مجله مهندسی مکانیک مدرس، دی 1395، دوره 16، شماره 10، ص‌ص 85-93

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بررسی تحلیلی سرمایش مستقیم زمینی با استفاده مخزن ذخیره زمینی در شرایط آب‌وهوایی شهر تبریز

عسگر مینایی[1]، مهدی معرفت[2*]

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

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

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

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 05 مرداد 1395

پذیرش: 20 شهریور 1395

ارائه در سایت: 11 مهر 1395

کلید واژگان:

مخزن ذخیره زمینی کروی

حل تحلیلی

قطر بهینه

شهر تبریز

چکیده

در این مقاله استفاده از یک مخزن ذخیره زمینی کروی به‌عنوان چاه حرارتی ساختمان با کاربری مسکونی و اداری در شرایط آب‌وهوای شهر تبریز موردبررسی قرارگرفته است. برای بررسی انتقال حرارت تبادل یافته بین سیال داخل مخزن ذخیره و خاک اطراف آن، یک مدل تحلیلی جدیدی ارائه‌شده است. به‌طوری‌که در داخل مخزن معادله حاکم انتقال حرارت از روابط مقاومت ظرفیت به‌دست‌آمده و در خارج از مخزن معادله انتقال حرارت هدایتی گذرا در مختصات کروی و در راستای شعاعی در نظر گرفته‌شده است. ساختمان نمونه در نرم‌افزار انرژی پلاس و مخزن ذخیره زمینی در نرم‌افزار متلب شبیه‌سازی‌شده‌اند. درنهایت این دو به هم کوپل شده‌اند و عملکرد سیستم سرمایش زمینی موردبررسی قرارگرفته است. نتایج نشان می‌دهد ابعاد مخزن ذخیره کروی تأثیر بسزایی در تأمین آسایش اتاق دارد. برای ساختمان نمونه با سطح مقطع $48m^2$ قطر بهینه مخزن برای کاربری مسکونی 3.5 m و برای کاربری اداری برابر با 3.0 m می باشد. با کمتر شدن قطر مخزن از قطر بهینه ساعات عدم آسایش به‌شدت افزایش می‌یابد. همچنین در قطرهای بیشتر از قطر بهینه ساعات عدم آسایش به مقدار ناچیزی افزایش می‌یابد. همچنین در ساختمان با کاربری اداری قطر بهینه کمتر از ساختمان با کاربری مسکونی است.

Analytical Study of Direct Cooling System Using Underground Energy Storage Tank in Climatic Condition of Tabriz City

Asgar Minaei, Mehdi Maerefat*

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

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

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 26 July 2016

Accepted 10 September 2016

Available Online 02 October 2016

Keywords:

Underground Energy Storage Tank

Analytical Solution

Optimum diameter

Tabriz City

ABSTRACT

In this paper, use of the spherical ground storage tank as a heat sink for cooling of the residential and office buildings in the climatic condition of Tabriz city is studied. For computing the heat transferred between the underground storage tank and the soil around it a new analytical solution is presented. Inside the storage tank, the analogy between thermal and electrical conduction is used for deriving heat balance equations. In ground around the storage tank, the transient conduction heat transfer equation in spherical coordinates is considered. The Sample building envelope is simulated in Energy Plus and the storage tank and fan coil are simulated in Matlab software. Finally the building and the underground storage tank is linked together and the performance of the direct cooling system is investigated. Results show that the dimension of the storage tank has significant effect on the comfort condition of the building. The optimum diameter is 3.5m and 3.0m for residential and office building. By decreasing the storage tank optimum diameter the discomfort hours increase significantly. Using storage tank with larger diameters than optimum diameter the discomfort hours increase very slightly. Also, results show that the optimum diameter for office building is lower than the residential building.

1- مقدمه

استفاده از انرژی‌های تجدید پذیر در سرمایش و گرمایش ساختمان به دلیل مصرف انرژی کم و سازگاری با محیط‌زیست در دهه‌های اخیر افزایش‌یافته است. یکی از منابع انرژی‌های تجدیدپذیر زمین است. دمای عمق زمین در فصول گرم کمتر از دمای هوای بیرون و در فصول سرد بیشتر از دمای هوای بیرون است. به همین دلیل زمین می‌تواند در حالت سرمایش به‌عنوان چاه حرارتی و در حالت گرمایش به‌عنوان چشمه حرارتی استفاده شود. استفاده از زمین برای گرمایش و سرمایش ساختمان در قالب مبدل‌های حرارتی هوا-زمین، مبدل‌های حرارتی گمانه و همچنین مخزن ذخیره زمینی توسط محققان متعددی مورد بررسی قرارگرفته است.

میر احمدی و همکاران [1] در یک مطالعه تحلیلی به بررسی امکان‌سنجی استفاده از مبدل‌های حرارتی هوا-زمین در شهرهای مختلف ایران برای حالت سرمایش پرداخته‌اند.

مبدل‌های حرارتی گمانه و همچنین مخزن ذخیره زمینی به‌طور متداول در پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی مورداستفاده قرارگرفته‌اند. در این پمپ‌ها زمین در حالت سرمایش به‌عنوان چاه حرارتی برای کندانسور و در حالت

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

A. Minaei, M. Maerefat, Analytical Study of Direct Cooling System Using Underground Energy Storage Tank in Climatic Condition of Tabriz City, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 10, pp. 85-93, 2016 (in Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.37.8]

گرمایش به‌عنوان چشمه حرارتی برای اواپراتور عمل می‌کند. در ایران نویسندگان مقاله حاضر [2] مدل تحلیلی جدیدی برای مبدل حرارتی گمانه ارائه کرده‌اند. همچنین یاری و همکاران [3] در یک مطالعه تجربی در شهر تبریز استفاده از پمپ حرارتی زمینی با لوله‌های افقی را بررسی کرده‌اند.

یوموراتاش و همکاران [4] عملکرد حرارتی یک پمپ حرارتی کوپل شده با تانکر ذخیره زمینی کروی را در طول یک سال بررسی کرده‌اند. نتایج بررسی‌های آن‌ها نشان می‌دهد که استفاده از مخزن ذخیره زمینی باعث افزایش ضریب عملکرد در هر دو حالت سرمایش و گرمایش می‌شود. مقدار افزایش، به دمای سیال داخل مخزن بستگی دارد. یوموراتاش و همکاران در دو مطالعه دیگر [5،6] به بررسی استفاده از مخزن ذخیره زمینی نیم کروی کوپل شده با پمپ حرارتی و چیلر پرداخته‌اند.

در حالت سرمایش اگر دمای زمین به حد کافی پایین باشد، در این صورت زمین می‌تواند مستقیما به‌عنوان چاه حرارتی بکار رود. به این سیستم، سیستم سرمایش مستقیم زمینی گفته می‌شود. در این صورت پمپ حرارتی از سیستم حذف می‌شود که این هم باعث کاهش هزینه‌های اولیه و هم باعث کاهش مصرف انرژی می‌شود. شماتیکی از مخزن ذخیره زمینی که در حالت سرمایش مستقیم کار می‌کند در شکل 1 نشان داده‌شده است.

یکی از مهم‌ترین پارامترها در کارکرد سیستم‌های سرمایش مستقیم زمینی، دمای مناسب زمین و پایداری آن است، هرچقدر دمای زمین کمتر باشد توانایی این سیستم‌ها برای سرمایش بیشتر است. مورد دیگری که در مورد کارکرد این سیستم‌ها اهمیت دارد پایداری سرمایش است. در این سیستم‌ها زمین به‌تنهایی بار سرمایش ساختمان را تأمین می‌کند، اگر در حین کار دمای زمین به‌شدت افزایش یابد توانایی سرمایش نیز به‌شدت کاهش می‌یابد.

لی و همکاران [7] و پاهود و همکاران [8] استفاده مستقیم از مبدل حرارتی گمانه را برای سرمایش ساختمان بررسی کرده‌اند. نتایج مطالعه آن‌ها نشان می‌دهد که دمای عمق زمین و توزیع بار حرارتی ساختمان پارامتر بسیار مهمی در عملکرد این سیستم است.

در یک کار عددی دیگر که توسط حیدری نژاد و همکاران [9] صورت گرفته است استفاده مستقیم از یک گمانه با یک فن کویل و یک سیستم سرمایش تبخیری مستقیم برای شهر تهران موردبررسی قرارگرفته است. در این مطالعه مبدل حرارتی گمانه به‌عنوان سیستم کمکی برای سیستم سرمایش تبخیری مستقیم بکار رفته است. نتایج کار حیدری نژاد و همکاران نشان می‌دهد که در صورت استفاده تنها از سیستم سرمایش تبخیری مستقیم آسایش حرارتی برقرار نمی‌شود ولی درصورتی‌که از ترکیب گمانه و سیستم سرمایش تبخیری مستقیم استفاده شود می‌توان آسایش حرارتی را برقرار کرد.

دنگ و همکاران [10] نیز در یک کار تحلیلی استفاده مستقیم از مخزن ذخیره زمینی را به‌عنوان چاه حرارتی ساختمان در تابستان موردبررسی قرار داده‌اند. دمای عمق زمین 15.7 °C در نظر گرفته‌شده است. ساعات کاری سیستم در یک شبانه‌روز 12 ساعت است. محققان اطلاعات زیادی در مورد بار سرمایشی ساعتی ساختمان نداده‌اند و فقط اظهار کرده‌اند که باید دمای آب خروجی از مخزن ذخیره کمتر از 23 °C باشد. مخزن مستطیلی با طول 20 m و عرض و عمق 2 m در نظر گرفته‌شده است. محققان اظهار کرده‌اند که این سیستم نمی‌تواند در کل دوره سرمایش کار کند و می‌تواند به‌عنوان یک سیستم کمکی مورداستفاده قرار بگیرد.

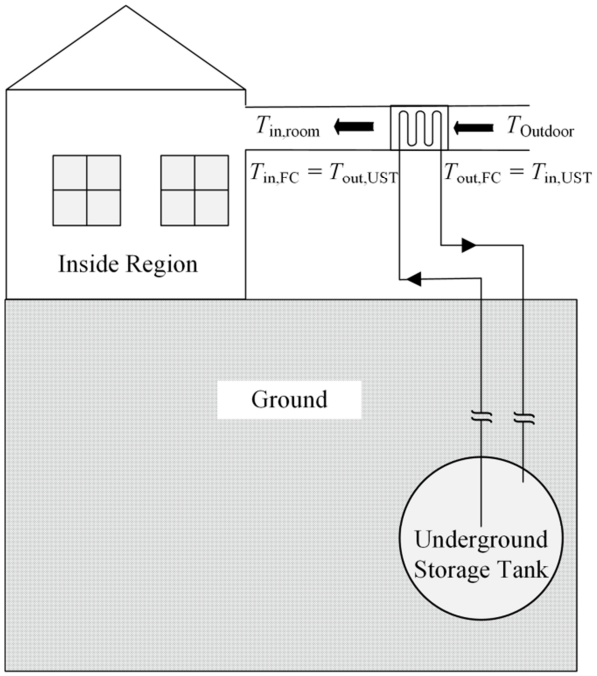

Fig.1 Schematic diagram direct cooling system using underground storage tank.

شکل 1 شماتیک سیستم سرمایش مستقیم زمینی با استفاده مخزن ذخیره زمینی.

مروری بر پژوهش‌های انجام‌شده نشان می‌دهد که تابه‌حال مطالعات محدودی در زمینه استفاده مستقیم از مبدل‌های حرارتی زمین‌گرمایی در ساختمان انجام‌گرفته است. در زمینه استفاده مستقیم از مخزن ذخیره زمینی برای سرمایش ساختمان فقط یک موردمطالعه یافت شد. تابه‌حال هیچ مطالعه‌ای در زمینه استفاده مستقیم از مخزن ذخیره زمینی برای سرمایش ساختمان در ایران گزارش نشده است. برآورد اولیه ما نشان می‌دهد که این استفاده از مخزن ذخیره زمینی می‌تواند جوابگوی سرمایش در شهرهای سرد و معتدل ایران باشد. با توجه به جوابگو بودن این سیستم تحت شرایط خاص، بررسی دینامیکی استفاده مستقیم از این سیستم نیاز است. در همین راستا، در مقاله حاضر استفاده از مخزن ذخیره زمینی برای سرمایش مستقیم ساختمان در شهر سرد و معتدل تبریز مورد بررسی قرارگرفته است.

2- استفاده مستقیم از مخزن ذخیره زمینی در ساختمان

همان‌طور که در شکل 1 نشان داده‌شده است، سیستم استفاده مستقیم از مخزن ذخیره زمینی از دو قسمت مخزن ذخیره زمینی و فن کویل تشکیل‌شده است. ابتدا مدل‌سازی حرارتی مخزن ذخیره زمینی و فن کویل توضیح داده‌شده و سپس کوپل این دو سیستم با ساختمان توضیح داده می‌شود.

2-1- مدل‌سازی حرارتی مخزن ذخیره زمینی

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 [11].

$$T(z,t) = T_{\text{m}} + A\exp\left(-z\sqrt{\frac{3600\times 24\pi}{365\alpha_s}}\right)\cdot \cos\left(\frac{2\pi}{(t-t_0-(z/2)\sqrt{(365\times 3600\times 24/\pi\alpha_s)})}\right) \quad (1)$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.37.8]

در رابطه (1)، T_m متوسط سالیانه دمای زمین، A دامنه سالیانه دمای سطح زمین، z عمق زمین، α_s ضریب نفوذ حرارتی خاک، τ زمان و τ_0 تأخیر زمانی مربوط به شروع دلخواه از یک زمان مشخص است. طبق این رابطه دمای زمین از یک عمق به بعد (بطور تقریبی 6m برای α_s = 1.0) دامنه‌ی تغییرات خود را به طور عمده از دست داده و به میزان ثابت T_m می‌رسد. در مدل سازی در این مقاله فرض شده است که مخزن به حد کافی پایین‌تر از این 6m در نظر گرفته شده است بطوریکه در مدل‌سازی فرض می‌شود که مخزن در یک بی‌نهایت قرار گرفته است. به همین دلیل دمای خاک در فاصله بسیار دور از مخزن برابر با دمای ثابت سالیانه یعنی T_m در نظر گرفته می‌شود.

برای حل مسئله در این قسمت از مفهوم تابع G [1] استفاده می‌شود. تابع G در مدل‌سازی حرارتی گمانه‌ها مورداستفاده قرار می‌گیرد [2]. بعد از محاسبه تابع G در قسمت بعد نحوه محاسبه دمای خروجی سیال از مخزن ذخیره به ازای دبی و دمای سیال ورودی متغیر بازمان بیان می‌شود. برای حل مسئله، خواص حرارتی خاک همگن در نظر گرفته می‌شود. همچنین فرض می‌شود که مخزن ذخیره زمینی در عمقی از خاک قرارگرفته است که دمای خاک پیرامون آن ثابت بوده و برابر با دمای متوسط سالیانه محیط است.

2-1-1- محاسبه تابع G

در شکل 2 شماتیک حل مسئله برای محاسبه تابع G نشان داده شده است. هدف در این قسمت محاسبه دمای بالک سیال T_f به ازای انتقال حرارت انتقال‌یافته از سیال Q_f است. با توجه به شکل تابع G به صورت رابطه (2) تعریف می شود.

$$G(t) = k_s \frac{T_f(t) - T_G}{Q_f} \quad (2)$$

در شکل 2، C_f بیانگر ظرفیت حرارتی سیال داخل کره است که مقدار آن از رابطه (4) به دست می‌آید.

$$C_f = \rho_f V_f c_{p,f} \quad (3)$$

در رابطه (3)، ρ_f بیانگر چگالی، V_f سطح مقطع و $c_{p,f}$ گرمای ویژه در فشارثابت است.

در شکل 2، R_{fp} بیانگر مقاومت سیال-مخزن است که از رابطه (4) به دست می‌آید.

$$R_{fp} = R_{conv} + R_{cond} = \frac{1}{4\pi r_{pi}^2 h_c} + \frac{r_{po} - r_{pi}}{4\pi k_p r_{pi} r_{po}} \quad (4)$$

در رابطه (4)، r_{pi} و r_{po} به ترتیب شعاع داخلی و خارجی مخزن ذخیره می‌باشند. k_p ضریب هدایت حرارتی مخزن و h_c ضریب جابجایی آزاد سیال داخل لوله است. ضریب جابجایی لوله از رابطه تجربی اشمیت محاسبه می‌شود [12]:

$$h_c = 0.098 Ra^{0.345} \quad (5)$$

البته لازم به ذکر است که مقدار ضریب جابجایی تأثیر چندانی در مقدار انتقال حرارت از مخزن ندارد و با تغییر آن مقدار انتقال حرارت تغییر محسوسی نمی‌کند.

[1] G-function

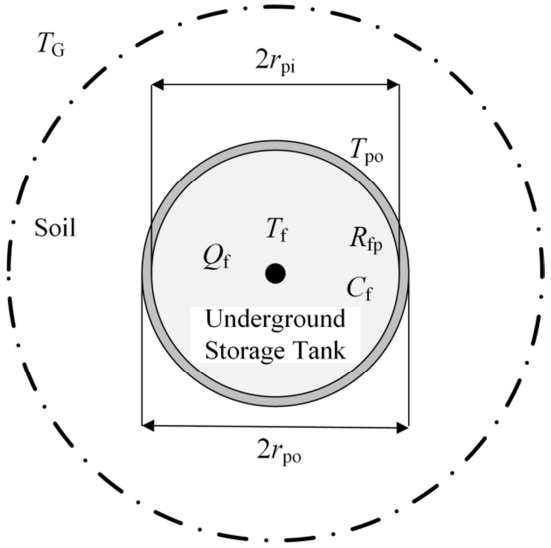

Fig.2 Schematic presentation of the problem.

شکل 2 طرح نمادین هندسه حل

ناحیه حل به دو قسمت داخل مخزن کروی و خاک اطراف مخزن تقسیم می‌شود. در داخل مخزن سیال به صورت تک دما گرفته می‌شود، محققین دیگر نیز [4-7] این فرض را در مدل سازی انتقال حرارت در مخزن زمینی بکار برده‌اند. در داخل مخزن با در نظر گرفتن کل سیال به‌صورت تک دما معادله انتقال حرارت به‌صورت رابطه (6) تعریف می‌شود.

$$C_f \frac{dT_f}{dt} = Q_f + \frac{T_{po} - T_f}{R_{fp}} \quad (6)$$

در رابطه بالا T_{po} و T_f به ترتیب بیانگر دمای سیال داخل لوله و دمای سطح خارجی مخزن می‌باشند. در خاک اطراف مخزن نیز توزیع دما از حل معادله هدایت در راستای شعاعی به دست می‌آید:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{2}{r}\frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{\alpha_s}\frac{\partial T}{\partial t} \quad (7)$$

این معادله برای حل نیاز به یک شرط اولیه و دو شرط مرزی دارد. شرط اولیه به‌صورت رابطه (8) است.

$$T(r,0) = T_G \quad (8)$$

که T_G دمای اولیه زمین است. دمای زمین در فاصله خیلی دور از مخزن ذخیره نیز برابر با T_G است. بنابراین یکی از شرایط مرزی به‌صورت رابطه (9) درمی‌آید.

$$T(r \to \infty, t) = T_G \quad (9)$$

شرط مرزی دوم به‌صورت شرط شار حرارتی در دیواره‌ی خارجی مخزن در نظر گرفته می‌شود:

$$-k_s \frac{\partial T}{\partial r} \cdot 4\pi r^2 \Big|_{r=r_{po}} = Q_{po} \quad (10)$$

Q_{po} انتقال حررات در سطح خارجی مخزن است. لازم به ذکر است که Q_{po} ثابت بازمان نیست و متغیر است. بر اساس شکل 2، Q_{po} را می‌توان به‌صورت رابطه (11) تعریف کرد.

$$-k_s \frac{\partial T}{\partial r} \cdot 4\pi r^2 \Big|_{r=r_{po}} = \frac{T_f - T_{po}}{R_{fp}} \quad (11)$$

برای راحتی از تغییر متغیرهای رابطه (12) استفاده می شود:

$$\theta = T - T_G \quad (12)$$

اگر بعد از بی‌بعد سازی از معادلات (6) و (7) تبدیل لاپلاس گرفته شود. این

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.37.8]

معادلات پس از مرتب کردن به ترتیب صورت روابط (13) و (14) درخواهد آمد:

$$(C_{\mathrm{f}}s + \frac{1}{R_{\mathrm{fp}}})\bar{\theta}_{\mathrm{f}}(s) - \frac{1}{R_{\mathrm{fp}}}\bar{\theta}_{\mathrm{p}}(s) = \frac{Q_{\mathrm{f}}}{s} \quad (13)$$

$$\frac{\partial^2\bar{\theta}(r,s)}{\partial r^2} + \frac{2}{r}\frac{\partial\bar{\theta}(r,s)}{\partial r} - \frac{s}{\alpha_{\mathrm{s}}}\bar{\theta}(r,s) = 0 \quad (14)$$

شرایط مرزی (9) و (11) نیز به ترتیب به‌صورت روابط (15) و (16) درخواهد آمد:

$$\bar{\theta}(r \to \infty, 0) = 0 \quad (15)$$

$$-k_{\mathrm{s}}\frac{\partial\bar{\theta}(r,s)}{\partial r}\cdot 4\pi r^2\Big|_{r=r_{\mathrm{po}}} = \frac{\bar{\theta}_{\mathrm{f}}(s) - \bar{\theta}_{\mathrm{p}}(s)}{R_{\mathrm{fp}}} \quad (16)$$

جواب کلی معادله (14) به‌صورت رابطه (17) است.

$$\bar{\theta}(r,s) = A(s)\frac{e^{r\sqrt{s/\alpha_{\mathrm{s}}}}}{2r\sqrt{s/\alpha_{\mathrm{s}}}} + B(s)\frac{e^{-r\sqrt{s/\alpha_{\mathrm{s}}}}}{r\sqrt{s/\alpha_{\mathrm{s}}}} \quad (17)$$

با توجه به این‌که جمله اول رابطه سمت راست در $r \to \infty$ دارای مقدار ∞ است؛ بنابراین $A(s)$ برابر با صفر است.

با اعمال شرط مرزی دوم معادله (17)، $B(s)$ به دست می‌آید. درنهایت توزیع دما در سطح خارجی مخزن به‌صورت رابطه (18) به دست می‌آید.

$$\bar{\theta}_{\mathrm{po}}(s) = \frac{\bar{\theta}_{\mathrm{f}}(s) - \bar{\theta}_{\mathrm{po}}(s)}{R_{\mathrm{fp}}}\varphi(s) \quad (18)$$

که در آن

$$\varphi(s) = \frac{1}{4k_{\mathrm{s}}\pi r_{\mathrm{po}}(1 + r_{\mathrm{po}}\sqrt{s/\alpha_{\mathrm{s}}})} \quad (19)$$

با اندکی کار ریاضی رابطه (18) به‌صورت رابطه (20) درمی‌آید.

$$(1 + \frac{1}{R_{\mathrm{fp}}}\varphi(s))\bar{\theta}_{\mathrm{po}}(s) - \frac{1}{R_{\mathrm{fp}}}\varphi(s)\bar{\theta}_{\mathrm{f}}(s) = 0 \quad (20)$$

معادلات (13) و (14) به‌صورت هم‌زمان حل می‌شوند درنهایت توزیع دمای سیال در فضای لاپلاس به‌صورت رابطه (21) به دست می‌آید.

$$\bar{\theta}_{\mathrm{f}}(s) = \frac{Q_{\mathrm{f}}(R_{\mathrm{fp}} + \varphi(s))}{s(1 + C_{\mathrm{f}}s(R_{\mathrm{fp}} + \varphi(s)))} \quad (21)$$

از انتگرال‌گیری در صفحه مختلط با استفاده از قضیه مانده‌های کوشی برای محاسبه تبدیل لاپلاس معکوس استفاده می شود.

اگر تابع در دستگاه لاپلاس به‌صورت (21) باشد:

$$\bar{\theta}_{\mathrm{f}}(s) = \mathrm{L}[T_{\mathrm{f}}(t)] \quad (22)$$

$$\theta_{\mathrm{f}}(t) = \mathrm{L}^{-1}[T_{\mathrm{f}}(t)] = \frac{1}{2\pi\mathrm{i}}\int_{\gamma-\mathrm{i}\infty}^{\gamma+\mathrm{i}\infty} e^{st}\bar{T}_{\mathrm{f}}(s)\mathrm{d}s \quad (23)$$

برای حل انتگرال فوق کانتور شکل 3 در نظر گرفته می‌شود. در داخل کانتور شکل 3 هیچ مانده‌ای وجود ندارد؛ بنابراین طبق قضیه مانده‌های کوشی، انتگرال بر روی سطح بسته برابر با صفر است:

$$\oint e^{su}\bar{\theta}_{\mathrm{f}}(s)\mathrm{d}s = 0 \quad (24)$$

$$\int_{\gamma-\mathrm{i}\infty}^{\gamma+\mathrm{i}\infty} e^{su}\bar{\theta}_{\mathrm{f}}(s)\mathrm{d}s = \lim_{\mathrm{R}\to+\infty}\lim_{\varepsilon\to 0}\{e^{su}\bar{\theta}_{\mathrm{f}}(s)\mathrm{d}s - \int_{\Gamma_{\mathrm{R}}+\Gamma_{\varepsilon}+\mathrm{AB}+\mathrm{CD}} e^{su}\bar{\theta}_{\mathrm{f}}(s)\mathrm{d}s\} \quad (25)$$

با توجه به اینکه تابع $\bar{\theta}_{\mathrm{f}}(s)$ بر روی Γ_{ε} دارای مقدار تکین است. بنابراین ابتدا تبدیل لاپلاس معکوس مشتق تابع $\theta_{\mathrm{f}}(t)$ محاسبه می‌شود و سپس $\theta_{\mathrm{f}}(t)$ محاسبه می‌شود:

$$s\bar{\theta}_{\mathrm{f}} = \mathcal{L}(\frac{\partial\theta_f}{\partial t} - \theta_{\mathrm{f}}(0,r)) = \mathcal{L}(\frac{\partial\theta_{\mathrm{f}}}{\partial t}) \to$$

$$\frac{\partial\theta_{\mathrm{f}}}{\partial t} = -\frac{1}{2\pi\mathrm{i}}\int_{\Gamma_{\mathrm{R}}+\Gamma_{\varepsilon}+\mathrm{AB}+\mathrm{CD}} e^{st}s\bar{\theta}_{\mathrm{f}}(s)\mathrm{d}s \quad (26)$$

این انتگرال بر روی منحنی‌های Γ_R و Γ_{ε} برابر صفر است. بعد از اندکی کار ریاضی درنهایت معادله به‌صورت رابطه (27) درمی‌آید:

$$\frac{\partial\theta_{\mathrm{f}}}{\partial t} = -\frac{2}{2\pi\mathrm{i}}\int_{\mathrm{AB}} e^{st}s\bar{\theta}_{\mathrm{f}}(s,r)\,\mathrm{d}s = \frac{2}{2\pi\mathrm{i}}\int_0^{\infty} e^{st}s\bar{\theta}_{\mathrm{f}}(s)\,\mathrm{d}s \quad (27)$$

بر روی سطح AB می‌توان $s = e^{i\pi}u$ تعریف کرد که u عدد حقیقی مثبت است.

$$\frac{\partial\theta_{\mathrm{f}}}{\partial t} = \frac{1}{\pi}\int_0^{\infty} ul(u)e^{-ut}\mathrm{d}u \quad (28)$$

که در آن

$$l(u) = \mathrm{Im}(\bar{\theta_{\mathrm{f}}}(-u)) \quad (29)$$

با استفاده از انتگرال‌گیری در بازه 0 و t می‌توان $\theta_{\mathrm{f}}(t)$ را از رابطه (30) به دست آورد:

$$\theta_{\mathrm{f}}(t) = \frac{1}{\pi}\int_0^{\infty}[1 - e^{-ut}]l(u)\,du \quad (30)$$

با تغییر متغیر $u = (\alpha_{\mathrm{s}}/r_{\mathrm{b}}^2)z^2$ و بعد از کمی کار ریاضی درنهایت در دمای متوسط سیال از رابطه (31) به دست می‌آید.

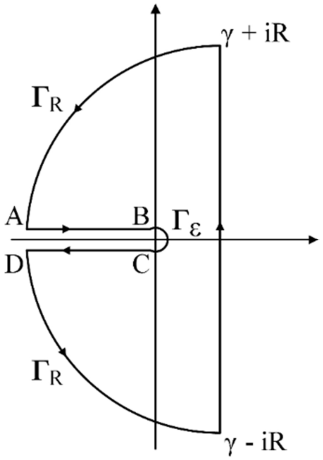

Fig. 3. The contour used for computing inverse Laplace transform.

شکل 3 کانتور مورد استفاده برای محاسبه لاپلاس معکوس.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.37.8]

$$T_{\mathrm{f}}(t) - T_{\mathrm{G}} = \frac{2Q_{\mathrm{f}}}{\pi}\int_0^{\infty}\left[1 - e^{-\mathrm{Fo}\cdot z^2}\right]\cdot f(z)\,dz \quad (31)$$

در رابطه (30)، $f(z)$ به‌صورت رابطه (32) است:

$$f(z) = \mathrm{Im}\left(\frac{r_{\mathrm{po}}^2(R_{\mathrm{fp}} + \phi(z))}{C_{\mathrm{f}} z^3 \alpha_{\mathrm{s}}(R_{\mathrm{fp}} + \phi(z)) - r_{\mathrm{po}}^2 z}\right) \quad (32)$$

که در آن:

$$\phi(z) = \frac{i}{4k_{\mathrm{s}}\pi r_{\mathrm{po}}(i - z)} \quad (33)$$

برای محاسبه دمای دیواره نیز تابع $f(z)$ به صورت رابطه (34) تعریف می شود.

$$f(z) = \mathrm{Im}\left(\frac{r_{\mathrm{po}}^2\phi(z)}{C_{\mathrm{f}} z^3 \alpha_{\mathrm{s}}(R_{\mathrm{fp}} + \phi(z)) - r_{\mathrm{po}}^2 z}\right) \quad (34)$$

تابع بی‌بعد G به‌صورت رابطه (35) تعریف می‌شود

$$\mathrm{G}(t) = k_{\mathrm{s}}\frac{T_{\mathrm{f}}(t) - T_{\mathrm{G}}}{Q_{\mathrm{f}}} \rightarrow = \frac{2k_{\mathrm{s}}}{\pi}\int_0^{\infty}\left[1 - e^{-\mathrm{Fo}\cdot z^2}\right]\cdot f(z)\,dz \quad (35)$$

در رابطه (35)، Fo بیانگر عدد فوریه می باشد. عدد فوریه به صورت $\mathrm{Fo}= \alpha_{\mathrm{s}} t/r_{\mathrm{po}}^2$ تعریف می شود.

2-1-2- محاسبه دمای سیال خروجی

در قسمت قبل تابع G (روابط 31 تا 43) استخراج شد. هدف از این قسمت به دست آوردن دمای سیال خروجی به ازای دما و دبی‌های متغیر با زمان ورودی به مخزن ذخیره، با استفاده از این تابع G است. ابتدا حالت روشن سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

دمای خروجی سیال از مخزن برابر با دمای بالک سیال داخل مخزن ذخیره می باشد. دمای ورودی به مخزن نیز دمای سیال خروجی از فن کویل در نظر گرفته می شود.

دمای متوسط سیال به ازای اعمال انتقال حرارت (Q_{f}) از رابطه (36) به دست می‌آید.

$$T_{\mathrm{f}}(t) - T_{\mathrm{G}} = \frac{1}{k_{\mathrm{s}}}Q_{\mathrm{f}}\cdot\ \mathrm{G}(t) \quad (36)$$

رابطه (36) بر اساس نرخ انتقال حرارت ثابت برحسب زمان به‌دست‌آمده است. با توجه به این‌که در واقعیت انتقال حرارت انتقالی بین مخزن ذخیره زمینی و زمین اطراف مخزن (Q_{f}) برحسب زمان تغییر می‌کند، با استفاده از اصل برهم‌نهی قضیه دوهامل [13] برای بارهای حرارتی گسسته، می‌توان رابطه (36) را برای بارهای متغیر بازمان توسعه داد. اگر Q_{f} برحسب زمان به‌صورت بارهای گسسته شکل 4 باشد در این صورت با استفاده از رابطه (37) می‌توان دمای متوسط سیال را در هرلحظه محاسبه کرد.

$$T_{\mathrm{f}}(t_n) = T_{\mathrm{G}} + \frac{1}{k_{\mathrm{s}}}\sum_{i=1}^{n}\left(Q_{\mathrm{f},i} - Q_{\mathrm{f},i-1}\right)G(t_n - t_{i-1}) \quad (37)$$

مقدار کل انتقال حرارت انتقالی بین زمین و سیال عامل از رابطه (38) به دست می‌آید.

$$Q_{\mathrm{f}}(t) = \dot{m}c_{\mathrm{pf}}(T_{\mathrm{f,in}}(t) - T_{\mathrm{f,out}}(t)) \quad (38)$$

$T_{\mathrm{f,in}}(t)$ دمای سیال در ورودی مخزن و $T_{\mathrm{f,out}}(t)$ دمای سیال در خروجی مخزن است. $\dot{m}$ دبی جرمی سیال در داخل لوله است. دمای خروجی به‌صورت رابطه (39) حساب می‌شود.

$$T_{\mathrm{f,out}}(t) = T_{\mathrm{f}}(t) \quad (39)$$

برای محاسبه دمای خروجی در لحظه t_n یعنی $T_{\mathrm{f,out}}(t_n)$ نیاز به مقدار $Q_{\mathrm{f}}(t_n)$ است، درحالی‌که برای محاسبه $Q_{\mathrm{f}}(t_n)$ طبق رابطه (38) نیاز به مقدار $T_{\mathrm{f,out}}(t_n)$ است. به همین دلیل در این قسمت از روش سعی خطا برای پیدا کردن مقدار $T_{\mathrm{f,out}}(t_n)$ استفاده می‌شود. بدین ترتیب ابتدا یک مقدار برای $T_{\mathrm{f,out}}(t_n)$حدس زده می‌شود. سپس با استفاده از معادله (38) مقدار $Q_{\mathrm{f}}(t_n)$ به دست می‌آید. در ادامه از معادله (37) مقدار $T_{\mathrm{f}}(t_n)$ محاسبه می‌شود. سپس با استفاده از معادله (39) مقدار $T_{\mathrm{f,out}}(t_n)$ جدید به دست می‌آید. مقدار جدید به‌دست‌آمده $T_{\mathrm{f,out}}(t_n)$ با مقدار حدس زده‌شده 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 به‌دست‌آمده $T_{\mathrm{f,out}}(t_n)$ با مقدار حدس اولیه جایگزین می‌شود و این حلقه تا محقق شدن شرط همگرایی ادامه می‌یابد.

در زمان خاموشی سیستم مقدار $Q_{\mathrm{f}}(t_n)$ مشخص و برابر صفر است لذا برای پیدا کردن دمای سیال در خروجی نیازی به روش سعی و خطا نیست و دمای سیال طبق رابطه (37) به‌صورت مستقیم محاسبه می‌شود.

2-2- شبیه‌سازی حرارتی فن کویل

برای شبیه‌سازی فن کویل از روش ε– NTU استفاده می‌شود. در مدل‌سازی فرض می‌شود که فقط انتقال حرارت محسوس در فن کویل روی می‌دهد. هدف از شبیه‌سازی فن کویل محاسبه دمای آب‌وهوای خروجی از فن کویل به ازای دبی جرمی و دمای ورودی مشخص هوا و آب به فن کویل است. هوای خروجی از فن کویل به اتاق می‌رود و ورودی آن نیز هوای محیط بیرون است. در فن کویل دمای هوا و آب خروجی از مبدل به‌صورت روابط (40) و (41) است [14].

$$T_{\mathrm{in,room}} = T_{\mathrm{Outdoor}} + \varepsilon\left(T_{\mathrm{Outdoor}} - T_{\mathrm{in,FC}}\right) \quad (40)$$

$$T_{\mathrm{out,FC}} = T_{\mathrm{in,FC}} + C\left(T_{\mathrm{Outdoor}} - T_{\mathrm{in,room}}\right) \quad (41)$$

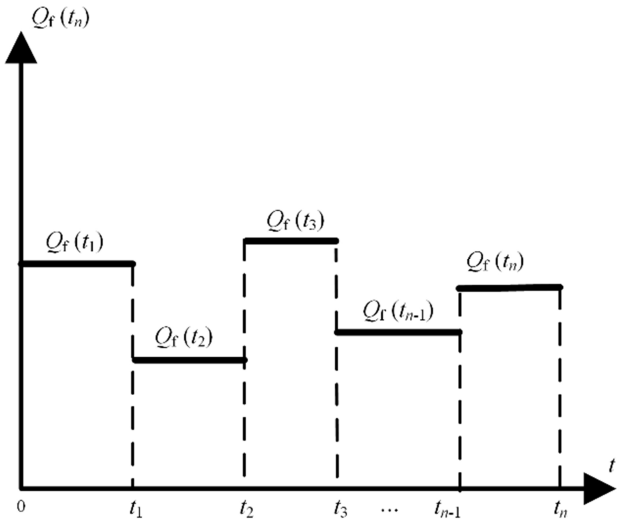

Fig. 4 Stepwise varying heat flux.

شکل 4 شار گسسته پله‌ای.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.37.8]

که ε ضریب تأثیر مبدل حرارتی است و به‌صورت رابطه (42) تعریف می‌شود.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{a}} c_{\mathrm{pa}} (T_{\mathrm{Outdoor}} - T_{\mathrm{in,room}})}{\dot{m}_{\mathrm{a}} c_{\mathrm{pa}} (T_{\mathrm{Outdoor}} - T_{\mathrm{in,FC}})} \quad (42)$$

در رابطه (41)، $\dot{m}_{\mathrm{a}}$ دبی جرمی هوا، c_{pa} گرمای هوا ویژه در فشارثابت، T_{Outdoor}، $T_{\mathrm{in,room}}$ و $T_{\mathrm{in,FC}}$ به ترتیب دمای هوای بیرون، دمای هوای ورودی به اتاق و دمای آب ورودی به مبدل است.

ضریب تأثیر به مشخصات هندسی فن کویل، مشخصات حرارتی آب‌وهوا و دبی جرمی هر دو سیال بستگی دارد. برای یک مبدل حرارتی با جریان ناهم‌سو ضریب تأثیر به‌صورت رابطه (43) است [14].

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - CR))}{1 - CR\exp(-NTU(1 - CR))} \quad (43)$$

که $CR = (\dot{m}c_p)_{\min}/(\dot{m}c_p)_{\max}$ و NTU تعداد واحد انتقال است.

2-3- کوپل ساختمان با مخزن ذخیره زمینی و فن کویل

در این قسمت هدف بررسی استفاده مستقیم از مخزن ذخیره زمینی برای یک ساختمان نمونه در شهر تبریز است.

در این قسمت برای ساختمان نمونه اتاق 600 استاندارد انسا-اشری 140-2007[1] [15] انتخاب شده است. اتاق استاندارد 600 یک فضای نمونه به ابعاد 2.7 m × 6 × 8 است و این اتاق دارای دو پنجره به ابعاد 3 m × 2 متر در دیوار جنوبی است. پنجره‌ها در ارتفاع 20 cm از کف زمین قرارگرفته‌اند. دیوار جنوبی و سقف در ارتباط با محیط خارج و دیگر دیوارها آدیاباتیک (در ارتباط با محیطی مشابه) در نظر گرفته شده‌اند. کف اتاق نیز به صورت متصل با زمین در نظر گرفته شده است.

تعداد افراد حاضر در اتاق یک نفر در نظر گرفته شده است. بار روشنایی بطور معمول $5\mathrm{W/m^2}$ برای هر متر مربع در نظر گرفته می‌شود [16]. با توجه به اینکه سطح اتاق برابر با $48\mathrm{m^2}$ می باشد. به همین دلیل بار کل روشنایی $5\mathrm{W/m^2} \times 48\mathrm{m^2} = 240\mathrm{W}$ در نظر گرفته شده است.

بار داخلی بر اساس کاربری ساختمان و وسایل گرمازای استفاده شده داخل آن متفاوت می باشد. در این اتاق فرض شده است که یک تلویزیون و یک کامپیوتر وجود دارد. براساس مرجع [16] برای این دو وسیله مجموع بار داخلی 250W می باشد. نرخ تعویض هوا 0.5 ACH می‌باشد.

مخزن ذخیره و فن کویل در نرم‌افزار متلب مدل می‌شوند و ساختمان نمونه در نرم‌افزار انرژی پلاس مدل می‌شود. برای بررسی استفاده مستقیم از مخزن ذخیره زمینی در اتاق نمونه نیاز به کوپل نرم‌افزار انرژی پلاس و متلب است. بدین منظور از نرم‌افزار متلب و کد GUI MLE+ استفاده می‌شود. کد GUI MLE+ توسط برنال و همکاران [17] در دانشگاه پنسیلوانیا توسعه‌یافته است. این ابزار برای استفاده از قابلیت‌های نرم‌افزار متلب در طراحی، بهینه‌سازی و... در نرم‌افزار انرژی پلاس توسعه داده‌شده است. این ابزار به‌عنوان رابط بین نرم‌افزار انرژی پلاس و نرم‌افزار متلب عمل می‌نماید.

شماتیکی از استفاده مستقیم از مخزن ذخیره زمینی برای سرمایش ساختمان در شکل 1 نشان داده‌شده است. آب داخل مخزن ذخیره در تماس با خاک دماپایین بوده و همین سبب کاهش دمای آن می‌شود. آب خروجی از مخزن ذخیره زمینی به فن کویل رفته و در آنجا هوای ورودی به اتاق را سرد می‌نماید. در این شکل T_{Outdoor} دمای هوای محیط بیرون، $T_{\mathrm{in,room}}$ دمای هوای ورودی به اتاق برای سرمایش اتاق، $T_{\mathrm{in,UTS}}$ دمای آب ورودی به مخزن ذخیره، $T_{\mathrm{out,UTS}}$ دمای آب خروجی از مخزن ذخیره، $T_{\mathrm{in,FC}}$ دمای آب ورودی به فن کویل و $T_{\mathrm{out,FC}}$ دمای آب خروجی از فن کویل است.

دما و دبی آب خروجی از فن کویل ورودی‌های نرم‌افزار متلب به انرژی پلاس هستند. همچنین دمای هوای محیط بیرون، بار حرارتی اتاق و دمای اتاق ورودی‌های نرم‌افزار انرژی پلاس به نرم‌افزار متلب هستند. این ورودی‌ها و خروجی‌ها به‌صورت شماتیک در شکل 5 نشان داده‌شده است.

ماکزیمم دبی هوای ورودی به اتاق $\dot{m}_{\mathrm{a}} = 0.2\ \mathrm{kg/s}$ در نظر گرفته شده است. دبی هوای ورودی به اتاق متغیر و به صورت مقسوم‌های صحیح از ماکزیمم دبی یعنی مقادیر $0.2, 0.2/2, 0.2/3, 0.2/4, \ldots\ \mathrm{kg/s}$ در نظر گرفته شده است.

سیستم کنترل مخزن ذخیره زمینی به صورت روشن-خاموش می باشد. در حالت روشن دبی جرمی آب خروجی از مخزن ذخیره زمینی ثابت و برابر با $\dot{m}_{\mathrm{w}} = 0.2\ \mathrm{kg/s}$ در نظر گرفته می‌شود. نتایج ما نشان می‌دهد که تغییر دبی جرم آب خروجی از مخزن تغییر محسوسی در عملکرد حرارتی سیستم گرمایش زمینی ندارد.

3- بحث و نتایج

در این قسمت ابتدا به اعتبار سنجی نتایج پرداخته و سپس نتایج مورد بحث قرار می گیرد.

لازم به ذکر است مطالعه‌ای در زمینه بررسی تجربی مخزن ذخیره زیرزمینی یافت نشد. به همین دلیل برای اعتبار سنجی از مقایسه فرمول تحلیلی در حالت شرط شار ثابت استفاده می‌کنیم.

در معادلات (31-35) در صورتی که $C_{\mathrm{f}} = 0$ در نظر گرفته شود مساله تبدیل به مساله انتقال حرارت در یک کره در محیط بی نهایت با شرط مرزی شار ثابت می‌شود. در چنین حالتی طبق معادله (31-34) توزیع دما در روی سطح کره به صورت رابطه (44) در می آید.

$$T_{\mathrm{f}}(t) - T_{\mathrm{G}} = \frac{Q_{\mathrm{f}}}{4k_{\mathrm{s}}\pi r_{\mathrm{po}}}\left(1 - e^{\mathrm{Fo}}\mathrm{erfc}\left(\sqrt{\mathrm{Fo}}\right)\right) \quad (44)$$

رابطه (44) همان رابطه توزیع دمای دیواره کره به ازای اعمال شرط مرزی شار ثابت در دیوار کره بر اساس مرجع [18] می‌باشد که نشان دهنده درستی حل ارائه شده در این مقاله می باشد.

برای محاسبات شهر تبریز انتخاب‌شده است. متوسط دمای سالیانه در این شهر $12\ ^0\mathrm{C}$ است. هر دو کاربری مسکونی و اداری ساختمان نمونه مورد بررسی قرار می‌گیرد.

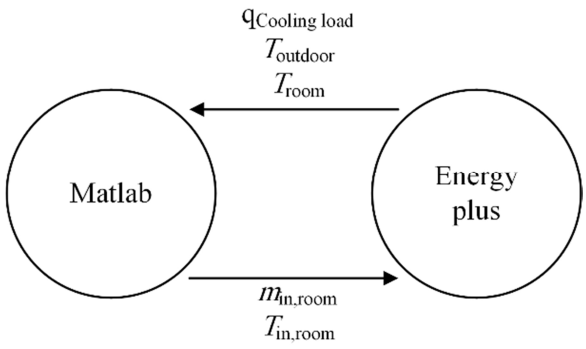

Fig.5 Schematic presentation of inputs of the Matlab from the Energy plus and vice versa.

شکل 5 شماتیکی از ورودی‌های انرژی پلاس به متلب و بالعکس.

[1] ANSI/ASHRAE Standard 140-2007

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.37.8]

توزیع بار حرارتی ساختمان به‌شدت بر روی عملکرد حرارتی مخزن ذخیره زمینی اثر می‌گذارد. مصالح ساختمان و نوع جداره پنجره‌ها نیز بر روی بارهای حرارتی تأثیر می‌گذارند. به همین دلیل انتخاب مصالح ساختمان از اهمیت به‌سزایی برخوردار است. مصالح ساختمان به‌گونه‌ای انتخاب‌شده است که مقاومت حرارتی دیوارهای خارجی از منظر مبحث 19 مقررات ملی ساختمان در محدوده مجاز باشد [19]. از بتن باضخامت 20 cm و لایه عایق پلی استایرن باضخامت 5 cm در دیوار خارجی و سقف استفاده شده است. پنجره‌ها نیز دوجداره می‌باشند.

جنس مخزن از فولاد ضدزنگ باضخامت 1 cm استفاده شده است. یکی دیگر از مهم‌ترین پارامترها در طراحی مبدل‌های زمینی مقدار ضریب هدایت حرارتی خاک است. یاری و همکاران [3] ضریب هدایت حرارتی خاک در شهر تبریز را به‌صورت تجربی برابر با عدد k_s = 1.08 W/mK گزارش کرده‌اند. در این مقاله، این مقدار ضریب هدایت حرارتی خاک برای طراحی استفاده خواهد شد. در جدول 1 خواص حرارتی مصالح و ضخامت مصالح ساختمان، مخزن ذخیره زمینی و خاک اطراف مخزن نشان داده‌شده است. لازم به ذکر است که خواص حرارتی مصالح ساختمان در جدول 1 از مبحث 19 مقررات ملی ساختمان [19] استخراج شده است.

در کاربری مسکونی فرض می‌شود در تمام ساعات شبانه‌روز، اتاق در شرایط آسایش حرارتی است. استاندارد اشری 2009 [20] معیار آسایش حرارتی برای سرمایش را بطور تقریبی بین ^{0}C 26.5-24 درجه سلسیوس بیان کرده است. با توجه اینکه سیستم سرمایش مستقیم زمینی یک سیستم سرمایش غیر فعال می باشد. معیار آسایش نزدیک به محدوده بالایی یعنی 26 ^{0}C انتخاب شده است. لازم به ذکر است که بررسی ما نشان داد که در دو ماه اول سال بار سرمایش برای ساختمان نمونه در شهر تبریز در تمامی ساعات به‌طور تقریبی برابر صفر است. به همین دلیل دوره زمانی مدل‌سازی از اول خرداد تا آخر شهریور در نظر گرفته می‌شود. فایل داده‌های آب و هوایی برای شهر تبریز از سایت نرم افزار انرژی پلاس دانلود شده است [21].

برای ساختمان مسکونی دمای متوسط اتاق در 123 روز مدل‌سازی در زمان روشن بودن سیستم برای قطر مخزن 3m در شکل 6 و برای قطر مخزن 4m در شکل 7 نشان داده‌شده است. برای ساختمان نمونه با کاربری مسکونی مجموع ساعاتی که اتاقی نیاز به سرمایش دارد، در حدود 1200 ساعت است. برای مخزن ذخیره کروی با قطر 3m مشاهده می‌شود که سیستم سرمایش در 80 روز اول می‌تواند آسایش حرارتی را به‌طور تقریبی در تمامی ساعات برقرار کند و دمای اتاق را پایین‌تر از ^{0}C 26 نگه دارد. ولی از

جدول 1 خواص ترموفیزیکی مصالح ساختمان، خاک و مخزن ذخیره

Table 1 Thermal properties of building construction materials. Soil and reservoir tank.

مواد	ρ (kgm^{-3})	c_P (Jkg^{-1}K^{-1})	k (Wm^{-1}K^{-1})	thikness (cm)
بتن	2300	960	1.4	20
گچ	800	1000	0.3	3.0
سنگ نما	2590	880	2. 9	2
آسفالت	2100	920	0.7	2
پلی استایرن	35	1300	0.037	2.5, 5
خاک	2000	752	1.08	-
مخزن ذخیره	7833	465	16.26	1

روز 80 تا روز 95 دمای اتاق در بسیاری از ساعات، از ^{0}C 26 بالاتر می‌رود که این امر نشان می‌دهد که در این روزها سیستم مخزن ذخیره با قطر 3m نمی‌تواند جوابگو باشد. در روزهای آخر دوره گرمایش (از روز 95 به بعد) به علت کاهش بار حرارتی ساختمان و دمای محیط بیرون سیستم مخزن ذخیره زمینی می‌تواند آسایش حرارتی را برآورده کند. مجموع ساعات عدم آسایش برای مخزن ذخیره با قطر 3m برابر با 107 ساعت است.

با توجه به شکل 7 مشاهده می‌شود که سیستم مخزن ذخیره زمینی با قطر 4m به‌طور تقریبی در تمامی دوران سرمایش قادر به تأمین آسایش حرارتی اتاق است. مقدار ساعات عدم آسایش با مخزن ذخیره زمینی کروی با قطر 4m برابر 11 ساعت است.

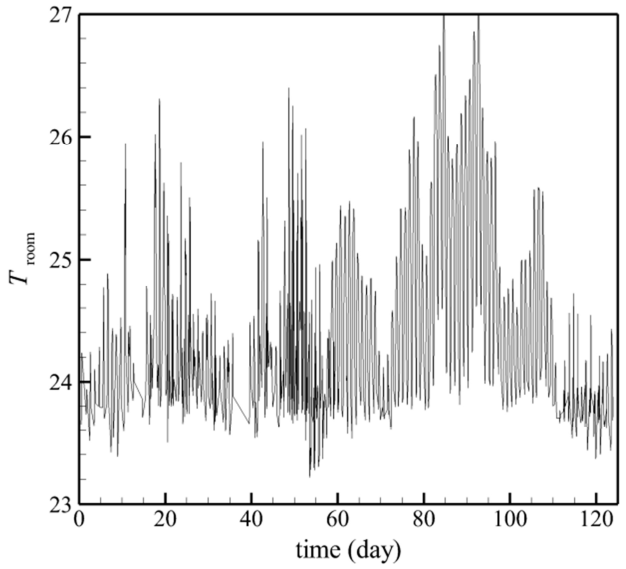

Fig.6 variations of the room temperature for residential building with 3 m diameter underground storage tank for 123 days of cooling period.

شکل6 تغییرات دمای اتاق با کاربری مسکونی با مخزن ذخیره زمینی با قطر 3m برای دوره زمانی از 1تیر تا 31 شهریور (123 روز)

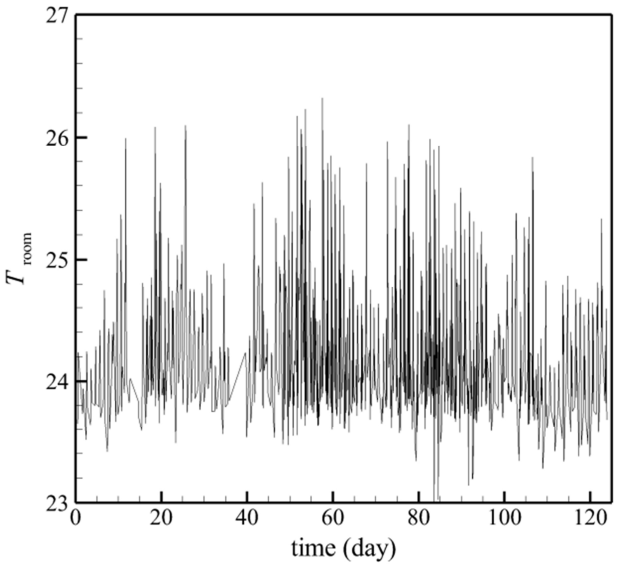

Fig.7 variations of the room temperature for residential building with 4m diameter underground storage tank for 123 days of cooling period.

شکل7 تغییرات دمای اتاق با کاربری مسکونی با مخزن ذخیره زمینی با قطر 4m برای دوره زمانی از 1تیر تا 31 شهریور (123 روز)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.37.8]

شکل 8 تغییرات دمای اتاق با کاربری اداری را برای یک سیستم مخزن ذخیره زمینی با قطر 3m نشان می‌دهد. در کاربری اداری فرض شده است که سیستم از ساعات 8 تا 18 روشن است و در بقیه ساعات خاموش است. تعداد ساعات مورد نیاز تهویه برای ساختمان با کاربری اداری حدود 600 ساعت است.

با توجه به شکل 8 مشاهده می‌شود که مخزن با قطر 3m برای کاربری اداری برخلاف کاربری مسکونی می‌تواند به‌طور تقریبی در تمامی ساعات آسایش حرارتی را برقرار نماید. دلیل این امر این است که در کاربری اداری سیستم در ساعات مشخصی از روز خاموش است که همین امر سبب بازیافت حرارتی مخزن ذخیره کروی می‌شود. همچنین مقدار تبادل حرارت ساختمان با زمین در یک شبانه‌روز برای کاربری اداری کمتر از کاربری مسکونی است که این امر نیز سبب افزایش بهره‌وری سیستم مخزن ذخیره زمینی در کاربری اداری می‌شود.

شکل 9 تغییر دمای بالک سیال داخل مخزن را در دوره زمانی شبیه سازی برای دو قطر مخزن 3m و 4m و برای هر دو کاربری مسکونی نشان می‌دهد. با توجه به شکل 9 مشاهده می‌شود که شیب تغییرات دمای سیال داخل مخزن تا روز 40 به علت بودن پایین یا صفر بودن بار حرارتی، چندان زیاد نیست. اما از روز 40 تا روز 60 به علت اینکه سیستم در بیشتر زمان‌ها روشن است دمای مخزن با شیب زیادی افزایش می یابد. در روزهای بعدی نیز تغییر دمای مخزن را می‌توان بر این اساس توجیه کرد. همچنین مشاهده می‌شود که شیب تغییرات در مخزن با قطر 4m بسیار کمتر از مخزن با قطر 3m می باشد. تغییرات دمای مخزن در کاربری اداری نیز نسبت به کاربری مسکونی کمتر است. در کاربری اداری سیستم 14 ساعت در روز خاموش می باشد. این سبب کاهش انتقال حرارت انتقالی از ساختمان به زمین شده و همچنین باعث بازیابی اندک حرارتی در زمان‌های خاموشی مخزن نیز می شود. این عوامل سبب پایین بودن دمای سیال داخل مخزن ذخیره در کاربری اداری نسبت به کاربری مسکونی می باشد.

همان‌طور که مشاهده شد ساعات آسایش حرارتی به ابعاد مخزن کروی بستگی دارد. جدول 2 تعداد ساعات عدم آسایش سیستم مخزن ذخیره زمینی با قطرهای مختلف را برای ساختمان با کاربری مسکونی و اداری نشان

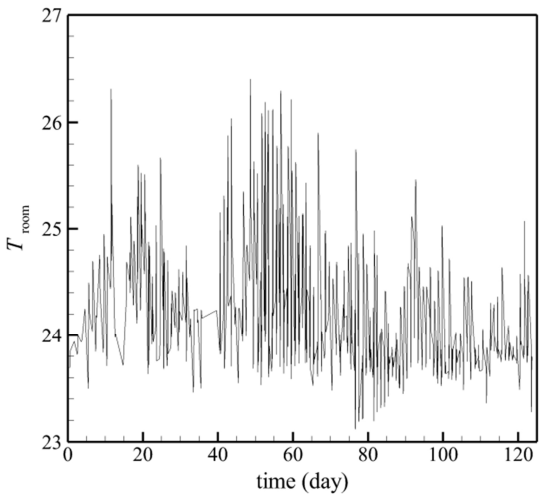

Fig.8 variations of the room temperature for office building with 3m diameter underground storage tank for 123 days of cooling period.

شکل8 تغییرات دمای اتاق با کاربری اداری با مخزن ذخیره زمینی با قطر 3m برای دوره زمانی از 1تیر تا 31 شهریور (123 روز)

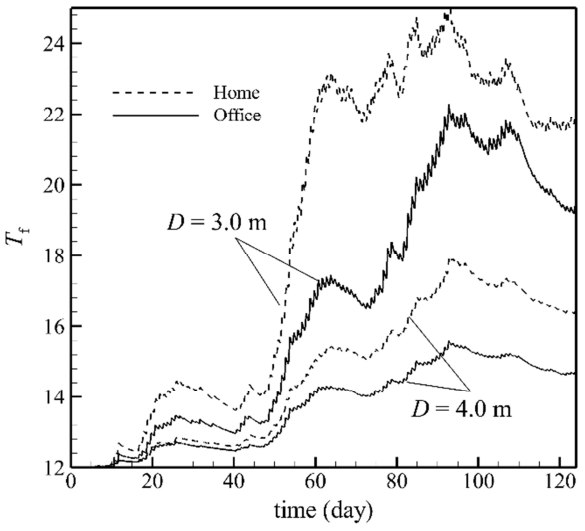

Fig.9 variations of fluid temperature of the rezervoir

شکل9 تغییرات دمای سیال داخل مخزن ذخیره

جدول 2 تأثیر قطر مخزن ذخیره کروی بر آسایش حرارتی ساختمان نمونه

Table 2 The impact of spherical storage tank diameter on thermal comfort of the sample building

قطر(m)	ساعات عدم آسایش	
	کاربری مسکونی	کاربری اداری
2.5	304	55
3.0	107	8
3.5	8	10
4.0	11	11
4.5	13	12

می‌دهد. مشاهده می‌شود که با افزایش قطر مخزن کروی تا یک حدی تعداد ساعات آسایش کاهش می‌یابد. ولی بعد از یک حدی با افزایش قطر مخزن کروی تعداد ساعات آسایش به مقدار ناچیزی افزایش می‌یابد. این امر نشان‌دهنده این است که برای یک ساختمان مشخص سیستم استفاده مستقیم از مخزن کروی دارای یک قطر بهینه است که در آن کمترین ساعات عدم آسایش را دارد.

4- جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این مقاله استفاده مستقیم مخزن ذخیره زمینی کروی برای سرمایش ساختمان در اقلیم سرد معتدل تبریز مورد بررسی قرارگرفته است. ابتدا یک رابطه تحلیلی برای بررسی عملکرد حرارتی مخزن ذخیره زمینی کروی ارائه‌شده است و سپس با استفاده از یک فن کویل سیستم مخزن ذخیره زمینی به ساختمان کوپل شده است.

نتایج نشان می‌دهد استفاده از مخزن ذخیره با قطر کوچک باعث عدم تأمین آسایش در روزهای مشخصی از دوره سرمایش می‌شود. بطوریکه برای ساختمان نمونه با سطح مقطع $48m^2$ با کاربری مسکونی تعداد ساعات عدم آسایش در قطر 2.5m برابر با 304 ساعت می‌باشد ولی برای قطر 3.5m تعداد ساعات عدم آسایش فقط 8 ساعت می‌باشد. البته با افزایش قطر مخزن ذخیره کروی به بیش از قطرهای 3.5m مقدار ساعات عدم آسایش به مقدار ناچیزی افزایش می‌یابد. این امر نشان دهنده وجود یک قطر بهینه برای یک ساختمان

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.37.8]

مشخص می‌باشد. این امر ضرورت لزوم طراحی دقیق مخزن ذخیره زمینی در صورت استفاده مستقیم از این مخزن برای سرمایش ساختمان را نشان می‌دهد.

در ساختمان با کاربری اداری قطر بهینه مخزن برابر با 3m می باشد. این امر نشان می‌دهد که ساختمان با کاربری اداری نیاز به قطر بهینه کمتری نسبت به ساختمان با کاربری مسکونی دارد.

5- فهرست علائم

C	ظرفیت حرارتی(JK^{-1})
c_p	گرمای ویژه در فشارثابت ($Jkg^{-1}K^{-1}$)
Fo	عدد فوریه
G	تابع جی
h	ضریب جابجایی ($Wm^{-2}K^{-1}$)
k	ضریب هدایت حرارتی ($Wm^{-1}K^{-1}$)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kgs^{-1})
NTU	تعداد واحد انتقال
Pr	عدد پرانتل
Q	نرخ انتقال حرارت (W)
q''	شار حرارتی (Wm^{-2})
R	مقاومت حرارتی (mKW^{-1})
r	شعاع (m)
Ra	عدد رایلی
Re	عدد رینولدز
T	دما (K)
t	زمان (min)

علائم یونانی

α	ضریب نفوذ حرارتی (m^2s^{-1})
ε	ضریب تأثیر فن کویل
θ	پارامتر اختلاف دما (K)
ρ	چگالی (kgm^{-3})

زیرنویس‌ها

a	هوا
cooling load	بار سرمایش ساختمان
cond	هدایت
conv	جابجایی
FC	فن کویل
fp	سیال-مخزن
G	خاک خیلی دور از مخزن ذخیره
in	ورودی
out	خروجی
Outdoor	محیط بیرون
pi	دیوار داخلی مخزن
po	دیوار خارجی مخزن
s	خاک
UST	مخزن ذخیره زمینی

6- مراجع

[1] S. Ali, M. Golrodbari, M. Maerefat, A. H. 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 فارسی)

[2] A. Minaei, M. Maerefat, A new analytical model to study heat transfer in Borehole heat exchangers in short time periods, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 5, pp. 199-209, 2016. (in Persian فارسی)

[3] M. Yari, N. Javaani, A. Ansari, H. Moradian, Design and Installation of the First Geothermal Heat Pump in Iran, *Proceedings World Geothermal Congress*, Antalya, Turkey, April 24-29, 2005.

[4] R. Yumrutaş, M. Kanoğlu, A. Bolatturk, M. Ş. Bedir, Computational model for a ground coupled space cooling system with an underground energy storage tank, *Energy and Buildings*, Vol. 37, No. 4, pp. 353–360, 2005.

[5] R. Yumrutaş, M. Ünsal, A computational model of a heat pump system with a hemispherical surface tank as the ground heat source, *Energy*, Vol. 25, No. 4, pp. 371–388, 2000.

[6] R. Yumrutaş, M. Ünsal, Modeling of a space cooling system with underground storage, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, No. 2–3, pp. 227–239, 2005.

[7] Z. Li, W. Zhu, T. Bai, M. Zheng, Experimental study of a ground sink direct cooling system in cold areas, *Energy and Buildings*, Vol. 41, No. 11, pp. 1233–1237, 2009.

[8] D. Pahud, M. Belliardi, P. Caputo, Geocooling potential of borehole heat exchangers' systems applied to low energy office buildings, *Renewable Energy*, Vol. 45, pp. 197–204, 2012.

[9] G. Heidarinejad, V. Khalajzadeh, S. Delfani, Performance analysis of a ground-assisted direct evaporative cooling air conditioner, *Building and Environment*, Vol. 45, No. 11, pp. 2421–2429, 2010.

[10] N. Deng, X. Yu, Y. Zhang, H. Ma, H. Wang, Numerical analysis of three direct cooling systems using underground energy storage: A case study of Jinghai County, Tianjin, China, *Energy and Buildings*, Vol. 47, pp. 612–618, 2012.

[11] T. Kusuda, P. Archenbach, Earth temperature and thermal diffusivity at elected stations in the United States, *ASHRAE Transaction*, Vol. 71, pp. 61-75, 1965.

[12] M. Y. Chow, R. G. Akins, Pseudosteady-state natural convection inside spheres, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 97, No. 1, pp. 54–59, 1975.

[13] D. Hahn, M. Ozisik, *Heat conduction*, pp. 273–299, New Jersey:John Wiley & Sons, 1993.

[14] S.K. Wang, *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*, second edition, chapter 15, McGraw-Hill, 2001.

[15] ASHRAE, *Standard Method of Test For The Evaluation of Building Energy Analysis Computer Programs*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta: ASHRAE Inc, 2007.

[16] *Equipment and Lighting Loads*, Accessed on Julay 2016; http://sustainabilityworkshop. autodesk.com/buildings/equipment-and-lighting-loads,

[17] W. Bernal, M. Behl, T. X. Nghiem, R. Mangharam, MLE+: a tool for integrated design and deployment of energy efficient building controls, *Proceedings of the Fourth ACM Workshop on Embedded Sensing Systems for Energy-Efficiency in Buildings*, ACM, pp. 123–130, 2012.

[18] H. S. Carslaw, J. C. Jaeger, *Conduction of heat in solids*, pp. 230–255, Oxford UK: Claremore Press, 1946.

[19] Housing and Urban Development Center, *National Building Regulations 19*, Iran, Tehran , 2010 (in Persian فارسی)

[20] ASHRAE, *2009 ASHRAE Handbook - Fundamentals*, SI Edition, Chapter 9, Atlanta: ASHRAE Inc, 2009.

[21] *Weather Data*, Accessed on Julay 2016; https://energyplus.net/weather,

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.37.8]