



تعیین قطر بهینه مبدل حرارتی هوا- زمین به روش تحلیلی جهت کاربرد تهویه مطبوع

سید علی میراحمدی گلرودباری¹، مهدی معرفت^{2*}، امین حقیقی پشتیری³، عسگر مینایی⁴

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

4- دانشجوی دکترا، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

* تهران، صندوق پستی 14115-111، maerefat@modares.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 21 مهر 1394

پذیرش: 01 آذر 1394

ارائه در سایت: 22 آذر 1394

کلید واژگان:

مبدل حرارتی هوا - زمین

مدل تحلیلی

قطر بهینه

چکیده

در تحقیق حاضر یک مدل تحلیلی جدید برای مبدل حرارتی هوا- زمین ارائه شده است. بدین منظور، معادله گذرای انرژی به کمک قضیه دوهامل برای بخش خاک حل شده و توزیع دمای خاک با استفاده از مفهوم تابع جی به دست آمده است، سپس دمای سیال خروجی از مبدل با حل معادله انرژی در راستای طول محاسبه شده است. نتایج مدل حاضر با نتایج تجربی مقایسه شده و نسبت به دیگر مدل‌های موجود همخوانی بهتری مشاهده شد. در ادامه با استفاده از مدل جدید به بررسی پارامتری و امکان‌سنجی استفاده از این سامانه در شهر تهران در دوره عملکرد دائم سه ماهه تابستان با دو دمای ورودی مختلف به مبدل پرداخته شده است. از بررسی پارامتری مشخص گردید که به ازای هر دبی جرمی، قطر بهینه متناظر با آن برای مبدل بدست می‌آید. همچنین مشاهده شد که قطر بهینه مبدل تابعی از دبی جرمی و زمان عملکرد سامانه می‌باشد و به دمای خاک و دمای ورودی به مبدل وابسته نیست. پیشنهاد گردید برای تأمین دبی جرمی بزرگ، از چند مبدل با دبی جرمی کوچک‌تر استفاده شود که در این صورت دمای خروجی از مبدل کاهش می‌یابد؛ با استفاده از مدل حاضر می‌توان عمق و فاصله دفن مبدل‌ها از یکدیگر را محاسبه نمود. همچنین مشخص گردید که این سامانه برای شهرهایی با اقلیم آب و هوایی کوهستانی و متوسط دمای سالیانه محیط پایین، به‌تنهایی قادر به تأمین آسایش حرارتی در دوره عملکرد دائم سه ماهه تابستان می‌باشد.

Determination of optimum diameter of Earth to Air Heat Exchanger by analytical method for air conditioning

Seyed Ali Mirahmadi Golrodbari¹, Mehdi Maerefat^{1*}, Amin Haghighi Poshtiri², Asgar Minaei¹

1- Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran

* P.O.B. 14115-111, Tehran, Iran, maerefat@modares.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 13 October 2015
Accepted 22 November 2015
Available Online 13 December 2015

Keywords:

Earth to Air Heat Exchanger
Analytical model
Optimum diameter

ABSTRACT

In the present study, a new analytical model for Earth to Air Heat Exchanger is presented. To this end, transient energy equation is solved employing Duhamel's theorem and the soil temperature distribution is achieved with the concept of G function. Then, the outlet temperature will be achieved by solving the energy equation along the length of heat exchanger. In comparison to previous models, the present results are in better agreement with those obtained experimentally. Parametric investigation and feasibility study of this system in Tehran has been done using this analytical model for summer season with two different input temperatures. Parametric investigation showed for each mass flow rate, the corresponding optimum diameter is achieved. It is observed that optimum diameter is a function of mass flow rate and operation time and independent of soil and input temperature of heat exchanger. For major mass flow rate supply, utilization of heat exchangers with minor mass flow rate is suggested; accordingly the temperature of heat exchanger is decreased. The depth and distance between heat exchangers can be calculated by the present model. It is also shown that this system can solely supply thermal comfort in continuous summer operation for cities with cold climate and low annual average temperature.

1- مقدمه

پدیده‌ی گرمایش اتمسفر زمین و مصرف انرژی برای جوامع بشری پدیده‌ی مهمی به‌شمار می‌رود. در دهه‌های اخیر استفاده از روش‌های سرمایش و گرمایش غیرفعال، به دلیل مصرف کم انرژی و سازگاری با محیط زیست مورد توجه قرار گرفته است. ازجمله منابع طبیعی سرمایش و گرمایش غیرفعال،

زمین می‌باشد که در قالب مبدل حرارتی هوا - زمین می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. دمای زمین در عمق خاصی به متوسط دمای سالیانه محیط می‌رسد. این دمای متوسط، از دمای محیط در فصل تابستان کمتر و در فصل زمستان بیشتر است. به کمک رابطه (1) تغییرات دمای زمین برحسب عمق و زمان به‌دست خواهد آمد [1].

Please cite this article using:

S. A. Mirahmadi Golrodbari, M. Maerefat, A. Haghighi Poshtiri, A. Minaei, Determination of optimum diameter of Earth to Air Heat Exchanger by analytical method for air conditioning, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 12, pp. 481-490, 2015 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

حرارتی و کریدر [6] مدل تحلیلی برای مدل سازی انتقال حرارت در مبدل های هوا- زمین ارائه نمودند. در این مدل، انتقال حرارت در داخل لوله به صورت گذرا و در خاک به صورت حالت پایا در نظر گرفته شده است. در واقع از اثر ظرفیت حرارتی خاک اطراف لوله صرف نظر شده است. آن ها همچنین فرض کردند که دمای خاک اطراف لوله تا یک فاصله مشخصی از لوله تغییر می کند و پس از آن ثابت می ماند که به این فاصله مشخص عمق نفوذ گویند و برای تابع دمای ورودی متغیر با زمان پریودیک عمق نفوذ را از رابطه $r_{\infty} \cong \sqrt{\alpha_g/\omega}$ محاسبه نمودند که α_g ضریب نفوذ حرارتی خاک و ω فرکانس زاویه ای تابع دمای ورودی به مبدل متغیر با زمان می باشد. این مدل تنها قادر به بررسی عملکرد یک روزه مبدل حرارتی به ازای تابع دمای ورودی متغیر با زمان پریودیک است و برای توابع دیگر و یا ثابت با زمان جواب نخواهد داد. چانگ و همکاران [7] انتقال حرارت حالت پایا از لوله های مدفون زیرزمینی را با فرض ثابت بودن درجه حرارت دیواره لوله ها، با مدلی تحلیلی بررسی نمودند. در این بررسی با استفاده از روش مپینگ¹، مسئله مربوط به لوله های با مقطع دایروی در محیط نامحدود، به مسئله ای در فضای مستطیلی و محدود تبدیل شد. به این ترتیب، با حل عددی معادله دیفرانسیل حاکم، توزیع درجه حرارت در خاک اطراف کانال به دست آمد. کاباشینکف و همکاران [8] از مدل ریاضی جدیدی جهت محاسبه درجه حرارت خاک و هوای داخل مبدل حرارتی هوا- زمین استفاده نمودند. در این تحقیق تغییرات راندمان مبدل حرارتی، با تغییر فاصله میان لوله ها برآورد شد. مدل آن ها تا زمانی که تابع دمای ورودی به مبدل پریودیک باشد، اعتبار دارد. پاپه و همکاران [9] طراحی ترموهیدرولیکی مبدل حرارتی هوا- زمین را بررسی نمودند. در این بررسی، رابطه ای تحلیلی ساده ای که ارتباط دهنده مشخصات هندسی و حرارتی سامانه با افت فشار مجاز است، ارائه گردید. در این تحقیق درجه حرارت سطح کانال ها ثابت و از مقاومت حرارتی لوله صرف نظر شده است. العجیمی و همکاران [10] مدل تحلیلی ارائه دادند که دمای خروجی از کانال را نشان می داد. آن ها فرض کردند که دمای خاک در فاصله مشخصی از لوله تغییر نمی کند و از مقاومت حرارتی ایجاد شده توسط لوله صرف نظر نمودند. آنان نشان دادند که با استفاده از سامانه مبدل حرارتی هوا- زمین می توان تقاضای بار برودتی ساختمان را تا مرز 30% کاهش داد. بنسل و همکاران [11، 12] عملکرد حرارتی مبدل حرارتی هوا- زمین را برای سرمایه تابستانه و گرمایش زمستانه بررسی کردند و سپس در پژوهشی دیگر [13] اثر ضریب هدایت حرارتی خاک را در حالت عملکرد گذرای سامانه بررسی نمودند و در تحقیق دیگری [14] مفهوم جدیدی با نام "عامل زوال"² معرفی نمودند. توسط این مفهوم در بررسی عملکرد سیستم در حالت گذرای یک روزه، بیشترین زوالی که در عملکرد حرارتی سیستم رخ می دهد مشخص می شود. بنهمو و دراوی [15] مدل گذرای یک بعدی را برای بررسی عملکرد حرارتی مبدل هوا- زمین در شرایط آب و هوایی صحرای الجزایر و عملکرد یک روزه توسعه دادند. آن ها تأثیرات پارامترهای هندسی نظیر طول، سرعت و قطر مبدل را بر روی بازده متوسط، ضریب عملکرد متوسط³ و عامل زوال بررسی نمودند. در این مدل، عمق نفوذ به عنوان پارامتر خارجی به مدل معرفی می شود.

در نوشتار حاضر ابتدا مدل تحلیلی جدیدی برای مبدل حرارتی هوا- زمین ارائه می گردد. مدل حاضر، می تواند توزیع دمای سیال داخل لوله را در هر زمان و به ازای توابع دمای ورودی متغیر و یا ثابت با زمان محاسبه نماید.

$$T(y, \tau) = T_m + A \exp\left(-y \sqrt{\frac{\pi}{365\alpha_g}}\right) \cos\left(\frac{2\pi}{365}(\tau - \tau_0 - \frac{y}{2} \sqrt{\frac{365}{\pi\alpha_g}})\right) \quad (1)$$

در رابطه (1)، T_m متوسط سالیانه دمای زمین، A دامنه سالیانه دمای سطح زمین، y عمق زمین، α_g ضریب نفوذ حرارتی خاک، τ زمان و τ_0 تأخیر زمانی مربوط به شروع دلخواه از یک زمان مشخص است. شکل 1 این تغییرات را برای شهر تهران نشان می دهد. همان طور از شکل 1 پیداست دمای زمین از عمق چهار متر به بعد دامنه ی تغییرات خود را به طور عمده از دست داده و به میزان ثابتی می رسد. بنابراین می توان از این دما برای گرمایش و یا سرمایش ساختمان ها در فصل زمستان و تابستان استفاده نمود.

نحوه ی عملکرد سامانه مبدل حرارتی هوا- زمین که طرح نمادینی از آن به همراه تلفیقی از ساختمان در شکل 2 آورده شده است به این شرح می باشد که لوله های مبدل حرارتی در عمق خاصی از زمین قرار داده می شوند و با استفاده از یک فن یا دمنده جریان هوای محیط را از داخل این لوله ها عبور می دهند. در فصل تابستان دمای محیط پس از عبور از لوله ها کاهش و در فصل زمستان افزایش یافته و می توان از آن جهت تهویه مطبوع داخل ساختمان استفاده نمود.

هلمولر و لاجال [2] سرمایه و پیش گرمایش به وسیله لوله های مدفون زیر زمینی را از منظر اقتصادی و انرژی به روش عددی مورد بررسی قرار دادند. حقیقی و معرفت [3] راهکارهای طراحی را برای سامانه ترکیبی مبدل حرارتی هوا- زمین و دودکش خورشیدی ارائه نمودند. معرفت و همکاران [5، 4] امکان استفاده از سامانه ترکیبی مبدل حرارتی هوا- زمین به همراه دودکش خورشیدی و سرمایه تبخیری مستقیم را مورد ارزیابی قرار دادند.

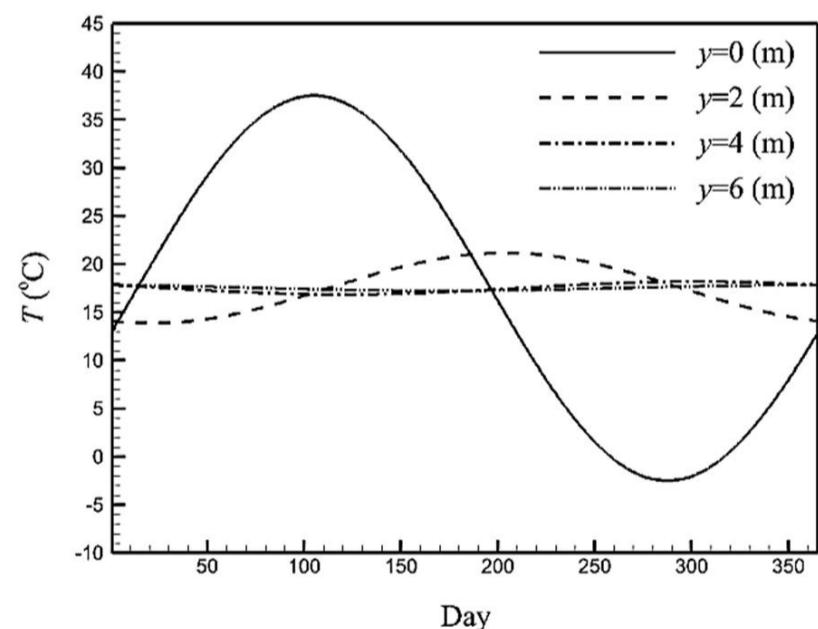


Fig.1 Variation of ground temperature at different depth among the year for Tehran

شکل 1 تغییرات دمای زمین به ازای عمق های مختلف در طول سال برای شهر تهران

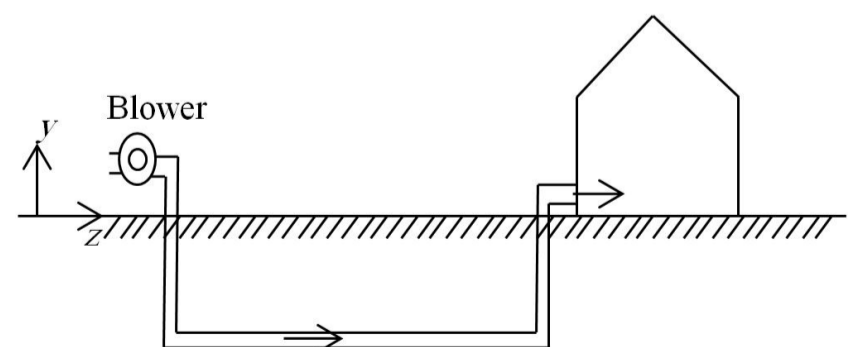


Fig.2 Schematic diagram of integrated earth to air heat exchanger and building

شکل 2 طرح نمادینی از مبدل حرارتی هوا- زمین به همراه ساختمان

1- Mapping

2- Derating Factor

3- Mean coefficient of performance (COP)

متغیر با زمان تبدیل می‌گردد. طرح نمادینی از چگونگی انتقال حرارت در خاک در شکل 4 نشان داده شده است.

$$-k_g \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_{po}} = q'_{r_{po}} = \frac{q'_{r_{po}}}{2\pi r_{po}} \quad (7)$$

که در آن شعاع خارجی لوله، k_g ضریب هدایت حرارتی خاک، $q'_{r_{po}}$ شار حرارتی لوله، $q'_{r_{po}}$ نرخ انتقال حرارت بر واحد طول است. مبدل‌های حرارتی هوا-زمین را در عمق خاصی از زمین قرار می‌دهند که دمای خاک در آن عمق ثابت شده و به دمای متوسط سالیانه محیط برسد. بنابراین فرض این که دمای خاک اطراف لوله، در فاصله دوری از لوله به دمای ثابت خاک دوردست می‌رسد فرضی درست است و در رابطه (8) به عنوان یکی از شرایط مرزی آورده شده است.

$$T(r_{\infty}, t) = T_g \quad (8)$$

دمای اولیه سیستم در زمان شروع مساوی دمای خاک در دوردست، ثابت در نظر گرفته شده که در رابطه (9) به آن اشاره شده است.

$$T(r, 0) = T_g \quad (9)$$

معادله (6) همراه با شرایط مرزی و اولیه (7-9) به روش جداسازی متغیرها قابل حل است و جواب نهایی به صورت معادله (10) بیان می‌شود.

$$T(r, t) - T_g = \frac{q'_{r_{po}}}{k_g} \frac{1}{\pi^2} \int_0^{\infty} \frac{e^{-\beta^2 \alpha_g t / r^2} - 1}{\beta^2 (J_1^2(\beta) + Y_1^2(\beta))} \times [J_0(r\beta/r_{po})Y_1(\beta) - J_1(\beta)Y_0(r\beta/r_{po})] d\beta \quad (10)$$

که در آن J_0 و J_1 توابع بسل از نوع اول و مرتبه صفر و یک و Y_0 و Y_1 توابع بسل از نوع دوم و مرتبه صفر و یک هستند. با قرار دادن $r = r_{po}$ در رابطه (10) و معرفی عدد فوریه $Fo = \alpha_g t / r_{po}^2$ به رابطه (11) خواهیم رسید.

$$T(r_{po}, t) - T_g = T_{r_{po}}(t) - T_g = \frac{q'_{r_{po}}}{k_g} \left(\frac{2}{\pi^3} \int_0^{\infty} \frac{1 - e^{-\beta^2 Fo}}{\beta^3 (J_1^2(\beta) + Y_1^2(\beta))} d\beta \right) \quad (11)$$

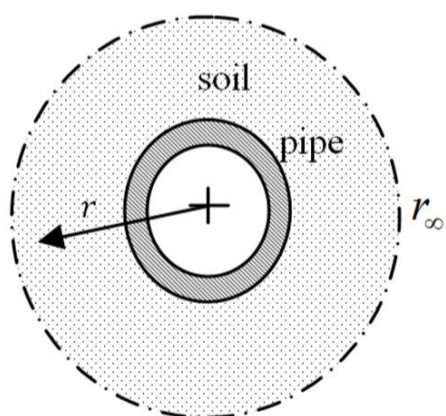


Fig. 3 Cross section of earth to air heat exchanger

شکل 3 مقطعی از مبدل حرارتی هوا-زمین

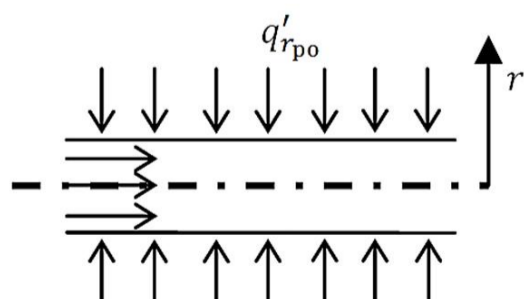


Fig.4 Schematic representation of earth to air heat exchanger in infinite medium

شکل 4 طرح نمادینی از مبدل حرارتی هوا-زمین در محیط بی‌نهایت

همچنین این مدل قادر به محاسبه دمای خاک اطراف لوله است که با استفاده از این قابلیت، عمق نفوذ مبدل نیز به دست می‌آید. از دیگر ویژگی‌های این مدل می‌توان به سرعت محاسبه نتایج در مقایسه با حل‌های عددی اشاره نمود که بسیار کمتر است.

با توجه به تحقیقات انجام شده‌ی پیشین که اساساً بر روی بررسی تأثیر پارامترهای هندسی در عملکرد چند ساعته سامانه متمرکز بوده، در این تحقیق، بررسی پارامتری هندسی و محیطی در دوره عملکرد سه ماهه تابستان مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. شایان ذکر است در تحقیقات گذشته، به ویژه در تحقیق انجام شده توسط بنهمو و دراویی [15]، عملکرد سامانه به ازای تغییر قطر مبدل همراه با تغییر دبی جرمی بررسی شده است و تاکنون تحقیقی در مورد اثرات تغییر قطر مبدل با ثابت نگه داشتن دبی جرمی گزارش نشده است. در پژوهش حاضر با ثابت نگه داشتن دبی جرمی تغییر قطر مبدل مورد ارزیابی قرار گرفته که برای هر دبی جرمی قطر بهینه متناظر بدست آمده است. همچنین امکان‌سنجی استفاده از این سامانه در شهرهای بندرعباس، قم، تهران، تبریز، همدان، ارومیه و زنجان به عنوان چند نمونه مطالعاتی با اقلیم آب و هوایی مختلف مورد بررسی قرار گرفته است.

2- مدل سازی

شکل 3 مقطعی از مبدل حرارتی هوا-زمین را نشان می‌دهد که شامل خاک، لوله و سیال می‌شود. برای مدل‌سازی، از انتقال حرارت مبدل در بخش عمودی به دلیل برابر بودن طول در بخش ورودی و خروجی صرف‌نظر شده و حل به دو ناحیه خاک اطراف لوله افقی و داخل لوله تقسیم می‌شود. رابطه‌ی (2) معادله انتقال حرارت هدایت حرارتی سه بعدی در مختصات استوانه‌ای برای مدل‌سازی خاک را نشان می‌دهد.

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

در رابطه (2) دمای خاک، t زمان و α_g ضریب نفوذ حرارتی خاک می‌باشد. با آنالیز ابعادی خواهیم داشت:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \sim \frac{\Delta T}{r^2} \quad (3)$$

و

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \sim \frac{\Delta T}{L^2} \quad (4)$$

با توجه به این که طول لوله (L) در مقایسه با قطر آن (r) بسیار زیاد است می‌توان مشاهده نمود که

$$O\left(\frac{\Delta T}{r^2}\right) \gg O\left(\frac{\Delta T}{L^2}\right) \quad (5)$$

بنابراین انتقال حرارت هدایتی تنها در راستای شعاعی در نظر گرفته شده و از انتقال حرارت در راستای طول خاک صرف‌نظر می‌شود. جمله $\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2}$ به دلیل وجود تقارن محوری همیشه صفر است. این حالت تا زمانی صادق است که لوله در عمقی از خاک قرار گیرد که تغییرات دمایی زاویه‌ای وجود نداشته باشد. خاک همگن در نظر گرفته شده و خواص ترموفیزیکی آن ثابت است و با دما تغییر نمی‌کند. معادله ساده شده (2) به صورت رابطه (6) بیان می‌شود.

$$\frac{1}{\alpha_g} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \quad (6)$$

رای ساده سازی روند حل مسئله، ابتدا فرض می‌شود که شار ثابتی مطابق رابطه (7) به دیواره لوله اعمال می‌گردد و سپس توسط قضیه دوهمال¹ به شار

1- Duhamel's Theorem

همچنین توزیع دمای سیال (که هوا است) در جهت شعاعی بالک³ و تنها در جهت طولی تغییرات دما داشته و از انتقال حرارت تشعشی صرف نظر شده است. جریان هوا در سرعت‌های داخل لوله تراکم‌ناپذیر بوده و خواص ترموفیزیکی لوله و سیال در تغییرات دمای حاصله در مسئله ثابت می‌ماند. جریان داخل لوله هم از نظر حرارتی و هم از نظر هیدرودینامیک توسعه یافته در نظر گرفته شده است. بنابراین معادله انرژی برای سیال داخل لوله به صورت رابطه (17) بیان می‌شود.

$$\dot{m}c \frac{dT_f(z,t)}{dz} = \frac{[T_{rpo}(t) - T_f(z,t)]}{R_t} \quad (17)$$

در رابطه (17) R_t مبین مقاومت لوله و سیال است که طبق رابطه (18) جمع مقاومت جابجایی سیال (R_{conv}) و مقاومت هدایت ضخامت لوله (R_{cond}) می‌شود.

$$R_t = R_{cond} + R_{conv} = \frac{1}{4\pi r_{pi} h} + \frac{\ln(r_{po}/r_{pi})}{2\pi k_p} \quad (18)$$

که h ضریب جابجایی سیال داخل لوله است و از رابطه (19) به دست می‌آید [18].

$$h = \frac{Nuk_f}{2r_{pi}} \quad (19)$$

Nu در محدوده تغییرات قطر و رینولدز استفاده شده در این پژوهش از رابطه (20) به دست خواهد آمد.

$$Nu = \frac{f/8(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (20)$$

که

$$f = (0.79\ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (21)$$

در روابط (21-18)، r_{pi} و r_{po} به ترتیب شعاع خارجی و داخلی لوله، k_p و k_f ضریب هدایت حرارتی لوله و سیال، Re رینولدز، Pr عدد پرانتل و f ضریب اصطکاک برای لوله‌های صاف هستند. با ساده‌سازی، رابطه (17) به صورت رابطه (22) بیان می‌شود.

$$\frac{d\theta(z,t)}{dz} + b\theta(z,t) = b \quad (22)$$

که در آن z طول مبدل و b و $\theta(z)$ به صورت رابطه (23) و (24) تعریف شده‌اند.

$$b = \frac{1}{\dot{m}cR_t} \quad (23)$$

و

$$\theta(z,t) = \frac{T_f(z,t) - T_f(0,t)}{T_{rpo}(t) - T_f(0,t)} = \frac{T_f(z,t) - T_{f,in}(t)}{T_{rpo}(t) - T_{f,in}(t)} \quad (24)$$

رابطه (22) یک معادله دیفرانسیل معمولی است که نیاز به یک شرط مرزی دارد؛ در $z = 0$ یعنی ورودی لوله سیال با دمای $T_{f,in}(t)$ وارد لوله می‌شود. بنابراین:

$$\theta(0,t) = 0 \quad (25)$$

جواب معادله (22) با شرط مرزی (25) به صورت رابطه (26) بیان می‌شود.

$$\theta(z,t) = 1 - e^{-bz} \quad (26)$$

با قرار دادن $z = H$ در رابطه (26) دمای خروجی سیال از مبدل مطابق رابطه (27) به دست می‌آید.

$$T_{f,out} = T_f(H) = T_{rpo}(t) + (T_{f,in}(t) - T_{rpo}(t))e^{-bH} \quad (27)$$

عبارت داخل پرانتز تابعی از Fo می‌باشد و می‌توان عبارت داخل پرانتز را به صورت $G(Fo)$ نوشت.

$$G(Fo) = \frac{2}{\pi^3} \int_0^\infty \frac{1 - e^{-\beta^2 Fo}}{\beta^3 (J_1^2(\beta) + Y_1^2(\beta))} d\beta \quad (12)$$

$G(Fo)$ تابع جی¹ نامیده می‌شود و در طراحی مبدل‌های حرارتی گمانه² به کار می‌رود. این تابع منحصر، تابع زمان و وابسته به ضریب نفوذ حرارتی خاک می‌باشد $G(Fo) = G(t, \alpha_g)$. با جاگذاری رابطه (12) در رابطه (11)، رابطه (13) بدست می‌آید.

$$T_{rpo}(t) - T_g = \frac{q'_{rpo}}{k_g} G(Fo) \quad (13)$$

رابطه (13)، با توجه به شرط مرزی شار حرارتی ثابت به دست آمده است، این در حالی است که در واقعیت این شرط مرزی با زمان تغییر می‌کند؛ بنابراین، در صورتی که شرط مرزی مطابق شکل (5) به صورت مجموعه‌ای از شارهای گسسته پله‌ای باشد، طبق قضیه دوهمامل، توزیع دما در دیوار خارجی لوله به صورت رابطه (14) بیان می‌شود [16].

$$T_{rpo}(t) - T_g = \sum_{i=1}^N \frac{(q'_{rpo}(t_i) - q'_{rpo}(t_{i-1}))}{k_g} G(Fo_i - Fo_{i-1}) \quad (14)$$

در رابطه (14) منظور از Fo_i همان مقدار تابع فوریه در زمان t_n می‌باشد که در شکل (5) نشان داده شده است. همچنین q'_{rpo} حرارت انتقال یافته به لوله است که توسط سیال دریافت می‌شود. بنابراین مقدار آن از رابطه (16) به دست می‌آید.

$$Q(t_n) = \dot{m}c(T_{f,out} - T_{f,in}) \quad (15)$$

$$q'_{rpo}(t_n) = \frac{Q(t_n)}{H} \quad (16)$$

در رابطه‌های (15) و (16) \dot{m} دبی سیال عبوری از مبدل، c ظرفیت گرمایی سیال، $T_{f,in}$ و $T_{f,out}$ به ترتیب دمای سیال خروجی و ورودی به مبدل و H طول مبدل حرارتی هوا-زمین است.

حال به مدل‌سازی انتقال حرارت در سیال داخل لوله پرداخته می‌شود. با توجه به این‌که ابعاد لوله و ظرفیت حرارتی آن در مقایسه با خاک ناچیز است، انتقال حرارت داخل لوله به صورت حالت پایا در نظر گرفته می‌شود [17]؛

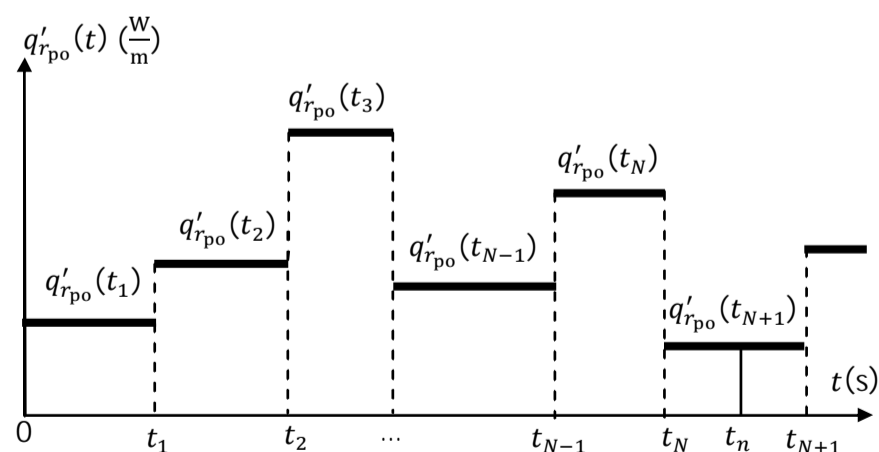


Fig. 5 Stepwise varying heat flux

شکل 5 شار گسسته پله‌ای

1- G-function
2- Borehole

3- Bulk temperature

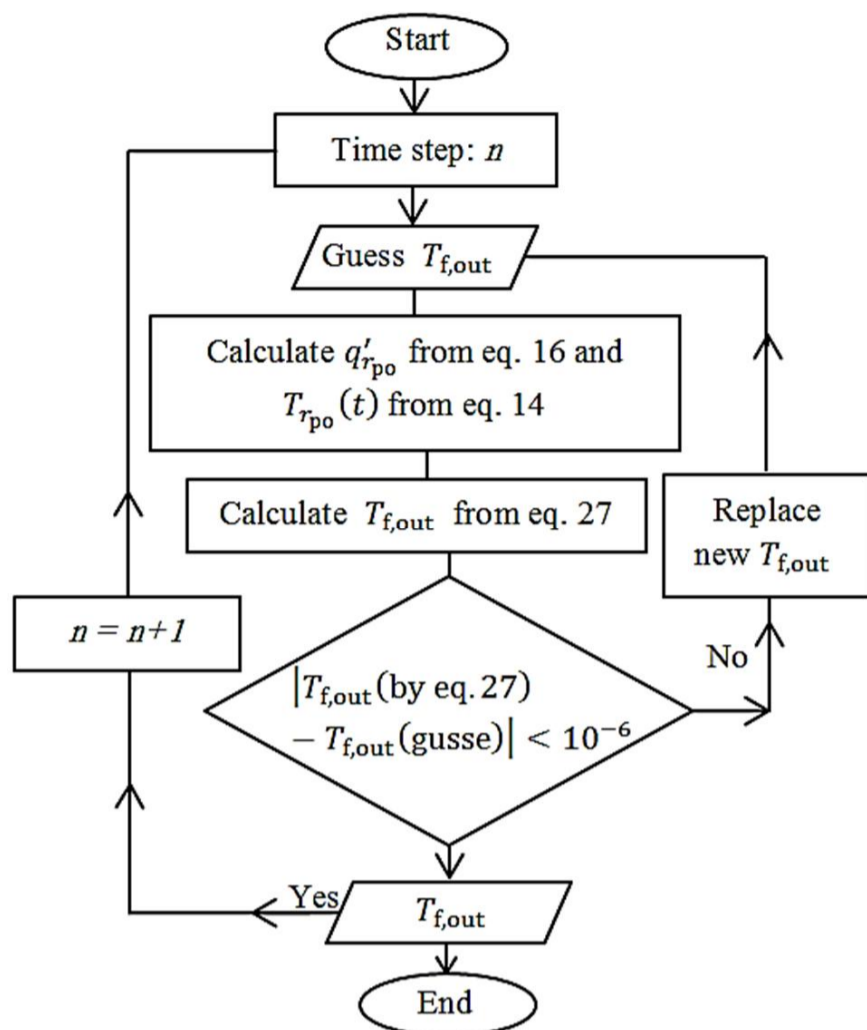


Fig. 6 Solution algorithm flowchart

شکل 6 فلوچارت الگوریتم حل

4-2- توزیع دمای سیال داخل لوله

در این بخش به اعتبارسنجی دمای سیال داخل مبدل به دست آمده از مدل تحلیلی حاضر با نتایج تجربی داکلیوال و گسامی [19] پرداخته می‌شود. به همین منظور لازم به ذکر است که شرایط مورد آزمایش، همان شرایط مرجع یاد شده می‌باشد.

شکل 7 تطابق خوبی را بین توزیع دمای سیال داخل مبدل به دست آمده از مدل تحلیلی حاضر در مقایسه با آزمون تجربی در دو ساعت مختلف از عملکرد سیستم، یکی 18.5 و دیگری 20 ساعت نشان می‌دهد. بجز خطای ورودی به مبدل در مرجع [19] برابر با دمای هوای محیط به صورت پریودیک می‌باشد، این در حالی است که در کار تحلیلی حاضر به دلیل این که پروفیل دمای واقعی محیط در مرجع یاد شده موجود نبود، از پروفیل سینوسی

معادلات (14) و (27) به ترتیب توصیف کننده دمای خاک (دما در دیوار خارجی لوله) و سیال هستند. مدل سازی در ناحیه خاک و سیال در دیوار خارجی لوله، توسط رابطه (16) با هم کوپل می‌شوند و میزان انتقال حرارت در دیوار خارجی لوله (Q)، دمای دیوار خارجی (T_{rpo}) و دمای سیال خروجی ($T_{f,out}$) به دست می‌آید. در ادامه الگوریتم حل توضیح داده می‌شود.

3- الگوریتم حل

در هر گام زمانی، یک مقدار اولیه برای دمای خروجی از مبدل ($T_{f,out}$) حدس زده خواهد شد، سپس $q'_{rpo}(t_n)$ طبق روابط (15) و (16) حاصل می‌شود. از $q'_{rpo}(t_n)$ به دست آمده، استفاده می‌شود تا دمای جداره خارجی لوله (T_{rpo}) از رابطه (14) محاسبه گردد. سپس دمای خروجی سیال از مبدل طبق رابطه (27) به دست می‌آید. مقدار جدید بدست آمده $T_{f,out}$ از رابطه (27) با مقدار حدس زده شده اولیه مقایسه می‌گردد، اگر اختلاف این دو مقدار کمتر از 10^{-6} باشد فرایند در گام زمانی بعدی ادامه می‌یابد و اگر این امر رخ ندهد مقدار جدید بدست آمده $T_{f,out}$ با مقدار حدس اولیه جایگزین می‌شود و این حلقه تا محقق شدن شرط همگرایی ادامه می‌یابد. شکل 6 فلوچارت ساده‌ای از این روند را نمایش می‌دهد.

4- اعتبارسنجی

4-1- دمای خروجی سیال

در این بخش دمای خروجی سیال به دست آمده از مدل تحلیلی حاضر با یک تحقیق تجربی، تحلیلی [12] و یک کار عددی [15] مقایسه می‌شود. شرایط هندسی و فیزیکی، همان شرایط گزارش شده در مراجع یاد شده می‌باشد.

جدول 1 دمای سیال خروجی از مبدل حرارتی هوا- زمین را به ازای سرعت‌های مختلف برای دو لوله با جنس‌های مختلف پی‌وی‌سی و فولاد نشان می‌دهد. در این جدول دمای خروجی محاسبه شده توسط مدل تحلیلی حاضر با نتایج دیگر مقایسه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود پیش‌بینی دمای خروجی مدل تحلیلی حاضر از دیگر مدل‌های مورد بررسی بهتر و به جواب تجربی نزدیک‌تر است. بیشترین میزان خطای نسبی دمای خروجی از مبدل حرارتی هوا- زمین که از رابطه (28) محاسبه می‌شود

$$\text{Relative error} = \frac{|(T_{f,out})_{\text{Present}} - (T_{f,out})_{\text{Experimental}}|}{(T_{f,out})_{\text{Experimental}}} \times 100 \quad (28)$$

برای لوله پی‌وی‌سی و فولادی با استفاده از مدل تحلیل حاضر، به ترتیب 4.52% و 0.55% به دست آمده که در سرعت 2 (m/s) رخ داده است.

جدول 1 دماهای خروجی مبدل حرارتی هوا- زمین به دست آمده از مدل تحلیلی حاضر و مقایسه آن با نتایج دیگر

Table 1 Comparison the outlet temperature of present analytical model for an earth to air heat exchanger against other research

جنس لوله	v (ms ⁻¹)	$T_{f,in}$ (°C)	$T_{f,out}$ (°C)				خطای نسبی	
			تجربی [12]	تحلیلی [12]	عددی [15]	مدل حاضر	[15]	[12]
پی‌وی‌سی	2	43.4	33.1	29.3	29.3	31.6	11.48	11.48
	3	42.5	33.1	29.4	31.66	32.6	4.34	11.18
	4	42.3	33.5	30.6	33.04	33.5	1.37	8.65
	5	42.2	34.2	31.1	34.1	34.2	0.29	9.06
	2	43.7	31	28.6	-	30.83	-	7.74
فولاد	3	43.5	32	29.2	-	31.84	-	8.75
	4	43.1	32.5	29.5	-	32.5	-	9.23
	5	43.6	33.7	30.2	-	33.5	-	10.39
	2	43.4	33.1	29.3	29.3	31.6	11.48	11.48

دمای خروجی از مبدل برای دوره‌های کارکرد زمانی مختلف در تابستان نشان داده شده است. در این بررسی دمای ورودی به مبدل برابر با مقدار ثابت 45 °C در نظر گرفته شده است. با توجه به شکل 8a مشاهده می‌شود که برای دوره کارکرد یک روزه، در قطر 0.35 متر دمای خروجی از مبدل به کمترین مقدار خود خواهد رسید. با افزایش زمان عملکرد سامانه به 31 روز، قطر بهینه مناسب، بزرگ‌تر شده و به مقدار 0.65 متر و در دوره کارکرد 93 روزه به مقدار 0.75 می‌رسد. در واقع با افزایش زمان کارکرد سامانه مقدار قطر بهینه مورد نیاز بزرگ‌تر خواهد شد، این در حالی است که نرخ تغییرات قطر بهینه کاهش می‌یابد و در بی‌نهایت (دوره عملکرد طولانی) به سمت صفر میل می‌کند، در این حالت قطر بهینه به مقدار ثابتی می‌رسد و با افزایش دوره عملکرد سامانه تغییر نمی‌کند.

از نمودار 8a پیداست که در یک قطر ثابت، در روزهای ابتدایی عملکرد سامانه، دمای خروجی از مبدل (نسبت به دمای ورودی به مبدل) به مقدار زیادی کاهش یافته است اما پس از مدتی از عملکرد دائم سامانه، پتانسیل حرارتی زمین کاهش یافته و خاک به سمت اشباع حرارتی میل می‌کند و دمای خروجی از مبدل افزایش می‌یابد تا جایی که در انتهای ماه‌های اول تا سوم این تغییرات به شدت کاهش یافته و تقریباً در ماه‌های دوم و سوم ثابت می‌شود و به حالت پایا می‌رسد.

در شکل 8a میزان انتقال حرارت تبادل شده هوا با خاک در روز نود و سوم نشان داده شده است. همان‌طور که از نمودار پیداست در قطری که کمترین دمای خروجی از مبدل حاصل می‌شود بیشترین میزان تبادل انتقال حرارت مابین خاک و هوا صورت می‌پذیرد. در واقع در این قطر، بیشترین پتانسیل حرارتی زمین استفاده می‌شود.

به عنوان یک محدوده مطالعاتی دبی جرمی برای یک اتاق اداری یا اتاق خواب یا فضایی دیگر با کاربری مشابه، با ابعاد انتخابی 3×5×5 متر میزان نرخ تعداد دفعات تعویض هوا در ساعت¹ در مراجع مختلف متفاوت گزارش شده است [20-22]. اما با در نظر گرفتن محدوده 4 الی 12 بار تعویض هوا در ساعت برای این اتاق، بازه انتخابی تغییر دبی جرمی از 0.1 kgs⁻¹ تا 0.3 kgs⁻¹ به‌دست خواهد آمد.

از شکل‌های 8a – 8e می‌توان مشاهده نمود که با افزایش دبی جرمی از 0.1 kgs⁻¹ تا 0.3 kgs⁻¹ (در یک روز مشخص) با توجه به این که فرصت تبادل انتقال حرارت کاهش می‌یابد، دمای خروجی از مبدل افزایش یافته است. البته نباید این نکته را فراموش نمود که با افزایش دبی جرمی بار ورودی بیشتری را می‌توان از این‌گونه سامانه‌ها بدست آورد. همچنین در یک روز مشخص (مثلاً روز نود و سوم) با افزایش دبی جرمی قطر بهینه افزایش می‌یابد. با توجه به محدودیت‌های ساختاری، استفاده از قطرهای بزرگ مبدل پیشنهاد نمی‌گردد و به‌عنوان یک راه حل جایگزین می‌توان برای فراهم نمودن دبی جرمی موردنظر از دو یا چند مبدل با قطرهای کوچک‌تر استفاده نمود، در واقع با این کار علاوه بر این که دبی جرمی موردنیاز تأمین می‌شود، دمای خروجی از مبدل نیز کاهش می‌یابد. به عنوان مثال بجای استفاده از مبدلی با قطر بهینه 1.6 متر برای تأمین دبی جرمی 0.3 kgs⁻¹ در دوره عملکرد سه ماهه که دمای خروجی از آن مطابق شکل 8e 39.43 °C است، پیشنهاد می‌گردد که از سه مبدل با قطرهای بهینه 0.75 متر استفاده نمود که مطابق شکل 8a دمای خروجی از آن 34.82 °C است. اما سؤال این‌جاست که این لوله‌ها در چه فاصله‌ای از هم و در چه عمقی قرار گیرند که از همدیگر و از

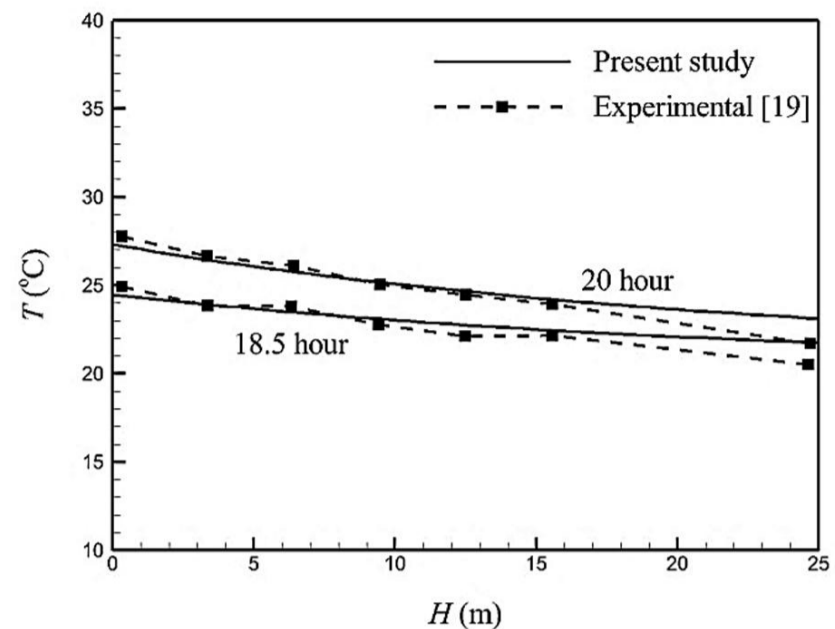


Fig. 7 Validation of temperature distribution inside heat exchanger obtained from present analytical models against experimental results

شکل 7 اعتبارسنجی توزیع دمای سیال داخل لوله به دست آمده از مدل تحلیلی حاضر در مقایسه با نتایج تجربی

توصیه‌شده در مرجع [6] استفاده شده است که با پروفیل واقعی اختلاف دارد و این اختلاف را می‌شود در دمای ورودی به مبدل نیز مشاهده نمود. همچنین در مرجع [19] اشاره نشده است که ترموکوپل در چه فاصله شعاعی از محور لوله قرار گرفته است و تا چه اندازه می‌تواند بیانگر دمای بالک سیال در طول مبدل باشد. مجموعه از موارد ذکر شده خطای به وجود آمده را سبب می‌شوند.

همان‌طور که در دو بخش مختلف اعتبارسنجی نشان داده شد، علاوه بر این که می‌توان از صحت نتایج مدل تحلیلی حاضر اطمینان حاصل نمود به میزان دقیق‌تر بودن آن نیز نسبت به مدل‌های دیگر مورد بررسی پی برد.

5- بحث و بررسی نتایج

در این بخش با تغییر مشخصه‌های نظیر دبی جرمی، دمای هوای ورودی و تغییرات قطر مبدل به بررسی دمای خروجی از سیال در دوره عملکرد سه ماهه تابستان (نود و سه روزه) پرداخته می‌شود. شهر تهران با عرض جغرافیای 35.44 درجه شمالی با اقلیم آب و هوایی گرم و خشک برای بررسی پارامتری به عنوان نمونه مطالعاتی انتخاب شده است. ضریب هدایت حرارتی خاک 0.52 Wm⁻¹K⁻¹ با چگالی 2050 kgm⁻³، ظرفیت حرارتی 1840 Jkg⁻¹K⁻¹، دمای خاک 17.5 °C و طول مبدل 50 m در نظر گرفته شده است [3]. همچنین ضخامت لوله 0.002 m و ضریب هدایت حرارتی آن 0.33 Wm⁻¹K⁻¹ می‌باشد [19].

در یک دبی جرمی ثابت با افزایش قطر مبدل سطح انتقال حرارت افزایش می‌یابد اما از طرفی سرعت سیال داخل مبدل کاهش یافته و به‌تبع آن رینولدز کاهش می‌یابد که موجب کاهش ضریب انتقال حرارت جابجایی می‌گردد. بنابراین با توضیحات داده شده در تغییرات قطر مبدل در دبی جرمی ثابت یک قطر بهینه‌ای با حصول کمترین دمای خروجی از مبدل به‌دست می‌آید. هدف از این بخش بررسی پارامتری تأثیر تغییرات قطر، دبی جرمی، دوره عملکرد سامانه و دمای ورودی به مبدل بر دمای خروجی و قطر بهینه مبدل می‌باشد. به همین دلیل شرایط مرزی و ورودی مانند دمای ورودی به مبدل بر مبنای شرایط حدی و سخت‌گیرانه و در بازه‌های متفاوت انتخاب شده‌اند. بدین منظور در شکل 8a اثر تغییرات قطر (مبدل) بر روی

1- Air Change per Hour (ACH)

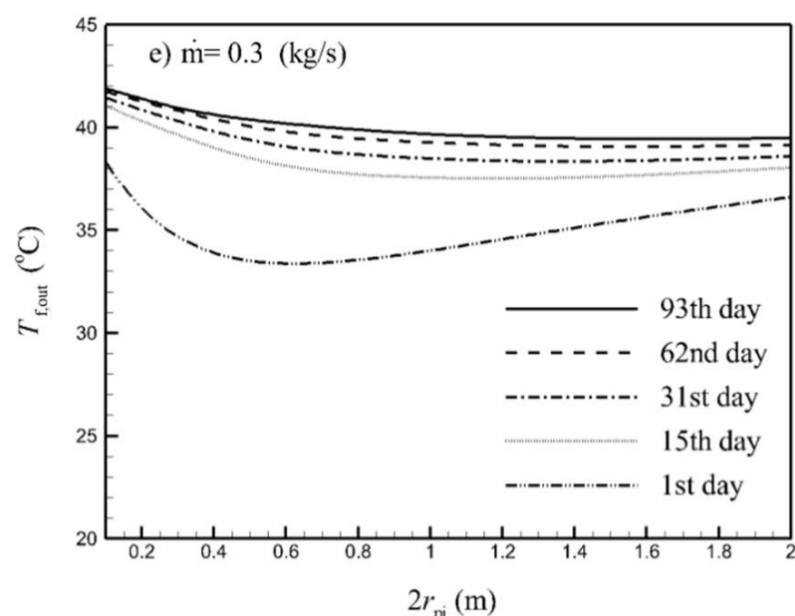


Fig. 8 Outlet temperature of heat exchanger versus variation of heat exchanger pipe diameter – the inlet temperature is 45°C

شکل 8 دمای خروجی از مبدل به ازای تغییرات قطر مبدل - دمای ورودی به مبدل 45 °C

تغییرات دمایی سطح زمین اثر نپذیرند. همان‌طور که پیش‌تر نیز گفته شد، یکی از ویژگی‌های مدل ارائه شده در این تحقیق، قابلیت محاسبه دمای خاک اطراف مبدل می‌باشد. شکل 9 نمودار تغییرات دمایی خاک اطراف مبدل را به ازای عملکرد 93 روزه و دبی جرمی 0.1 kg s^{-1} نشان می‌دهد. همان‌طور که از نمودار پیداست در شعاع 3 متری از مبدل دمای خاک تقریباً به مقدار ثابت و دمای خاک دوردست (دمای خاک دوردست 17.5 °C است) می‌رسد. در واقع هنگامی که از سه مبدل با قطر بهینه 0.75 متر و دبی جرمی 0.1 kg s^{-1} برای تأمین دبی جرمی 0.3 kg s^{-1} استفاده می‌شود، باید در فاصله شش متری از یکدیگر قرار گیرند که از هم اثر نپذیرند. با توجه به شکل 1 دمای خاک تهران تقریباً در عمق چهار متری به دمای متوسط سالیانه محیط می‌رسد و سه متر نیز به علت عمق نفوذ به فاصله دفن لوله‌ها اضافه می‌گردد، بنابراین باید این مبدل‌ها در عمق هفت متری سطح زمین دفن شوند؛ در این صورت دامنه حل لوله‌ها از یکدیگر و سطح زمین مجزا می‌گردند و فرض تقارن محوری $(\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} = 0)$ برای حل مسئله نیز درست خواهد بود. با استفاده از این روند طراحی می‌توان دبی جرمی 0.3 kg s^{-1} را با دمای خروجی 34.82 °C برای دوره عملکرد دائم 93 روزه تأمین نمود.

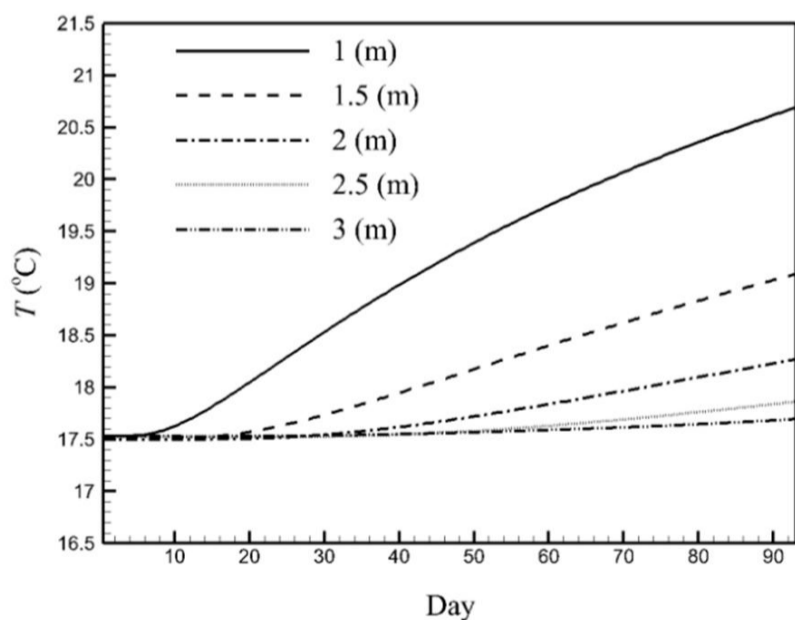
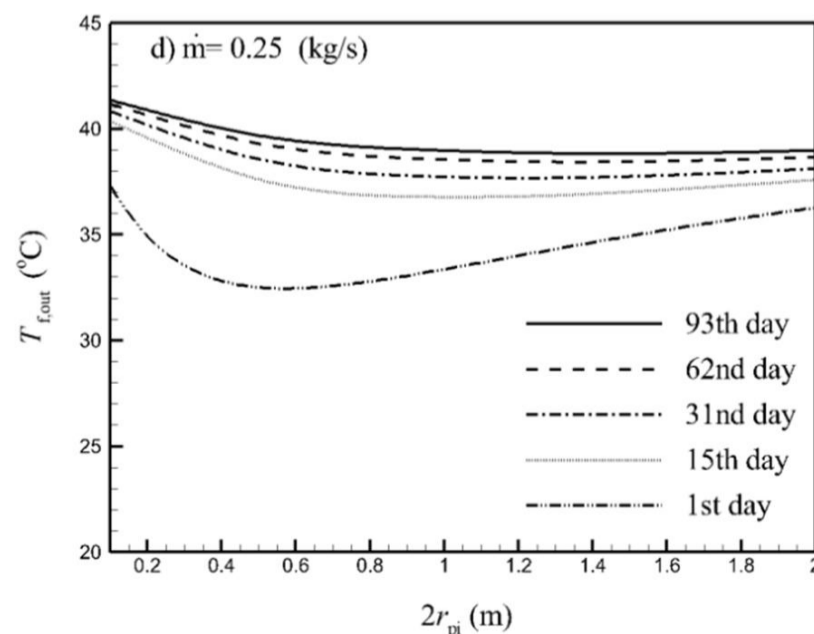
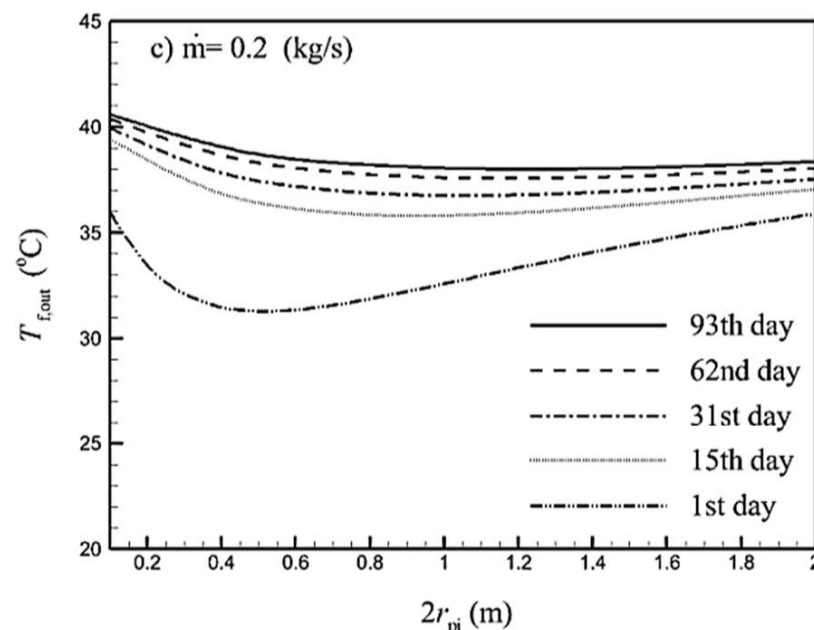
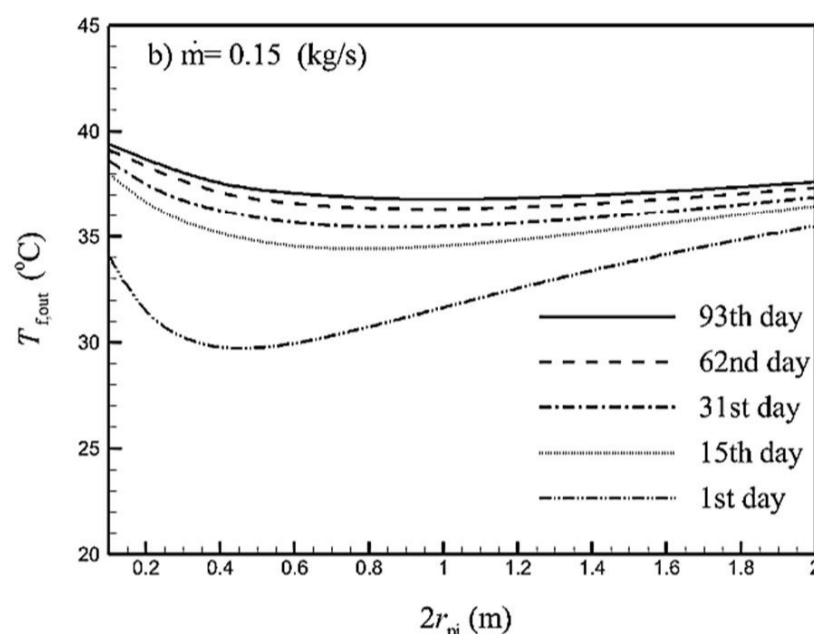
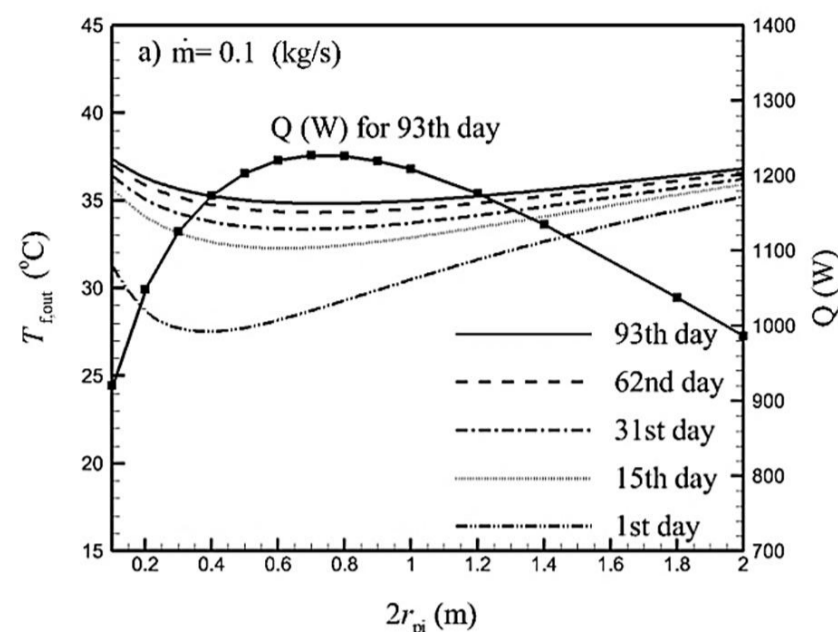


Fig. 9 Variation of soil temperature around pipe according to different radius from outer radius of heat exchanger- 93 day operation and 0.1 kg s^{-1} of mass flow rate

شکل 9 تغییرات دمای خاک اطراف مبدل در فواصل شعاعی مختلف از شعاع خارجی مبدل - عملکرد 93 روزه و دبی جرمی 0.1 kg s^{-1}



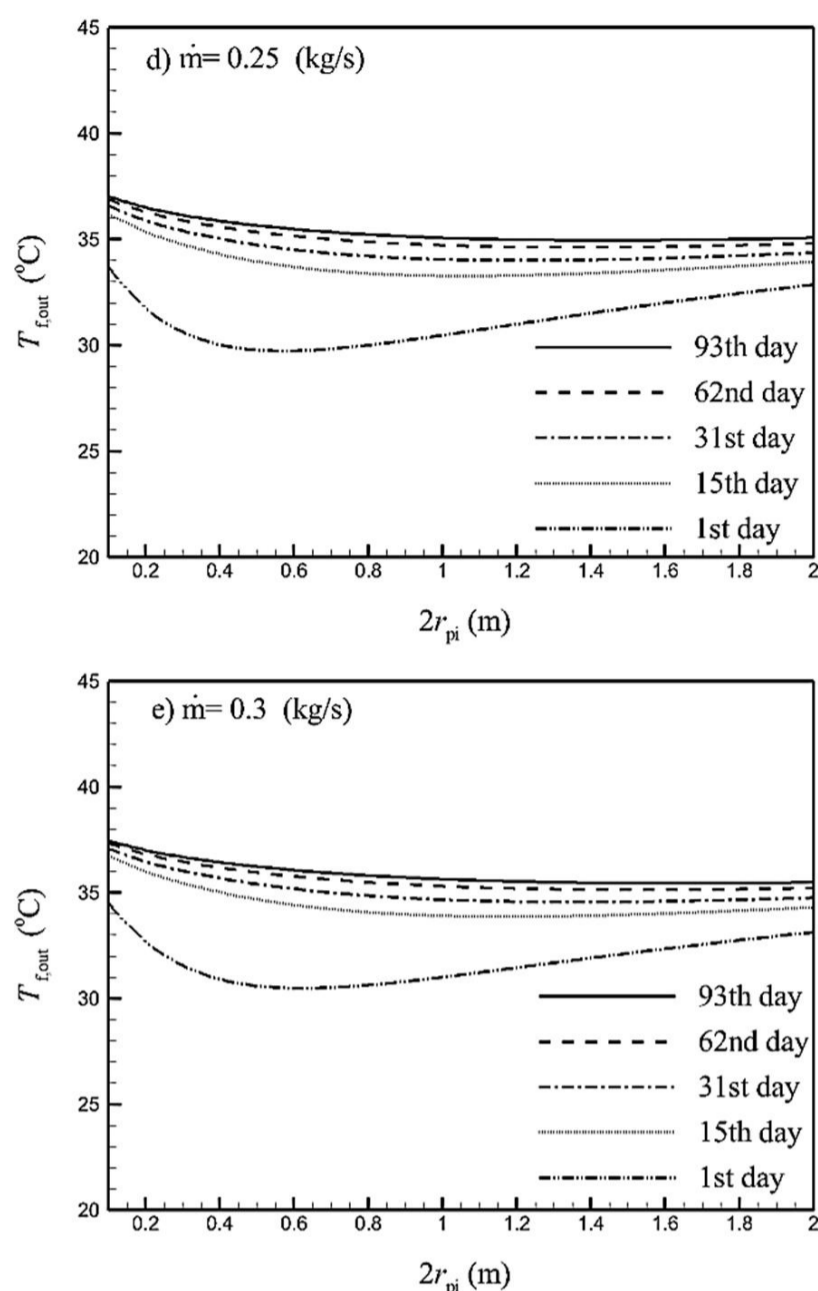
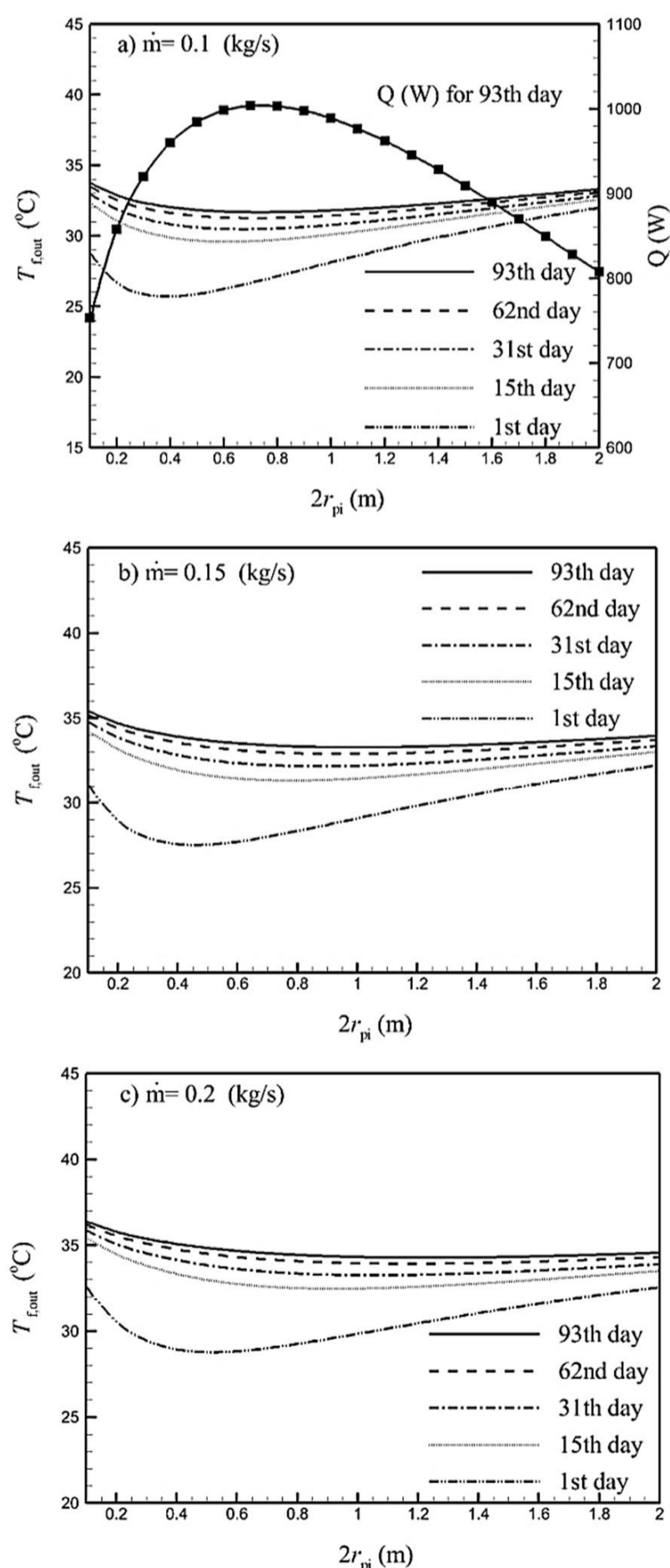


Fig. 10 Outlet temperature of heat exchanger versus variation of heat exchanger pipe diameter – the inlet temperature is 40°C
 شکل 10 دمای خروجی از مبدل به ازای تغییرات قطر مبدل - دمای ورودی به مبدل 40 °C

با توجه به بررسی‌های پارامتری صورت گرفته بر روی شهر تهران، مشاهده شد که این سامانه در شرایط بهینه قطر 0.75 متر و دبی جرمی 0.1 kg/s^{-1} و با دمای ورودی به مبدل ثابت 40 °C برای دوره عملکرد دائم سه ماهه به تنهایی قادر به تأمین شرایط آسایش حرارتی بر مبنای استاندارد آسایش حرارتی تطبیقی¹ [23] برای دوره 14 روز از عملکرد سامانه می‌باشد. آسایش حرارتی تطبیقی که نتیجه بررسی‌های تجربی است و در شکل 11 ارائه شده است، معرف شرایط آسایش حرارتی در فضاهایی است که در آن‌جا صرفاً از سامانه‌های طبیعی استفاده می‌شود. با افزایش زمان عملکرد، دبی جرمی و دمای ورودی به مبدل، تعداد روزهایی که این سامانه توانایی تأمین شرایط آسایش حرارتی را داشته کاهش می‌یابد، تا جایی که این سامانه به تنهایی پاسخگوی نیازهای آسایش حرارتی شهر تهران برای دوره عملکرد سه ماهه نخواهد بود. به عنوان نمونه مطالعاتی دیگر، شش شهر بندرعباس با اقلیم آب و هوایی گرم و مرطوب، قم با اقلیم آب و هوایی گرم و نیمه خشک، تبریز، ارومیه، همدان و زنجان با اقلیم آب و هوایی سرد و کوهستانی انتخاب شده و اطلاعات آب و هوایی آن‌ها بر مبنای آمار مرجع [24] از تاریخ 1379.01.01 تا تاریخ 1388.01.01 بررسی و در جدول 2 آورده شده است. به عنوان مثال با بررسی آب و هوای ده سال ذکر شده برای شهر زنجان مشاهده شد که میانگین بیشینه دمای روزانه هوا در شهریورماه (33.2 °C) نسبت به ماه‌های

شکل‌های 10a – 10e دمای خروجی از مبدل به ازای دمای ورودی 40 °C به مبدل را نشان می‌دهند. با مقایسه شکل‌های 8a و 10a می‌توان مشاهده نمود که در یک قطر ثابت و روز مشخص، در شرایطی که دمای ورودی به مبدل بیشتر است، دمای خروجی از مبدل به میزان بیشتری کاهش می‌یابد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که هرچقدر اختلاف دمای خاک و دمای ورودی به مبدل بیشتر باشد میزان نرخ انتقال حرارت هوا با خاک بیشتر بوده و بهره‌وری این سامانه بهتر خواهد بود.

نتیجه دیگری که در مقایسه نمودارهای 8a – 8e و 10a – 10e می‌توان گرفت این است که با تغییر دمای ورودی به مبدل، قطر بهینه در دبی جرمی‌های مختلف ثابت می‌ماند. این امر نشان می‌دهد که در شرایط واقعی دمای ورودی به مبدل نیز قطر بهینه همین مقدار خواهد بود. همچنین بررسی‌های بیشتر نشان داد که قطر بهینه بدست آمده از دبی‌های جرمی مختلف وابسته به دمای خاک نیز نیست.



1- Adapted Comfort Standard (ACS)

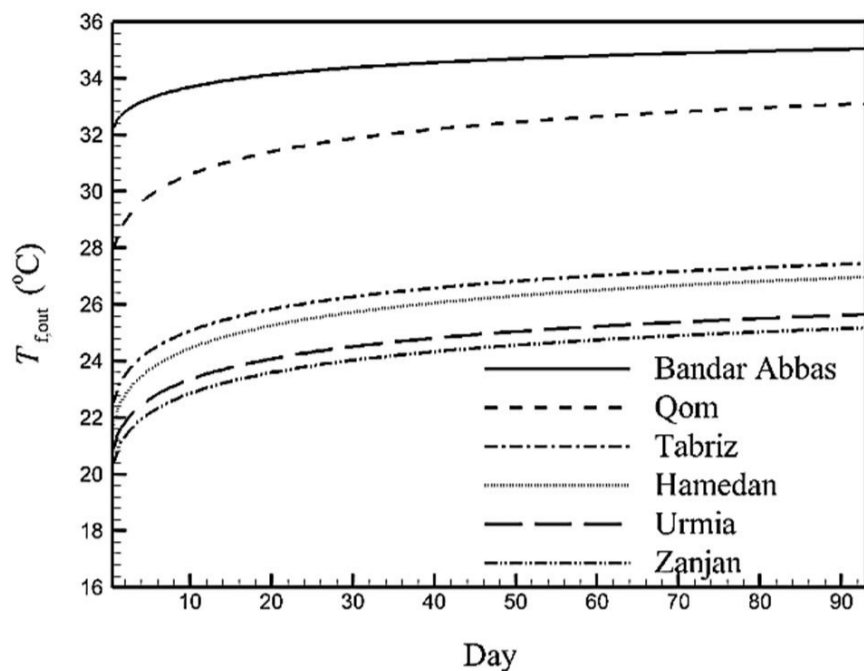


Fig. 12 Outlet temperature of heat exchanger at weather conditions in different cities and 0.1 kgs^{-1} of mass flow rate

شکل 12 دمای خروجی از مبدل در شرایط آب و هوایی شهرهای مختلف و دبی جرمی 0.1 kgs^{-1}

از جواب‌های مدل جدید در مقایسه با کارهای تجربی انجام شده صورت گرفته است، علاوه بر این که صحت نتایج به دست آمده اثبات شد، دقت و همخوانی بهتری بین جواب‌های مدل حاضر با کار تجربی نسبت به دیگر مدل‌های موجود مشاهده شد.

همچنین با بررسی‌های صورت گرفته بر روی اثرات تغییرات قطر مبدل به ازای دبی جرمی مختلف در دو دمای ورودی به مبدل در شهر تهران و امکان سنجی استفاده از این سامانه در شرایط اقلیمی شهرهای بندرعباس، قم، تهران، تبریز، ارومیه، همدان و زنجان نتایج زیر حاصل شد:

1- در دبی جرمی و قطر ثابت، با افزایش بهره‌برداری از سامانه در حالت دائم کار، دمای خروجی از مبدل کاهش می‌یابد و این کاهش در روزهای ابتدایی بیشتر و رفته رفته کاهش یافته و به مقدار ثابتی می‌رسد، بنابراین نباید روزهای ابتدایی، مبنای طراحی سامانه قرار گیرد.

2- با بررسی اثرات تغییر قطر مبدل بر روی دمای خروجی در یک دبی جرمی ثابت مشاهده شد که برای قطر مبدل یک حالت بهینه به وجود می‌آید.

3- پیشنهاد می‌گردد برای تأمین دبی جرمی‌های بزرگ از چند مبدل با دبی کوچک‌تر استفاده گردد. در این صورت دمای خروجی از مبدل کاهش می‌یابد.

4- با افزایش دبی جرمی در یک روز مشخص، قطر بهینه افزایش می‌یابد.

5- قطر بهینه مبدل تابعی از دبی جرمی و زمان عملکرد سامانه بوده و به دمای ورودی به مبدل و دمای خاک وابسته نمی‌باشد.

6- این سامانه بر مبنای شرایط استاندارد آسایش حرارتی تطبیقی به تنهایی قادر به تأمین شرایط آسایش حرارتی شهرهای تبریز، ارومیه، همدان و زنجان با اقلیم آب و هوایی کوهستانی برای دوره عملکرد دائم سه ماه (تابستان) و شهرهایی مشابه آن‌ها که متوسط دمای سالیانه محیط آن‌ها پایین است می‌باشد. همچنین برای شهر تهران، قم و شهرهای مشابه آن‌ها بر مبنای معیار شرایط آسایش حرارتی تطبیقی با توجه به شرایط بهره‌برداری و محیطی قادر به تأمین آسایش حرارتی چند روزه می‌باشد.

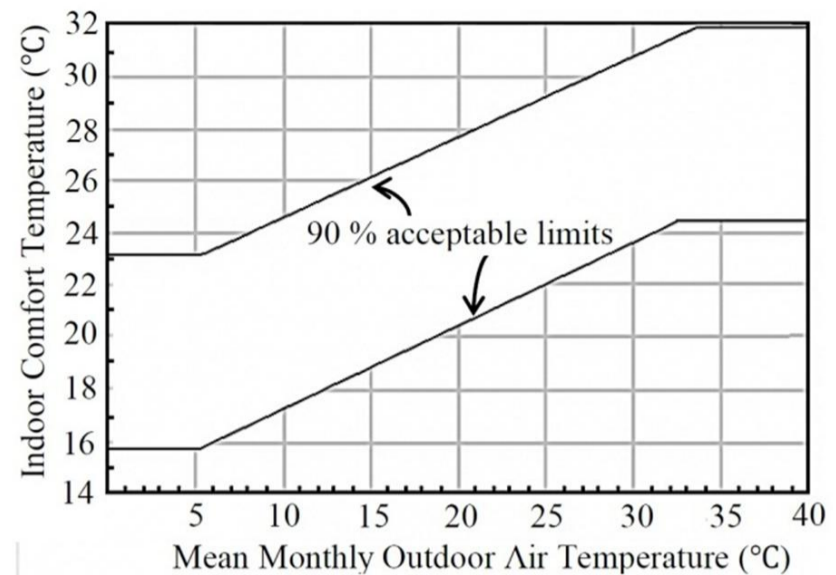


Fig. 11 Adaptive standard for naturally ventilated buildings [23]

شکل 11 استاندارد آسایش حرارتی تطبیقی برای ساختمان‌هایی با تهویه طبیعی [23]

جدول 2 اطلاعات آب و هوایی چهار شهر ایران

Table 2 Climate statistics and information of four city of Iran

شهر	میانگین بیشترین دمای روزانه هوا (°C)	متوسط دمای سالیانه محیط (°C)	ماه	سال
بندرعباس	39.7	27.1	مرداد	1382
قم	41.8	18.3	مرداد	1382
تبریز	35.7	13.4	مرداد	1379
همدان	35.7	12.1	مرداد	1388
ارومیه	33.6	12.1	مرداد	1379
زنجان	33.2	11.5	شهریور	1385

دیگر بیشتر بوده و این امر در سال 1385 رخ داده است. همچنین از آن جا که دمای خاک در عمق معینی به متوسط دمای سالیانه محیط می‌رسد و در حل تحلیلی پژوهش حاضر به عنوان یک شرط مرزی به این دما نیاز است، متوسط دمای سالیانه محیط (در سال 1385) به عنوان دمای خاک در نظر گرفته شده است.

با توجه به قطر بهینه بدست آمده از بخش‌های قبل (0.75 متر در دبی جرمی 0.1 kgs^{-1})، دمای خروجی از مبدل در عملکرد سه ماهه و دبی جرمی 0.1 kgs^{-1} در شکل 12 نمایش داده شده است. در این بررسی فرض شده است که دمای ورودی به مبدل در دوره عملکرد سه ماهه (تابستان) سامانه ثابت بوده و با میانگین بیشترین دمای روزانه هوا در ماه مشخص برابر است. از شکل 12 می‌توان نتیجه گرفت که استفاده از این سامانه به تنهایی در شرایط محیطی شهرهایی مانند تبریز، ارومیه، همدان و زنجان می‌تواند آسایش حرارتی مناسبی را بر مبنای استاندارد آسایش حرارتی تطبیقی برای دوره عملکرد سه ماهه تابستان ایجاد نماید و دمای خروجی از مبدل در روزهای مختلف، در بازه قابل قبول شرایط آسایش حرارتی تطبیقی قرار گیرد. این در حالی است که استفاده از این سامانه در شهر بندرعباس پاسخگوی نیاز شرایط آسایش حرارتی نبود و در شهر قم به تنهایی قادر به تأمین شرایط آسایش حرارتی به مدت 33 روز می‌باشد.

6- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این نگارش مدل تحلیل جدیدی برای بررسی عملکرد حرارتی مبدل هوا-زمین ارائه شد. سازگاری با توابع دمای ورودی مختلف به مبدل، قابلیت محاسبه توزیع دمای خاک اطراف مبدل و محاسبه مشخصه عمق نفوذ مبدل از جمله ویژگی‌های مدل تحلیلی ارائه شده می‌باشد. همچنین با مقایسه‌ای که

7- فهرست علائم

c	ظرفیت حرارتی هوا ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$)
Fo	عدد فوریه
H	طول مبدل (m)
h	ضریب جابجایی ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)
k	ضریب هدایت حرارتی ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)
\dot{m}	دبی جرمی (kgs^{-1})
Pr	عدد پرانتل
q'	نرخ انتقال حرارت بر واحد طول لوله (Wm^{-1})
q''	شار حرارتی (Wm^{-2})
Q	نرخ انتقال حرارت (W)
R	مقاومت حرارتی (mKW^{-1})
r	شعاع (m)
Re	عدد رینولدز
T	دما ($^{\circ}\text{C}$)
t	زمان (s)

علائم یونانی

α	ضریب نفوذ حرارتی (m^2s^{-1})
β	عامل انتگرال گیری
η	بازده
θ	پارامتر بی بعد دما
ρ	چگالی (kgm^{-3})
w	فرکانس زاویه ای (rads^{-1})

زیر نویس ها

cond	هدایت
conv	جابجایی
f	سیال (هوا)
g	زمین
in	ورودی
mean	متوسط
out	خروجی
p	لوله
po	شعاع خارجی لوله
pi	شعاع داخلی لوله
t	کلی

8- مراجع

- [4] M. Maerefat and A. P. Haghighi, Passive cooling of buildings by using integrated earth to air heat exchanger and solar chimney, *Renewable Energy*, Vol. 35, No. 10, pp. 2316–2324, 2010.
- [5] M. Maerefat, S. Ahmadi, A. P. Haghighi, Investigation and performance analysis of hybrid cooling system of air underground channel and direct evaporative cooler, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 5, pp. 137–144, 2015. (in Persian فارسی)
- [6] M. Krarti, J. F. Kreider, Analytical model for heat transfer in an underground air tunnel, *Energy Conversion and Management*, Vol. 37, No. 10, pp. 1561–1574, 1996.
- [7] M. Chung, P. S. Jung, R.H. Rangel, Semi-analytical solution for heat transfer from a buried pipe with convection on the exposed surface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, No. 20, pp. 3771–3786, 1999.
- [8] V. P. Kabashnikov, L. N. Danilevskii, V. P. Nekrasov, I. P. Vityaz, Analytical and numerical investigation of the characteristics of a soil heat exchanger for ventilation systems, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, No. 11, pp. 2407–2418, 2002.
- [9] M. De Paepe, A. Janssens, Thermo-hydraulic design of earth-air heat exchangers, *Energy and Buildings*, Vol. 35, No. 4, pp. 389–397, 2003.
- [10] F. Al-Ajmi, D. L. Loveday, V. I. Hanby, The cooling potential of earth-air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate, *Building and Environment*, Vol. 41, No. 3, pp. 235–244, 2006.
- [11] V. Bansal, R. Misra, G. Das Agrawal, J. Mathur, Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for winter heating, *Energy and Buildings*, Vol. 41, No. 11, pp. 1151–1154, 2009.
- [12] V. Bansal, R. Misra, G. Das Agrawal, J. Mathur, Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for summer cooling, *Energy and Buildings*, Vol. 42, No. 5, pp. 645–648, 2010.
- [13] V. Bansal, R. Misra, G. Das Agarwal, J. Mathur, Transient effect of soil thermal conductivity and duration of operation on performance of Earth Air Tunnel Heat Exchanger, *Applied Energy*, Vol. 103, pp. 1–11, 2013.
- [14] V. Bansal, R. Misra, G. Das Agarwal, J. Mathur, 'Derating Factor' new concept for evaluating thermal performance of earth air tunnel heat exchanger: A transient CFD analysis, *Applied Energy*, Vol. 102, pp. 418–426, 2013.
- [15] M. Benhammou, B. Draoui, Parametric study on thermal performance of earth-to-air heat exchanger used for cooling of buildings, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 44, pp. 348–355, 2015.
- [16] D. Hahn, M. Ozisik, Heat conduction, pp. 273–299, New Jersey: John Wiley & Sons, 1993.
- [17] S. Kavanaugh, K. Rafferty, Ground-source heat pumps: design of geothermal systems for commercial and institutional buildings, *ASHRAE Transactions*, Vol. 17, pp. 605–616, 2001.
- [18] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, D. P. Dewitt, Fundamentals of heat and mass transfer, Seventh Edition, pp. 518–567, United States of America: John Wiley & Sons, 2011.
- [19] A. Dhaliwal, D. Goswami, Heat transfer analysis in environmental control using an underground air tunnel, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 107, No. 2, pp. 141–5, 1985.
- [20] Air change rates for typical rooms and buildings, accessed 6 November 2015, http://www.engineeringtoolbox.com/air-change-rate-room-d_867.html
- [21] Passive house guidelines, accessed 6 November 2015, http://www.passivehouse-international.org/index.php?page_id=80
- [22] ANSI/ASHRAE Standard 62.2-2013, Ventilation and Acceptable Indoor Air Quality in Low-Rise Residential Buildings, Atlanta, American society of heating, Refrigerating and air conditioning engineers, 2013.
- [23] G. S. Brager, R. J. de Dear, A standard for natural ventilation, *ASHRAE Journal*, Vol. 42, No. 10, pp. 8–21, 2000.
- [24] Climate statistics and information, accessed 19 April 2015, www.chaharmahalmet.ir. (in Persian فارسی)
- [1] T. Kusuda, P. Archenbach, Earth temperature and thermal diffusivity at elected stations in the United States, *ASHRAE Transaction*, Vol. 71, pp. 61–75, 1965.
- [2] P. Hollmuller, B. Lachal, Cooling and preheating with buried pipe systems: monitoring, simulation and economic aspects, *Energy and Buildings*, Vol. 33, No. 5, pp. 509–518, 2001.
- [3] A. P. Haghighi and M. Maerefat, Design guideline for application of earth-to-air heat exchanger coupled with solar chimney as a natural heating system, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, pp. 1–11, 2014.