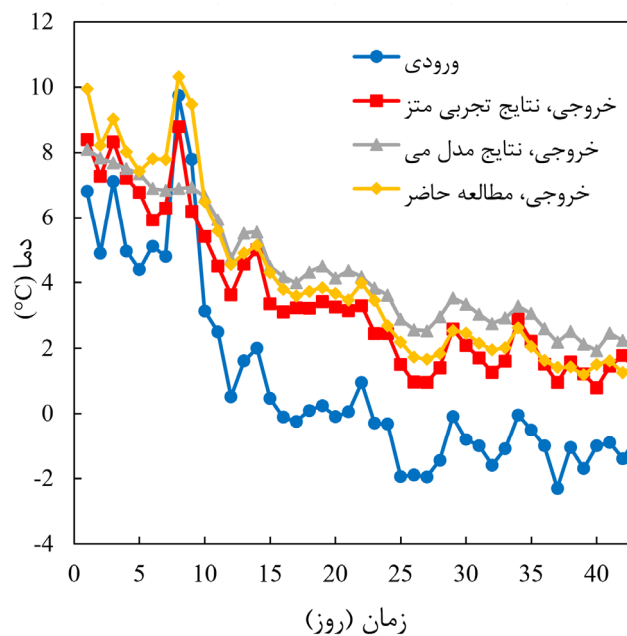


شکل ۳. ضریب عملکرد سال اول به ازای تعداد شبکه های مختلف
Fig. 3. First-year COP for various grid resolutions

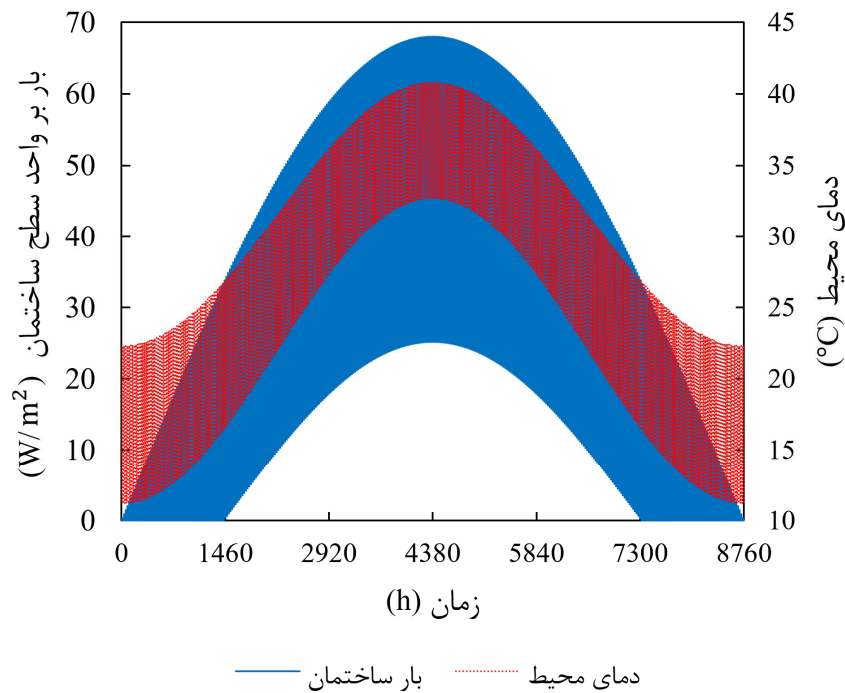
1 Root mean square (RMS)

جدول ۴. پارامترهای به کار گرفته شده در مطالعه متز [۲۱] و می [۹]
 Table 4. Parameters used in Metz [9] and Mei [21] studies

مقدار	پارامتر
۱۲۵/۵ m	طول لوله
۱/۲ m	عمق قرارگیری
۰/۰۴۰۹ m	قطر داخلی لوله
۰/۰۴۶۴ m	قطر خارجی لوله
۰/۴۶ W.m ⁻¹ .K ⁻¹	ضریب هدایت حرارتی لوله
۱/۷۳۱ W.m ⁻¹ .K ⁻¹	ضریب هدایت حرارتی خاک
۰/۰۰۳۶ m ² .h ⁻¹	ضریب نفوذ حرارتی خاک
۱/۵۱ W.m ⁻¹ .K ⁻¹	ضریب هدایت حرارتی سیال
۳۹۰۰ J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	ظرفیت ویژه گرمایی سیال
۰/۹۷۲ m ³ .h ⁻¹	دبی سیال



شکل ۵. مقایسه نتایج دمای آب خروجی بین مطالعه حاضر با مطالعات متز [۲۱] و می [۹]
 Fig. 5. Comparison of the estimated outlet water temperature with Metz [21] and Mei [9] studies



شکل ۶. بار بر واحد سطح ساختمان و دمای محیط در طول یک سال

Fig. 6. Building load per unit area of the building and ambient temperature over a year

منظور ضریب عملکرد سالانه و راندمان سالانه اگزرژی برای هر دو نوع سیستم در بخش‌های پیش رو مورد ارزیابی قرار گرفته است.

۶-۲-۱- ضریب عملکرد سالانه سیستم

در شکل ۷ تغییرات ساعتی ضریب عملکرد پمپ حرارتی منبع هوایی و منبع زمینی با مقادیر میانی طول، فاصله، عمق و قطر مبدل حرارتی زمینی در دوره‌ای پنج‌ساله رسم شده است. در نمودار ترسیم‌شده شروع زمان از خنک‌ترین روز سال است. همان‌طور که در شکل نیز مشخص است در زمان‌های خنک‌تر سال که خاک نیز خنک‌تر است، به دلیل اختلاف کم‌تر دمای منابع سرد و گرم، کار کمپرسور کم‌تر و ضریب عملکرد سیستم بیش‌تر می‌شود. همچنین از آنجایی که در روزهای نظیر در هر سال شرایط محیطی یکسان در نظر گرفته شده است، ضریب عملکرد سالانه پمپ حرارتی منبع هوایی در هر سال مقدار ثابت ۳/۰۳۳ به دست آمده است؛ که این میزان برای پمپ حرارتی منبع زمینی در سال اول ۳/۷۹۴ است و بعد از پنج سال به دلیل تزریق تدریجی گرما به خاک و گرم‌شدن تدریجی زمین ضریب عملکرد آن به ۳/۷۶۴ کاهش پیدا می‌کند.

۶- نتایج و بحث در نتایج

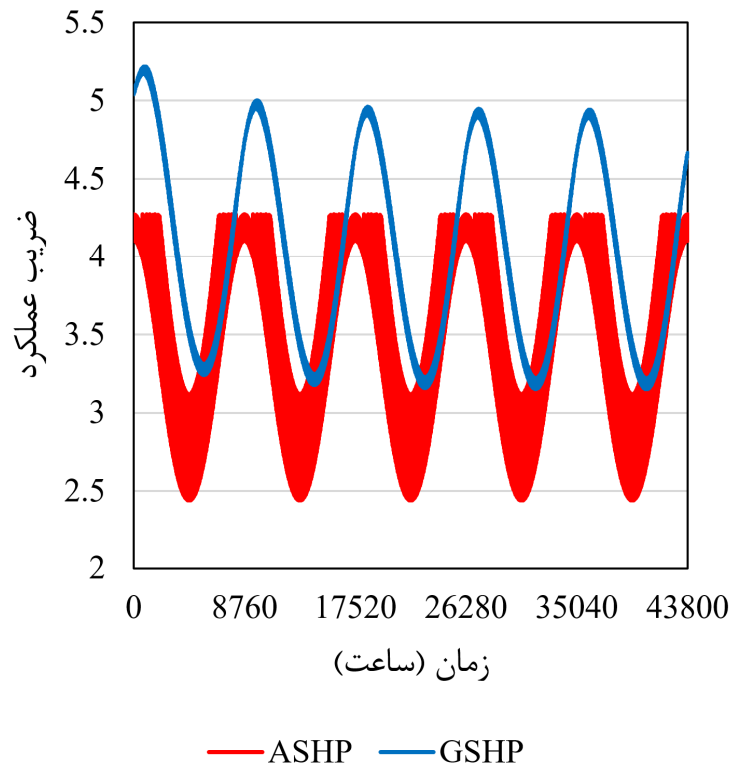
۶-۱- بار حرارتی ساختمان

با استفاده از داده‌های آب‌وهوایی برای بندرعباس که از پایگاه آب و هوایی [۲۲] گرفته شده است بار ساعتی ساختمان در طول سال برای واحدی مسکونی با استفاده از نرم‌افزار کریر به دست آمده است. از آنجایی که بندرعباس در منطقه‌ای گرم از ایران قرار دارد در طول سال تقریباً فقط به بار سرمایش نیاز دارد. در شکل ۶ بار بر واحد سطح ساختمان و دمای محیط استفاده شده در مدل‌سازی در طول سال ترسیم شده است. همان‌طور که در شکل مشخص است، بیشینه بار سرمایش در طول سال ۶۸ وات بر مترمربع است.

۶-۲- مقایسه عملکرد سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی با

منبع هوایی

در این بخش عملکرد سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی با مبدل حرارتی افقی با مقادیر طول، فاصله بین لوله‌ها، عمق قرارگیری و قطر لوله‌های به ترتیب برابر با ۳۰ متر، ۱ متر، ۲ متر و ۴ سانتی‌متر با پمپ حرارتی منبع هوایی در بندرعباس باهم مقایسه شده است. برای این



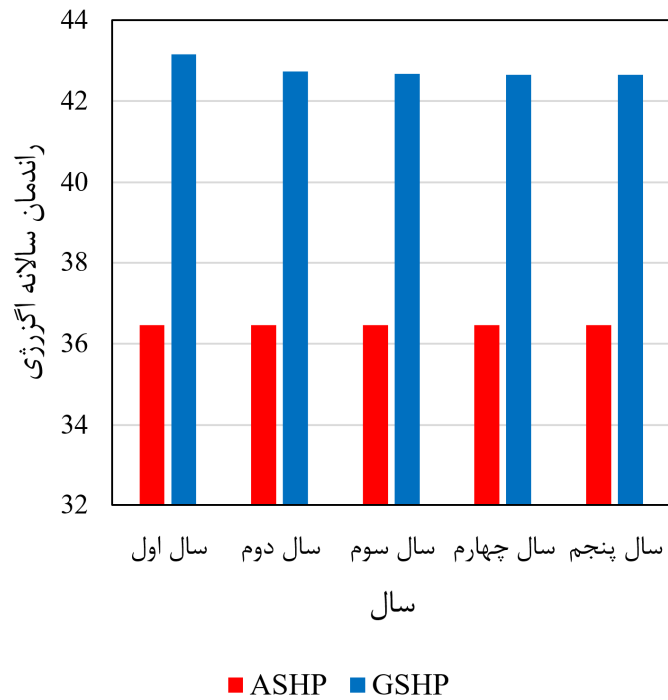
شکل ۷. مقایسه تغییرات ساعتی ضریب عملکرد پمپ حرارتی منبع زمینی با منبع هوایی در طول پنج سال
 Fig. 7. Comparison of hourly variations of the COP of the GSHP with ASHP over five years

۶-۲-۲- راندمان سالانه آگزرژی سیستم

راندمان سالانه آگزرژی سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی و سیستم پمپ حرارتی منبع هوایی در طول پنج سال کارکرد در شکل ۸ ارائه شده است. همان طور که در این شکل مشخص است سیستم منبع زمینی راندمان آگزرژی بالاتری نسبت به نوع منبع هوایی دارد. راندمان سالانه آگزرژی سیستم منبع زمینی در سال اول برابر با $43/15$ درصد به دست آمده است و پس از پنج سال کارکرد به $42/65$ درصد کاهش می یابد. در حالی که راندمان سالانه آگزرژی برای سیستم منبع هوایی در هر سال برابر با $36/46$ درصد به دست آمده است. نتایج نشان می دهد در سیستم منبع زمینی علاوه بر کاهش راندمان سیکل بازگشت پذیر (کارنو) به علت گرم شدن تدریجی دمای زمین با گذشت زمان، سیستم واقعی نیز با گرم تر شدن دمای خاک بازگشت ناپذیرتر می شود و در نتیجه راندمان سالانه آگزرژی به مرور کاهش می یابد. همچنین برای سیستم منبع هوایی به دلیل یکسان فرض شدن اختلاف دمای منابع سرد و گرم در روزهای نظیر در سال های مختلف بازده آگزرژی یکسانی در سال های مختلف دارد.

۶-۳-۳- تأثیر پارامترهای هندسی مبدل حرارتی زمینی بر عملکرد سیستم پمپ حرارتی منبع زمینی

همان طور که پیش تر نیز ذکر شد، برای بررسی تأثیر پارامترهای مبدل حرارتی زمینی، مقادیر مختلفی از طول، فاصله، عمق و قطر لوله های مبدل حرارتی زمینی در نظر گرفته شده است. برای این منظور، در هر حالت بیشینه میزان بار ساختمان که هر لوله از مبدل حرارتی می تواند تأمین کند به گونه ای به دست آمده است که در هر حالت ضریب عملکرد سال اول یکسانی (برابر با $3/794$) داشته باشند. در جدول ۵ بار بیشینه ساختمان بر واحد طول لوله مبدل حرارتی تحت تأثیر پارامترهای هندسی مبدل حرارتی آورده شده است. همان طور که در این جدول مشخص شده است، با افزایش طول لوله مقدار بار بیشینه بر واحد طول لوله اندکی کاهش می کند. از آنجایی که بیشترین نرخ انتقال حرارت در بخش ابتدایی لوله ها است و در راستای طول لوله به دلیل کاهش اختلاف دمای سیال با خاک نرخ انتقال حرارت کاهش می یابد، در طول های کم تر نرخ انتقال حرارت بر واحد طول لوله بیش تر می شود. فاصله دو لوله تأثیر مهمی بر میزان بار



شکل ۸. مقایسه راندمان سالانه آگزرژی پمپ حرارتی منبع زمینی با منبع هوایی در طول پنج سال
 Fig. 6. Building load per unit area of the building and ambient temperature over a year

جدول ۵. تأثیر پارامترهای هندسی بر بار بیشینه ساختمان بر طول لوله

Table 5. Effect of geometrical parameters on the maximum building load per unit pipe length

بار بیشینه (W/m)	پارامتر (m)	
۱۵/۴۳	۱۵	تأثیر طول
۱۵/۰۵	۳۰	
۱۴/۸۴	۴۵	
۹/۴۹	۰/۵	تأثیر فاصله
۱۵/۰۵	۱	
۱۸/۳۹	۱/۵	
۱۳/۱۵	۱	تأثیر عمق
۱۵/۰۵	۲	
۱۶/۷۸	۳	
۱۴/۹۴	۰/۰۳۲	تأثیر قطر
۱۵/۰۵	۰/۰۴	
۱۵/۲۱	۰/۰۵	

برای فواصل مختلف بین ۲/۶ تا ۴ درصد کاهش می‌یابد. در فواصل کم‌تر به دلیل تجمع بیشتر حرارت در اطراف لوله‌های مبدل حرارتی افت ضریب عملکرد سالانه نیز بیشتر می‌شود. در شکل ۹-ج تأثیر سه عمق مختلف یک متر، دو متر و سه متر بر عملکرد بلندمدت پمپ حرارتی منبع زمینی بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد ضریب عملکرد در سال پنجم نسبت به سال اول برای عمق‌های یک متر، دو متر و سه متر به ترتیب ۰/۹، ۳/۲ و ۶/۶ درصد کاهش می‌یابد از آنجایی که رفتار خاک در عمق‌های کم‌تر به شرایط محیطی نزدیک‌تر است هر چه لوله‌ها در عمق کم‌تری قرار گیرند گرمای منتقل شده به زمین آسان‌تر از سطح زمین دفع می‌شود در نتیجه تجمع گرمای کم‌تری در اطراف لوله‌ها صورت می‌گیرد و افت عملکرد پمپ حرارتی کم‌تر می‌شود. همچنین مدت زمان پایدار شدن ضریب عملکرد نیز سریع‌تر صورت می‌گیرد. در شکل ۹-د تأثیر قطرهای مختلف متداول لوله‌های مبدل حرارتی زمینی بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد در تمامی قطرهای بررسی شده عملکرد سال پنجم نسبت به سال اول در حدود ۳/۲ درصد کاهش می‌یابد. از این رو می‌توان نتیجه گرفت عملکرد بلندمدت پمپ حرارتی منبع زمینی تقریباً به قطر لوله مبدل حرارتی بستگی ندارد.

۶-۳-۲- راندمان سالانه اگزرژی سیستم

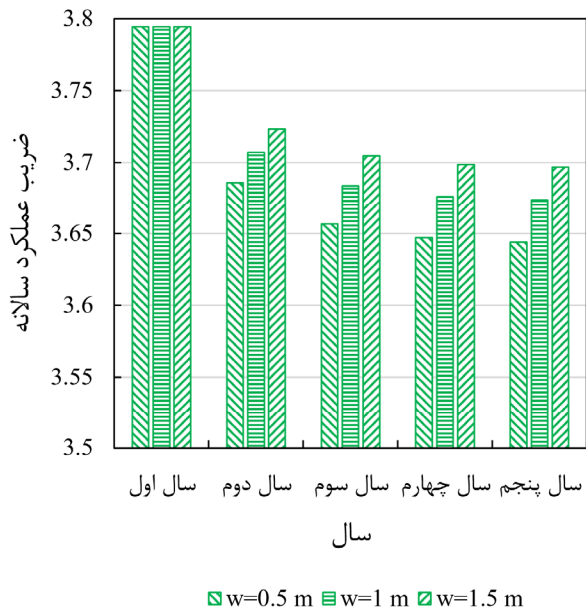
در شکل ۱۰ راندمان سالانه اگزرژی سیستم در طول پنج سال کارکرد تحت تأثیر پارامترهای مختلف هندسی مبدل حرارتی زمینی بررسی شده است. راندمان سالانه اگزرژی سیستم در سال اول برای تمامی حالات برابر با ۴۲/۷۳ درصد به دست آمده است. به دلیل عدم تعادل بار ساختمان، زمین به مرور زمان گرم‌تر و اختلاف دمای منابع سرد و گرم بیشتر شده است. نتایج نشان می‌دهد راندمان سالانه اگزرژی پس از پنج سال کارکرد برای طول‌های مختلف مبدل حرارتی بررسی شده بین ۰/۴۶ تا ۰/۵۳ درصد، برای فواصل بین لوله‌های مختلف مبدل حرارتی بررسی شده بین ۰/۴۱ تا ۰/۶۳ درصد، برای عمق‌های مختلف قرارگیری مبدل حرارتی بررسی شده بین ۰/۱۹ تا ۰/۴ درصد و قطر لوله‌های مبدل حرارتی بررسی شده در حدود ۰/۵۰ کاهش یافته است. از این رو می‌توان نتیجه گرفت با افزایش طول و عمق قرارگیری لوله‌های مبدل حرارتی زمینی یا کاهش فواصل بین لوله‌های مبدل حرارتی زمینی افت سالانه راندمان سالانه اگزرژی سیستم بیش‌تر می‌شود. همچنین قطر لوله‌های مبدل حرارتی زمینی

بیشینه‌ای که هر لوله می‌تواند فراهم کند دارد، به طوری که با افزایش فاصله از ۵/۵ به ۱ متر، ۵۸ درصد و با افزایش فاصله از ۱ به ۱/۵ متر، ۲۲ درصد بار بیشتری می‌توان تأمین کرد. در نتیجه با نزدیک شدن دو لوله به هم به دلیل تجمع بیش‌تر حرارت در خاک، توانایی خاک برای خنک کردن سیال کم‌تر شده است. هر چه لوله‌ها در عمق کم‌تری قرار گیرند به دلیل این که رفتار دمایی خاک به محیط نزدیک‌تر است بار کم‌تری می‌توان برداشت کرد. با افزایش عمق از ۱ به ۲ متر، ۱۴ درصد و با افزایش عمق از ۲ به ۳ متر، ۱۱ درصد بار بیش‌تری می‌توان فراهم نمود. کم‌ترین تأثیر را نیز قطر لوله دارد. به طوری که با افزایش قطر لوله از ۳/۲ سانتی‌متر به ۵ سانتی‌متر کم‌تر از ۲ درصد از هر لوله مبدل حرارتی زمینی بار بیش‌تری را می‌توان فراهم نمود.

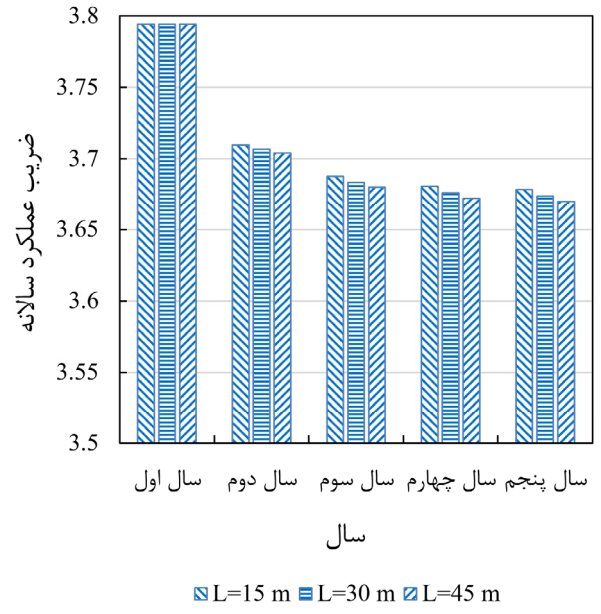
۶-۳-۱- ضریب عملکرد سالانه سیستم

در شکل ۹ تغییرات سالانه ضریب عملکرد پمپ حرارتی تحت تأثیر پارامترهای طول، فاصله، عمق و قطر لوله‌های مبدل حرارتی زمینی در دوره‌ای پنج‌ساله نشان داده شده است. همان‌طور که گفته شد میزان بار ساختمان به نحوی محاسبه شده است که در تمام حالات ضریب عملکرد در سال اول یکسان شود. به‌طور کلی به دلیل انتقال حرارت از سیال به خاک مجاور زمین به مرور گرم‌تر می‌شود و توانایی کم‌تری در خنک کردن سیال پیدا می‌کند در نتیجه ضریب عملکرد سالانه هر سال پس از دیگری کاهش می‌یابد. بیش‌ترین کاهش ضریب عملکرد از سال اول به دوم اتفاق می‌افتد و پس از چند سال بین گرمای انتقالی به زمین و تأثیر عوامل محیطی بر سطح زمین تعادل پدید می‌آید و ضریب عملکرد تقریباً به حالت پایدار می‌رسد.

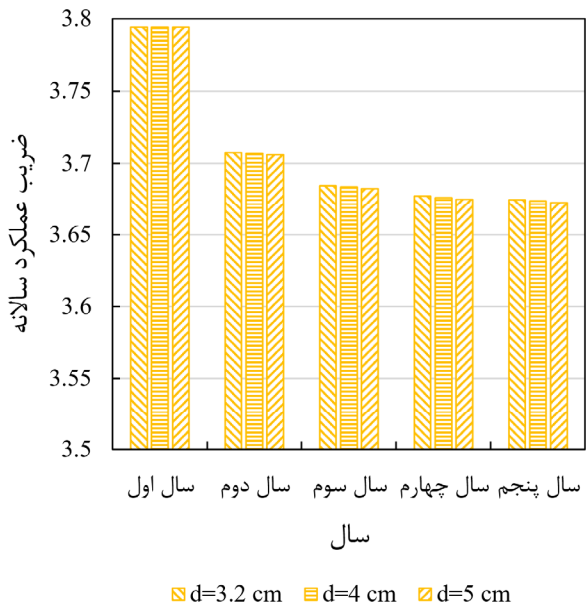
در شکل ۹-الف تأثیر پارامتر طول مبدل حرارتی زمینی دیده شده است. همان‌طور که مشخص است، روند سالانه تغییرات ضریب عملکرد برای طول‌های مختلف یکسان است به طوری که ضریب عملکرد در سال پنجم نسبت به سال اول بین ۳/۱ تا ۳/۳ درصد کاهش می‌یابد. برای طول‌های کم‌تر افت ضریب عملکرد هر ساله اندکی کم‌تر است؛ زیرا که وقتی طول کم‌تر باشد میزان کل گرمای منتقل شده به خاک کم‌تر و در نتیجه امکان دفع به محیط اطراف بیش‌تر و در نتیجه تجمع حرارت در خاک کم‌تر می‌شود. تأثیر فاصله لوله‌ها در شکل ۹-ب مشخص شده است. همان‌طور که در این شکل نمایان شده است ضریب عملکرد در سال پنجم نسبت به سال اول



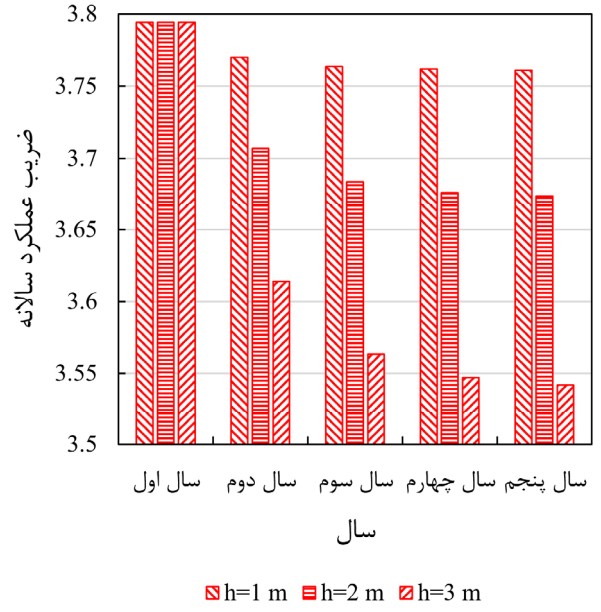
(ب)



(الف)



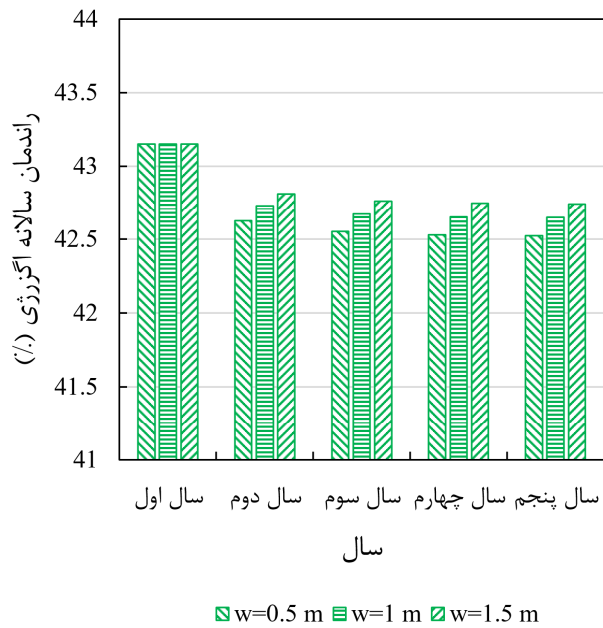
(د)



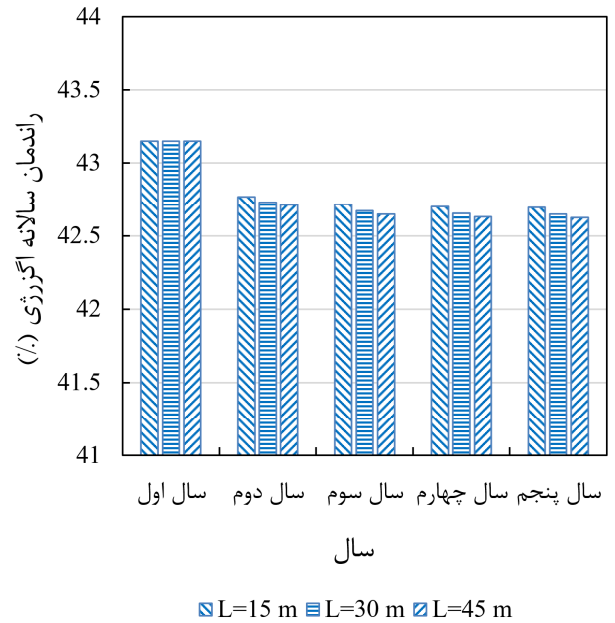
(ج)

شکل ۹. تغییرات ضریب عملکرد سالانه سیستم طی دوره‌ای پنج‌ساله تحت تأثیر عوامل: الف) طول، ب) فاصله، ج) عمق، د) قطر.

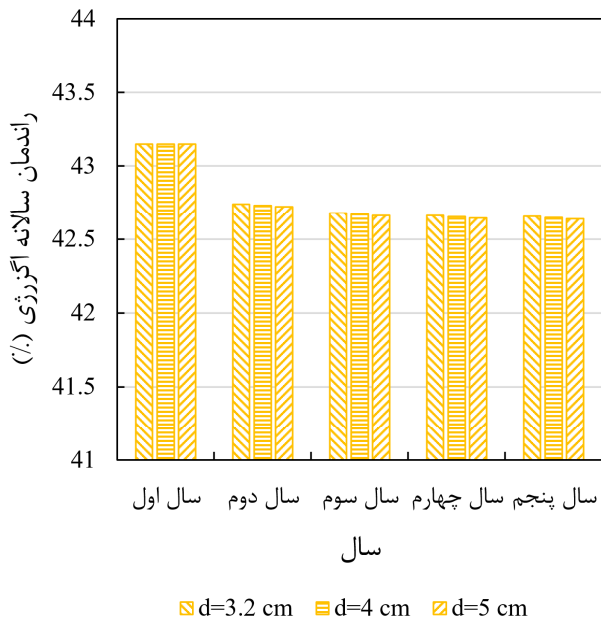
Fig. 9. Effect of the system geometrical parameters on the annual COP of the system over five years: a) GHE length, b) GHE spacing, c) GHE depth, d) GHE pipe diameter



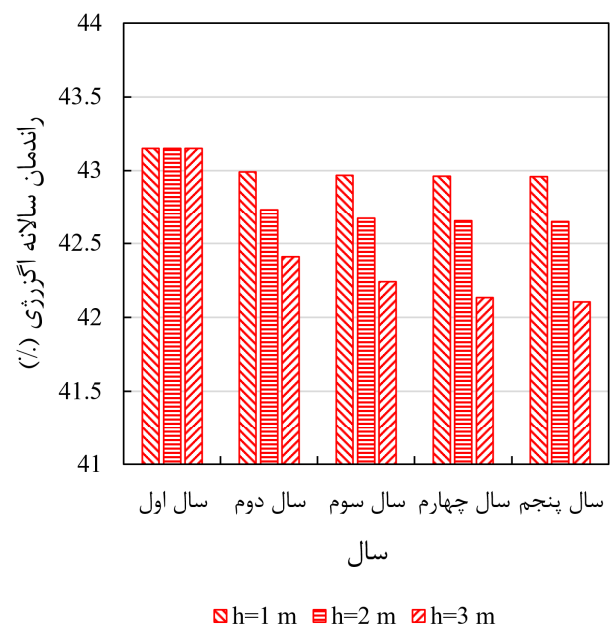
(ب)



(الف)



(د)



(ج)

شکل ۱۰. تغییرات راندمان انرژی سالانه سیستم طی دوره‌ای پنج‌ساله تحت تأثیر عوامل: الف) طول، ب) فاصله، ج) عمق، د) قطر.

Fig. 10. Effect of the system geometrical parameters on the annual exergy efficiency of the system over five years: a) GHE length, b) GHE spacing, c) GHE depth, d) GHE pipe diameter

جدول ۶. جزئیات مقدار زمین، لوله، هزینه اولیه و عملکرد پنج‌ساله سیستم به ازای تأمین یک کیلووات بیشینه بار سرمایش در سال

Table 6. Details of the required land, pipe, initial cost and five-year performance of the system for each kW of maximum cooling load per year

افزایش راندمان	افزایش ضریب عملکرد (%)	هزینه اولیه (میلیون تومان)	طول لوله مصرفی (m)	حجم خاک‌برداری (m ³)	سطح زمین موردنیاز (m ²)	راندمان اگزرژی پنج‌ساله (%)	ضریب عملکرد پنج‌ساله	پارامتر (m)	
۶/۳۴	۲۲/۳۲	۱/۸۶۴	۶۴/۳۹	۱۲۸/۷۸	۶۴/۳۹	۴۲/۸۰	۳/۷۱۰	۱۵	تأثیر طول
۶/۳۱	۲۲/۲۲	۱/۹۲۴	۶۶/۴۵	۱۳۲/۹۰	۶۶/۴۵	۴۲/۷۷	۳/۷۰۷	۳۰	
۶/۲۹	۲۲/۱۲	۱/۹۵۱	۶۷/۳۸	۱۳۴/۷۵	۶۷/۳۸	۴۲/۷۵	۳/۷۰۴	۴۵	
۶/۲۱	۲۱/۵۰	۱/۶۸۰	۱۰۵/۳۲	۱۰۵/۳۲	۵۲/۶۶	۴۲/۶۷	۳/۶۸۵	۰/۵	تأثیر فاصله
۶/۳۱	۲۲/۲۲	۱/۹۲۴	۶۶/۴۵	۱۳۲/۹۰	۶۶/۴۵	۴۲/۷۷	۳/۷۰۷	۱	
۶/۳۸	۲۲/۷۵	۲/۲۹۲	۵۴/۶۵	۱۶۳/۹۴	۸۱/۹۷	۴۲/۸۴	۳/۷۲۳	۱/۵	
۶/۵۵	۲۴/۳۰	۱/۲۱۳	۷۶/۰۳	۷۶/۰۳	۷۶/۰۳	۴۳/۰۱	۳/۷۷۰	۱	تأثیر عمق
۶/۳۱	۲۲/۲۲	۱/۹۲۴	۶۶/۴۵	۱۳۲/۹۰	۶۶/۴۵	۴۲/۷۷	۳/۷۰۷	۲	
۵/۹۵	۱۹/۰۹	۲/۵۰۰	۵۹/۶۰	۱۷۸/۷۹	۵۹/۶۰	۴۲/۴۱	۳/۶۱۲	۳	
۶/۳۲	۲۲/۲۶	۱/۸۵۲	۶۶/۴۵	۱۳۲/۹۰	۶۶/۴۵	۴۲/۷۸	۳/۷۰۸	۰/۰۳۲	تأثیر قطر
۶/۳۱	۲۲/۲۲	۱/۹۲۴	۶۶/۴۵	۱۳۲/۹۰	۶۶/۴۵	۴۲/۷۷	۳/۷۰۷	۰/۰۴	
۶/۳۰	۲۲/۱۹	۲/۰۲۹	۶۶/۴۵	۱۳۲/۹۰	۶۶/۴۵	۴۲/۷۶	۳/۷۰۶	۰/۰۵	

زمینی و درصد افزایش ضریب عملکرد و راندمان اگزرژی پنج‌ساله پمپ حرارتی منبع زمینی در شرایط مشابه کارکرد نسبت به پمپ حرارتی منبع هوایی به ازای تأمین یک کیلووات بیشینه بار سرمایش در طول سال برای حالات مختلف بررسی شده، آورده شده است. همان‌طور که از جدول می‌توان نتیجه گرفت استفاده از لوله‌هایی با طول کم‌تر سطح زمین، حجم خاک‌برداری و مقدار لوله مصرفی کم‌تری و در نتیجه هزینه کم‌تری دارد علاوه بر این ضریب عملکرد و راندمان اگزرژی بالاتری نسبت به طول‌های بیشتر بررسی شده دارد. با کاهش فاصله بین لوله‌ها سطح زمین موردنیاز و هزینه اولیه کم‌تر می‌شود اما ضریب عملکرد و راندمان اگزرژی اندکی کاهش می‌یابد. از آنجایی که بیشترین هزینه مصرفی در این سیستم‌ها، هزینه خاک‌برداری است؛ عمق نصب لوله‌ها بیش‌ترین تأثیر در هزینه اولیه دارد. با کاهش عمق نصب لوله‌ها، سطح زمین و مقدار لوله بیش‌تری موردنیاز است؛ اما با این کار هزینه اولیه کاهش و ضریب عملکرد و راندمان اگزرژی افزایش می‌یابد. قطر لوله‌های مبدل حرارتی نیز تأثیر چندانی بر عملکرد سیستم ندارد و می‌توان قطر را مستقل از ضریب عملکرد و راندمان اگزرژی پمپ حرارتی در نظر گرفت؛ اما از آنجایی که

تقریباً تأثیری بر راندمان سالانه اگزرژی سیستم ندارند.

۶-۴- بررسی اقتصادی سیستم

به‌طورمعمول هزینه حفاری زمین و لوله مصرفی دو پارامتر اصلی برای محاسبه هزینه اولیه مبدل‌های حرارتی زمینی مورد استفاده در سیستم‌های پمپ حرارتی منبع زمینی در نظر گرفته می‌شوند [۵]. [۲۳، ۲۴]. از آنجایی که این نوع سیستم‌ها نیاز به زمین موردنیاز وسیعی دارند؛ بنابراین صرفاً در مکان‌هایی همچون حیاط یا فندانسیون منازل، قابل به‌کارگیری‌اند که برای زمین هزینه جداگانه‌ای پرداخته نشود. در صورتی که زمین هزینه جداگانه‌ای داشته باشد، این سیستم‌ها مقرون به‌صرفه نبوده و توصیه نمی‌شوند. با احتساب هر متر لوله پلی‌اتیلن با قطرهای اسمی ۳/۲ سانتی‌متر، ۴ سانتی‌متر و ۵ سانتی‌متر به ترتیب برابر با ۱۸۷۰ تومان، ۲۹۵۰ تومان و ۴۵۳۰ تومان [۲۵] و هر متر مکعب خاک‌برداری برابر ۱۳۰۰۰ تومان [۲۶] در ایران، هزینه اولیه شامل طول لوله مصرفی و حجم خاک‌برداری به‌دست‌آمده است. در جدول ۶ جزئیات مقدار زمین، لوله، هزینه اولیه، ضریب عملکرد و راندمان اگزرژی در طول پنج سال کارکرد سیستم پمپ حرارتی منبع

هزینه لوله‌هایی با قطر بزرگ‌تر بیش‌تر است با افزایش قطر لوله‌ها از ۳/۲ سانتی‌متر به ۵ سانتی‌متر، هزینه اولیه ۹/۵۶ درصد افزایش می‌یابد.

۷- نتیجه‌گیری

در این پژوهش به مقایسه ضریب عملکرد سالانه و راندمان سالانه اگزرژی پمپ حرارتی منبع هوایی با منبع زمینی برای منزلی مسکونی در بندرعباس که فرض شده است در طول سال فقط به بار سرمایش نیاز دارد، پرداخته شده است. برای این منظور با استفاده از دمای هوای محیط، به‌عنوان دمای منبع سرد، از طریق رابطه‌ای تجربی ضریب عملکرد پمپ حرارتی منبع هوایی به‌دست‌آمده شده است. برای بررسی عملکرد پمپ حرارتی منبع زمینی، به مدل‌سازی عددی مبدا زمینی افقی خطی پرداخته شده است و با استفاده از دمای آب خروجی مبدا زمینی از طریق رابطه‌ای تجربی عملکرد پمپ حرارتی منبع زمینی به‌صورت ساعتی برای دوره‌ای پنج‌ساله محاسبه شده است. برای بررسی بهتر، پارامترهای مختلف مبدا زمینی از جمله طول، فاصله، عمق و قطر لوله‌های مبدا زمینی بررسی شده است. برای این منظور بیشینه بار ساختمان که هر لوله در شرایط مختلف می‌تواند تأمین کنند به‌گونه‌ای مشخص شده‌اند که ضریب عملکرد سال اول پمپ حرارتی منبع زمینی مقدار یکسان ۳/۷۹۴ داشته باشند. نتایج نشان داد به دلیل انتقال پیوسته گرما به خاک زمین سالانه گرم‌تر می‌شود و در نتیجه ضریب عملکرد و راندمان اگزرژی سیستم کاهش پیدا می‌کند. از بین پارامترهای بررسی شده عمق بیشترین و قطر کم‌ترین تأثیر در تغییر سالیانه ضریب عملکرد و راندمان اگزرژی پمپ حرارتی دارد. ضریب عملکرد سال پنجم نسبت به سال اول تحت تأثیر طول‌های مختلف مبدا زمینی بررسی شده بین ۳/۱ الی ۳/۳ درصد، فواصل بین لوله‌های مختلف مبدا زمینی بررسی شده بین ۲/۶ تا ۴ درصد، عمق‌های مختلف قرارگیری مبدا زمینی بررسی شده بین ۰/۱۹ الی ۶/۶ درصد و قطر لوله‌های مبدا زمینی بررسی شده در حدود ۳/۲ درصد کاهش پیدا می‌کند. همچنین راندمان سالانه اگزرژی در این دوره برای طول‌های مختلف مبدا زمینی بررسی شده بین ۰/۴۶ الی ۰/۵۳ درصد، برای فواصل بین لوله‌های مختلف مبدا زمینی بررسی شده بین ۰/۴۱ تا ۰/۶۳ درصد، برای عمق‌های مختلف قرارگیری مبدا زمینی بررسی شده بین ۰/۱۹ تا ۱/۰۴ درصد و قطر

لوله‌های مبدا زمینی بررسی شده در حدود ۰/۵۰ درصد کاهش یافته است. علاوه بر این، با احتساب هزینه حفاری و لوله به‌عنوان دو عامل مهم در هزینه اولیه پمپ‌های حرارتی منبع زمینی، تأثیر پارامترهای هندسی مبدا به ازای تأمین بیشینه بار یک کیلووات بار سرمایش بر هزینه‌های اولیه بررسی شد. نتایج نشان داد به ازای تأمین هر کیلووات بیشینه بار سرمایش با استفاده از پمپ حرارتی منبع زمینی بین ۱/۲۱۳ میلیون تومان تا ۲/۵ میلیون تومان به هزینه‌های اولیه اضافه خواهد شد اما از طرفی ضریب عملکرد پنج‌ساله آن‌ها بین ۱۹/۰۹ درصد تا ۲۴/۳۰ درصد و راندمان اگزرژی پنج‌ساله آن‌ها بین ۵/۹۵ درصد تا ۶/۵۵ درصد نسبت به پمپ‌های حرارتی منبع هوایی بیش‌تر می‌شود. در مجموع می‌توان نتیجه گرفت استفاده از طول‌های کم‌تر مبدا زمینی، هزینه اولیه را کاهش و عملکرد سیستم را افزایش می‌دهد. فاصله مهم‌ترین عامل در سطح زمین موردنیاز دارد. با نصب مبدا زمینی در عمق‌های کم‌تر گرچه میزان بار ساختمان کم‌تری را می‌تواند تأمین کنند، اما امکان پخش بهتر حرارت را میسر می‌کند و افت سالیانه عملکرد سیستم را کاهش می‌دهد. همچنین از آنجایی که بیش‌ترین تأثیر در هزینه‌های اولیه این نوع سیستم‌ها هزینه حفاری زمین است، بیش‌ترین تأثیر در میزان کاهش هزینه اولیه را عمق نصب مبدا زمینی دارد. بر اساس نتایج به‌دست‌آمده، قطر مبدا زمینی نیز بر عملکرد این سیستم‌ها تقریباً تأثیری ندارد اما استفاده از قطرهای بزرگ‌تر هزینه اولیه را زیادتر می‌کند.

۸- فهرست علائم

علائم انگلیسی

COP	ضریب عملکرد
C_p	ظرفیت گرمایی ویژه، $W.kg^{-1}.K^{-1}$
d	قطر لوله مبدا زمینی
h	عمق قرارگیری مبدا زمینی
h_{conv}	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، $W.K^{-1}.m^{-2}$
I	تابش، $W.m^{-2}$
k	رسانندگی گرمایی، $W.K^{-1}.m^{-1}$
L	طول مبدا زمینی
m	جرم، kg
Q	گرما، W
T	دما، K
U	سرعت، $m.s^{-1}$
w	فاصله بین لوله‌های مبدا زمینی

experimental analysis of optimal buried depth of the vertical U-tube ground heat exchanger for a ground-coupled heat pump system, *Renewable energy*, 73 (2015) 46-54.

- [8] Y. Li, S. Geng, X. Han, H. Zhang, F. Peng, Performance evaluation of borehole heat exchanger in multilayered subsurface, *Sustainability*, 9(3) (2017) 356.
- [9] V. C. Mei, Heat transfer of buried pipe for heat pump application, *Journal of solar energy engineering*, 113(1) (1991) 51-55.
- [10] K. Kupiec, B. Larwa, M. Gwadera, Heat transfer in horizontal ground heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 75 (2015) 270-276.
- [11] N. Kayaci, H. Demir, Numerical modelling of transient soil temperature distribution for horizontal ground heat exchanger of ground source heat pump, *Geothermics*, 73 (2018) 33-47.
- [12] G. Gan, Dynamic thermal performance of horizontal ground source heat pumps—The impact of coupled heat and moisture transfer, *Energy*, 152 (2018) 877-887.
- [13] Z. Zhao, R. Shen, W. Feng, Y. Zhang, Y. Zhang, Soil thermal balance analysis for a ground source heat pump system in a hot-summer and cold-winter region, *Energies*, 11(5) (2018) 1206.
- [14] in: *ASHRAE handbook: heating, ventilating, and air-conditioning applications*, Inch-Pound Edition, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers 2015.
- [15] I. Staffell, D. Brett, N. Brandon, A. Hawkes, A review of domestic heat pumps, *Energy & Environmental Science*, 5(11) (2012) 9291-9306.
- [16] M. Habibi, A. Amadeh, A. Hakkaki-Fard, A numerical study on utilizing horizontal flat-panel ground heat exchangers in ground-coupled heat pumps, *Renewable Energy*, 147 (2020) 996-1010.
- [17] S.P. Kavanaugh, K.D. Rafferty, *Geothermal heating and cooling: design of ground-source heat pump systems*, ASHRAE, (2014).
- [18] A. Sedaghat, M. Habibi, A. Hakkaki-Fard, A novel ground thermal recovery system for horizontal ground heat exchangers in a hot climate, *Energy Conversion and Management*, 224 (2020) 113350.
- [19] Y.A. Cengel, M.A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach* 6th Edition (SI Units), The McGraw-Hill Companies, Inc., New York, (2007).
- [20] M. Habibi, A. Hakkaki-Fard, Long-term energy and exergy analysis of heat pumps with different types of ground and air heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 100 (2019) 414-433.
- [21] P.D. Metz, Ground coupled heat-pump-system experimental results, NASA STI/Recon Technical Report N, 84 (1983).
- [22] Weather data. <https://energyplus.net/weather-location/asia_wmo_region_2/IRN/IRN_Bandar.Abass.408750/ITMY->, (2019).
- [23] J. Luo, H. Zhao, S. Gui, W. Xiang, J. Rohn, P. Blum, Thermo-economic analysis of four different types of ground heat exchangers in energy piles, *Applied*

علائم یونانی

ضریب بازتاب	α
ضریب پخش	ϵ
راندمان اگزرژی	η
لزجت، $\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$	μ
چگالی، kg.m^{-3}	ρ
ثابت استفان بولتزمان، $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	σ
زیرنویس	
محیط	<i>amb.</i>
سالانه	<i>annual</i>
ساختمان	<i>build.</i>
کمپرسور	<i>comp.</i>
زمین	<i>gro.</i>
پمپ حرارتی منبع هوایی	<i>ASHP</i>
پمپ حرارتی منبع زمینی	<i>GSHP</i>
مبدل آبی حرارتی زمینی	<i>GWHE</i>
ورودی	<i>in</i>
خروجی	<i>out</i>
بازگشت پذیر	<i>rev</i>
آسمان	<i>sky</i>
آب	<i>w</i>

۹- مراجع

- [1] M. Hanif, T. Mahlia, A. Zare, T. Saksahdan, H. Metselaar, Potential energy savings by radiative cooling system for a building in tropical climate, *Renewable and sustainable energy reviews*, 32 (2014) 642-650.
- [2] Y. Yuan, X. Cao, L. Sun, B. Lei, N. Yu, Ground source heat pump system: A review of simulation in China, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(9) (2012) 6814-6822.
- [3] W. Zhang, H. Yang, L. Fang, P. Cui, Z. Fang, Study on heat transfer of pile foundation ground heat exchanger with three-dimensional groundwater seepage, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 105 (2017) 58-66.
- [4] P. Congedo, G. Colangelo, G. Starace, CFD simulations of horizontal ground heat exchangers: A comparison among different configurations, *Applied Thermal Engineering*, 33 (2012) 24-32.
- [5] M. Habibi, A. Hakkaki-Fard, Evaluation and improvement of the thermal performance of different types of horizontal ground heat exchangers based on techno-economic analysis, *Energy Conversion and Management*, 171 (2018) 1177-1192.
- [6] M. Li, A.C. Lai, Analytical model for short-time responses of ground heat exchangers with U-shaped tubes: model development and validation, *Applied energy*, 104 (2013) 510-516.
- [7] J. Chen, L. Xia, B. Li, D. Mmereki, Simulation and

- [25] Price of polyethylen pipe. <<http://www.bill.loolehmarket.com>>, (2018).
- [26] Excavation costs. <<http://takhrib-saakhteman.ir>>, (2019).

- Thermal Engineering, 108 (2016) 11-19.
- [24] N. Kayaci, H. Demir, Long time performance analysis of ground source heat pump for space heating and cooling applications based on thermo-economic optimization criteria, Energy and Buildings, 163 (2018) 121-139.

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

A. Sedaghat, A. Hakkaki-Fard. Comparison of long-term performance and the initial cost of the horizontal ground source heat pump with the air source heat pump in hot regions, Amirkabir J. Mech. Eng., 53(Special Issue 5)(2021) 3317-3334.

DOI: [10.22060/mej.2020.18015.6714](https://doi.org/10.22060/mej.2020.18015.6714)

