ماهنامه علمى پژوهشى



mme.modares.ac.ir

# بررسی تحلیلی سرمایش مستقیم زمینی با استفاده مخزن ذخیره زمینی در شرایط آبوهوايي شهر تبريز

 $^{*2}$ عسگر مینایی<sup>1</sup>، مهدی معرفت

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

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

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

چکیدہ	اطلاعات مقاله
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	مقاله پژوهشی کامل دریافت: 05 مرداد 1395 پذیرش: 20 شهریور 1395 ارائه در سایت: 11 مهر 1395
— انتقال حرارت هدایتی گذرا در مختصات کروی و در راستای شعاعی در نظر گرفتهشده است. ساختمان نمونه در نرمافزار انرژی پلاس و مخزن	کلید واژگان:
ذخیره زمینی در نرمافزار متلب شبیهسازیشدهاند. درنهایت این دو به هم کوپل شدهاند و عملکرد سیستم سرمایش زمینی موردبررسی قرارگرفته	مخزن ذخيره زميني كروى
است. نتایج نشان میدهد ابعاد مخزن ذخیره کروی تأثیر بسزایی در تأمین آسایش اتاق دارد. برای ساختمان نمونه با سطح مقطع 48m² قطر	حل تحلیلی
بهینه مخزن برای کاربری مسکونی m 3.5 و برای کاربری اداری برابر با 3.0 m می باشد. با کمتر شدن قطر مخزن از قطر بهینه ساعات عدم	قطر بهينه
آسایش بهشدت افزایش مییابد. همچنین در قطرهای بیشتر از قطر بهینه ساعات عدم آسایش به مقدار ناچیزی افزایش مییابد. همچنین در	شهر تبریز
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<sup>\*</sup>

Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran \* P.O.B. 14115-111, Tehran, Iran, maerefat@modares.ac.ir

ARTICLE INFORMATION	Abstract
Original Research Paper Received 26 July 2016 Accepted 10 September 2016 Available Online 02 October 2016	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
Keywords: Underground Energy Storage Tank Analytical Solution Optimum diameter Tabriz City	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 as 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

زمین، مبدل های حرارتی گمانه و همچنین مخزن ذخیره زمینی توسط محققان متعددی مورد بررسی قرار گرفته است. میر احمدی و همکاران [1] در یک مطالعه تحلیلی به بررسی امکانسنجی استفاده از مبدل های حرارتی هوا-زمین در شهرهای مختلف ایران برای حالت سرمایش پرداختهاند. مبدل های حرارتی گمانه و همچنین مخزن ذخیره زمینی بهطور متداول

در پمپهای حرارتی زمین گرمایی مورداستفاده قرار گرفتهاند. در این پمپها زمین در حالت سرمایش بهعنوان چاه حرارتی برای کندانسور و در حالت 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 مبدل های حرارتی هوا-

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

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.

یومورتاش 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. یومورتاش و همکاران در دو مطالعه دیگر [6.5] 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 درصورتی که 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 **ت 15.7** 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 **ت 20 23** باشد. مخزن مستطیلی با طول m 20 و عرض و عمق m 2 در نظر گرفتهشده است. محققان اظهار کردهاند که این سیستم نمی تواند در کل دوره سرمایش کار کند و می تواند به عنوان 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 پژوهش های انجام شده نشان می دهد که تابه حال مطالعات محدودی در زمینه استفاده مستقیم از مبدل های حرارتی زمین گرمایی در ساختمان انجام گرفته است. در زمینه استفاده مستقیم از مخزن ذخیره زمینی برای سرمایش ساختمان فقط یک موردمطالعه یافت شد. تابه حال هیچ مطالعهای در زمینه استفاده مستقیم از مخزن ذخیره زمینی برای سرمایش ساختمان در ایران گزارش نشده است. برآورد اولیه ما نشان می دهد که این استفاده از مخزن ذخیره زمینی می تواند 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 قرار گرفته است.

### 2- استفاده مستقیم از مخزن ذخیره زمینی در ساختمان

همانطور که در شکل 1 نشان داده شده است. سیستم استفاده مستقیم از مخزن ذخیره زمینی از دو قسمت مخزن ذخیره زمینی و فن کویل تشکیل شده است. ابتدا مدل سازی حرارتی مخزن ذخیره زمینی و فن کویل توضیح داده شده و سپس کوپل این دو سیستم با ساختمان توضیح داده می شود.

## 1-2- مدلسازی حرارتی مخزن ذخیرہ 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].

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

در رابطه (1)، T متوسط سالیانه دمای زمین، A دامنه سالیانه دمای سطح زمین، z عمق زمین،  $\alpha_s$  ضریب نفوذ حرارتی خاک،  $\tau$  زمان و  $\tau_0$  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 **10** =  $\alpha_s$ ) دامنه ی تغییرات خود را به طور عمده از دست داده و به میزان ثابت  $T_m$  می رسد. در مدل سازی در این مقاله فرض شده است که مخزن به حد کافی پایین *T*ر از این m6 در نظر گرفته شده است به مین دلیل دمای خاک در فاصله بسیار دور از مخزن در یک بی می این  $T_m$  می رسد. در میز مازی در این مقاله فرض شده است که مخزن به حد کافی پایین *T*ر از بین m6 در نظر گرفته است. سریل در مای خاک در فاصله مخزن در یک بی نهایت  $T_m$  در نظر گرفته بسیار دور از مخزن برابر با دمای ثابت سالیانه یعنی  $T_m$  در نظر گرفته می شود.

برای حل مسئله در این قسمت از مفهوم تابع <sup>6</sup> 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.

## **G** محاسبه تابع -1-1-2

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.

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

در شکل 2، C<sub>f</sub> ، بیانگر ظرفیت حرارتی سیال داخل کره است که مقدار آن از رابطه (4) به دست میآید.

$$C_{\mathbf{f}} = \rho_{\mathbf{f}} V_{\mathbf{f}} c_{\mathbf{p},\mathbf{f}} \tag{3}$$

در رابطه (3)،  $\rho_{\rm f}$  بیانگر چگالی،  $V_{\rm f}$  سطح مقطع و  $c_{\rm p,f}$  گرمای ویژه در فشارثابت است. در شکل 2،  $R_{\rm fp}$  بیانگر مقاومت سیال-مخزن است که از رابطه (4) به دست میآید.

$$R_{\rm fp} = R_{\rm conv} + R_{\rm cond} = \frac{1}{4\pi r_{\rm pi}^2 h_{\rm c}} + \frac{r_{\rm po} - r_{\rm pi}}{4\pi k_{\rm p} r_{\rm pi} r_{\rm po}} \tag{4}$$

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

$$h_c = 0.098 Ra^{0.345}$$
 (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 نمی کند.



Fig.2 Schematic presentation of the problem.  $\mathbf{\hat{H}}$  شکل 2 طرح نمادین هندسه حل

ناحیه حل به دو قسمت داخل مخزن کروی و خاک اطراف مخزن تقسیم می شود. در داخل مخزن سیال به صورت تک دما گرفته می شود، 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 به صورت تک دما معادله انتقال حرارت به صورت رابطه (6) تعریف می شود.

$$C_{\rm f} \frac{dT_{\rm f}}{dt} = Q_{\rm f} + \frac{T_{\rm po} - T_{\rm f}}{R_{\rm fp}}$$
(6)

در رابطه بالا  $T_{po}$  و  $T_{po}$  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:

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

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

$$T(\mathbf{r},\mathbf{0}) = T_{\rm G} \tag{8}$$

که  $T_{\rm G}$  دمای اولیه زمین است. دمای زمین در فاصله خیلی دور از مخزن ذخیره نیز برابر با  $T_{\rm G}$  است. بنابراین یکی از شرایط مرزی به صورت رابطه (9) درمیآید.

$$T(r \to \infty, t) = T_{\rm G} \tag{9}$$

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

$$-k_{s}\frac{\partial T}{\partial r}\cdot\mathbf{4\pi r^{2}}|_{r=r_{po}}=Q_{po}$$
(10)

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

$$-k_{\rm s}\frac{\partial T}{\partial r}\cdot\mathbf{4}\pi r^{2}|_{r=r_{\rm po}}=\frac{T_{\rm f}-T_{\rm po}}{R_{\rm fp}} \tag{11}$$

رای راحتی از تغییر متغیرهای رابطه (12) استفاده می شود:  
(12) 
$$\theta = T - T_{\rm G}$$

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

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup>G-function

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

با توجه به اینکه تابع ( $s_f(s)$  بر روی  $\Gamma_e$  دارای مقدار تکین است. بنابراین ابتدا  $\theta_f(t)$  بیلاس معکوس مشتق تابع  $\theta_f(t)$  محاسبه می شود و سپس  $\theta_f(t)$  محاسبه می شود:

$$s\bar{\theta}_{f} = \mathcal{L}\left(\frac{\partial\theta_{f}}{\partial t} - \theta_{f}(\mathbf{0}, r)\right) = \mathcal{L}\left(\frac{\partial\theta_{f}}{\partial t}\right) \rightarrow$$
$$\frac{\partial\theta_{f}}{\partial t} = -\frac{1}{2\pi i} \int_{\Gamma_{R} + \Gamma_{e} + AB + CD} e^{st} s\bar{\theta}_{f}(s) \,\mathrm{d}s \qquad (26)$$

این انتگرال بر روی منحنیهای ۲<sub>R</sub> و ۲<sub>۶</sub> برابر صفر است. بعد از اندکی کار ریاضی درنهایت معادله بهصورت رابطه (27) درمیآید:

$$\frac{\partial \theta_{\rm f}}{\partial t} = -\frac{2}{2\pi {\rm i}} \int_{AB} e^{st} s \overline{\theta}_{\rm f}(s, r) \, \mathrm{d}s$$
$$= \frac{2}{2\pi {\rm i}} \int_{0}^{\infty} e^{st} s \overline{\theta}_{\rm f}(s) \, \mathrm{d}s \qquad (27)$$

بر روی سطح AB میتوان s = e<sup>m</sup>u تعریف کرد که u عدد حقیقی مثبت است.

$$= \frac{1}{\pi} \int_{0}^{\infty} ul(u) e^{-ut} du$$
(28)

$$l(u) = \operatorname{Im}(\bar{\theta_{f}}(-u)) \tag{29}$$

با استفاده از انتگرال گیری در بازه  $0 e_f$  میتوان  $\theta_f(t)$  را از رابطه (30) به دست آورد:

$$\theta_{t}(t) = \frac{1}{\pi} \int [1 - e^{-ut}] l(u) du$$
(30)

با تغییر متغیر  $2^2 (\alpha_{
m s}/r_{
m b}^2)$  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.

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

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

$$\frac{\partial^2 \overline{\theta}(r,s)}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial \overline{\theta}(r,s)}{\partial r} - \frac{s}{\alpha_s} \overline{\theta}(r,s) = \mathbf{0}$$
(14)

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

$$\overline{\theta}(r \to \infty, \mathbf{0}) = \mathbf{0} \tag{15}$$

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

جواب كلى معادله (14) بەصورت رابطە (17) است.

$$\overline{\theta}(r,s) = A(s) \frac{e^{r\sqrt{s/\alpha_s}}}{2r\sqrt{s/\alpha_s}} + B(s) \frac{e^{-r\sqrt{s/\alpha_s}}}{r\sqrt{s/\alpha_s}}$$
(17)

با توجه به این که جمله اول رابطه سمت راست در  $\infty \to r$  دارای مقدار  $\infty$  است؛ بنابراین که برابر با صفر است.

با اعمال شرط مرزی دوم معادله (17)**، (3)** B به دست میآید. درنهایت توزیع دما در سطح خارجی مخزن بهصورت رابطه (18) به دست میآید.

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

$$\varphi(s) = \frac{1}{4k_s \pi r_{\rm po} (1 + r_{\rm po} \sqrt{s/\alpha_s})}$$
(19)

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

$$\left(1 + \frac{1}{R_{fp}}\varphi(s)\right)\overline{\theta}_{po}(s) - \frac{1}{R_{fp}}\varphi(s)\overline{\theta}_{f}(s) = 0$$
(20)

معادلات (13) و (14) به صورت همزمان حل می شوند درنهایت توزیع دمای سیال در فضای لایلاس به صورت رابطه (21) به دست می آید.

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

از انتگرال گیری 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:

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

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

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

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

 $\partial \theta_{\rm f}$ 

∂t

$$T_{\rm f}(t) - T_{\rm G} = \frac{2Q_{\rm f}}{\pi} \int_{0}^{\infty} \left[ 1 - e^{-\rm Fo \cdot z^2} \right] \cdot f(z) dz \qquad (31)$$

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

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

$$\phi(z) = \frac{i}{4k_s \pi r_{\rm po}(i-z)} \tag{33}$$

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

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

T (1)

تابع بىبعد 6 بەصورت رابطە (35) تعريف مىشود

$$\mathbf{G}(t) = k_{\mathrm{s}} \frac{I_{\mathrm{f}}(t) - I_{\mathrm{G}}}{\omega_{\mathrm{f}}} \rightarrow \\ = \frac{\mathbf{2}k_{\mathrm{s}}}{\pi} \int_{0}^{\infty} [\mathbf{1} - e^{-\mathrm{Fo}\cdot z^{2}}] \cdot f(z) dz$$
(35)

در رابطه (35)، Fo بیانگر عدد فوریه می باشد. عدد فوریه به صورت Fo= a<sub>s</sub>t/r<sub>po</sub> 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 می گیرد.

دمای خروجی سیال از مخزن برابر با دمای بالک سیال داخل محزن 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*<sub>f</sub>) از رابطه (36) به دست میآید.

$$T_{\mathbf{f}}(t) - T_{\mathbf{G}} = \frac{1}{k_{\mathbf{c}}} Q_{\mathbf{f}} \cdot \mathbf{G}(t)$$
(36)

رابطه (36) بر اساس نرخ انتقال حرارت ثابت برحسب زمان بهدست آمده است. با توجه به این که در واقعیت انتقال حرارت انتقالی بین مخزن ذخیره زمینی و زمین اطراف مخزن ( $Q_1$ ) برحسب زمان تغییر می کند، با استفاده از اصل برهمنهی قضیه دوهامل [13] برای بارهای حرارتی گسسته، میتوان رابطه (36) را برای بارهای متغیر بازمان توسعه داد. اگر  $Q_1$  برحسب زمان به صورت بارهای گسسته شکل 4 باشد در این صورت با استفاده از رابطه (37) میتوان دمای متوسط سیال را در هرلحظه محاسبه کرد.

$$T_{f}(t_{n}) = T_{6} + \frac{1}{k_{s}} \sum_{i=1}^{n} \left( Q_{f_{i}} - Q_{f_{i}-1} \right) G(t_{n} - t_{i-1})$$
(37)

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

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

T<sub>fin</sub>(t) دمای سیال در ورودی مخزن و T<sub>fout</sub>(t) دمای سیال در خروجی مخزن است. m دبی جرمی سیال در داخل لوله است. دمای خروجی به صورت

مهندسی مکانیک مدرس، دی 1395، دورہ 16، شمارہ 10

$$T_{f,out}(t) = T_f(t) \tag{39}$$

برای محاسبه دمای خروجی در لحظه T یعنی (t,t) تیاز به مقدار  $P_{f,out}(t_n)$  است، درحالی که برای محاسبه  $P_{f}(t_n)$  طبق رابطه (38) نیاز به مقدار  $P_{f}(t_n)$  است، درحالی که برای محاسبه  $P_{f}(t_n)$  طبق رابطه (38) نیاز به مقدار  $(t_n)$  کردن مقدار  $T_{f,out}(t_n)$  استفاده میشود. بدین ترتیب ابتدا یک مقدار برای  $Q_{f}(t_n)$  مقدار  $(t_n)$  مقدا $(t_n)$  مقدا $(t_n)$  م

در زمان خاموشی سیستم مقدار  $Q_{\mathbf{f}}(t_n)$  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) به صورت مستقیم محاسبه می شود.

## 2-2- شبیهسازی حرارتی فن کویل

برای شبیه سازی فن کویل از روش NTU – ۲ استفاده می شود. در مدل سازی فرض می شود که فقط انتقال حرارت محسوس در فن کویل روی می دهد. هدف از شبیه سازی فن کویل محاسبه دمای آب وهوای 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 می رود و ورودی آن نیز هوای محیط بیرون است. در فن کویل دمای هوا و آب خروجی از مبدل به صورت روابط (40) و (41) است [14].

$$T_{\rm in,room} = T_{\rm Outdoor} + \varepsilon (T_{\rm Outdoor} - T_{\rm in,FC})$$
(40)

$$T_{\text{out,FC}} = T_{\text{in,FC}} + C(T_{\text{Outdoor}} - T_{\text{in,room}})$$
(41)



 $Q_{\mathbf{f}}(t_n)$ 

که ٤ ضریب تأثیر مبدل حرارتی است و بهصورت رابطه (42) تعریف میشود.

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

در رابطه (fa)  $m_a$  (41) در رابطه  $c_{pa}$  گرمای هوا ویژه در فشارثابت،  $T_{in,FC}$  و  $T_{in,room}$   $T_{Outdoor}$  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].

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

که  $CR = (mc_p)_{min}/(mc_p)_{max}$  که  $CR = (mc_p)_{min}/(mc_p)_{max}$ 

## 2-3- كوپل ساختمان با مخزن ذخيره زميني و فن كويل

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 140-1200 [51] انتخاب شده است. اتاق استاندارد 600 یک فضای نمونه به ابعاد 2007 (12] انتخاب شده است. اتاق دارای دو پنجره به ابعاد **30 × 2** متر در دیوار جنوبی است. پنجرهها در ارتفاع 20 cm از کف زمین قرار گرفتهاند. 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**W/m<sup>2</sup>** برای هر متر مربع در نظر گرفته میشود [16]. با توجه به اینکه سطح اتاق برابر با **48m<sup>2</sup>** می باشد. به همین دلیل بار کل روشنایی 5**W/m<sup>2</sup> × 48m<sup>2</sup> = 240W** 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 ACH می باشد.

مخزن ذخیره و فن کویل در نرمافزار متلب مدل می شوند و ساختمان نمونه در نرمافزار انرژی پلاس مدل می شود. 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 MLE + GUI استفاده می شود. کد MLE + GUI توسط برنال و همکاران [17] در دانشگاه پنسیلوانیا توسعه یافته است. این ابزار برای استفاده از قابلیتهای نرمافزار متلب در طراحی، بهینه سازی و... در نرمافزار انرژی پلاس توسعه داده شده است. این ابزار بهعنوان رابط بین نرمافزار انرژی پلاس و نرمافزار متلب عمل می نماید.

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

ذخیره،  $T_{
m out,UTS}$  دمای آب خروجی از مخزن ذخیره،  $T_{
m in,FC}$  دمای آب ورودی به فن کویل و  $T_{
m out,CC}$  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 به صورت شماتیک در شکل 5 نشان داده شده است.

ماکزیمم دبی هوای ورودی به اتاق m<sub>a</sub> = **0.2 kg/s** در نظر گرفته شده است. دبی هوای ورودی به اتاق متغیر و به صورت مقسومهای صحیح از ماکزیمم دبی یعنی مقادیر **0.2,0.2/2,0.2/4,...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 mw = 0.2 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 نتايج

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

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

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 <sup>0</sup>C 12 است. هر دو کاربری مسکونی و اداری ساختمان نمونه مورد بررسی قرار می گیرد.



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.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> ANSI/ASHRAE Standard 140-2007

توزیع بار حرارتی ساختمان بهشدت بر روی عملکرد حرارتی مخزن ذخیره زمینی اثر می گذارد. مصالح ساختمان و نوع جداره پنجرهها نیز بر روی بارهای حرارتی تأثیر می گذارند. به همین دلیل انتخاب مصالح ساختمان از اهمیت به سزایی برخوردار است. مصالح ساختمان به گونهای انتخاب شده 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.

جنس مخزن از فولاد ضدزنگ باضخامت l cm استفاده شده است. یکی دیگر از مهم ترین 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 **1.08** W/mK تا  $k_s$  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 داده شده است. لازم به ذکر است که خواص حرارتی مصالح ساختمان در جدول 1 از مبحث 10 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 C<sup>0</sup> 2.65-24 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<sup>0</sup> 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

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 به طور تقریبی در تمامی ساعات برقرار کند و دمای اتاق را پایین تر از 0<sup>°</sup> 26 نگه دارد. ولی از

جدول 1 خواص ترموفيزيكي مصالح ساختمان، خاک و مخزن ذخيره Table 1 Thermal properties of building construction materials. Soil and reservoir tank.

thikness (cm)	$k (Wm^{-1}K^{-1})$	$(Jkg^{-1}K^{-1})$	ρ (kgm <sup>-3</sup> )	مواد
20	1.4	960	2300	بتن
3.0	0.3	1000	800	گچ
2	2.9	880	2590	سنگ نما
2	0.7	920	2100	آسفالت
2.5, 5	0.037	1300	35	پلی استایرن
-	1.08	752	2000	خاک
1	16.26	465	7833	مخزن ذخيره

روز 80 تا روز 95 دمای اتاق در بسیاری از ساعات، از  $^{0}$  20 بالاتر می ود که این امر نشان می دهد که در این روزها سیستم مخزن ذخیره با قطر 3m نمی تواند 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 می تواند آسایش حرارتی را بر آورده 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. 3m کی6 تغییرات دمای اتاق با کاربری مسکونی با مخزن ذخیره زمینی با قطر 3m, برای دوره زمانی از 1 تیر 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. 4m شكل7 تغییرات دمای اتاق با كاربری مسكونی با مخزن ذخیره زمینی با قطر برای دوره زمانی از 1 تیر تا 31 شهریور (123 روز)

Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-05-01

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 30 و 40 و برای هر دو کاربری مسکونی نشان می دهد. با توجه به شکل 9 مشاهده می شود 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 به علت اینکه سیستم در بیشتر زمان ها روشن است دمای مخزن با شیب زیادی افزایش می یابد. در روزهای بعدی نیز تغییر دمای مخزن را می توان بر این اساس توجیه کرد. همچنین مشاهده می شود که شیب تغییرات در مخزن با قطر 40 بسیار کمتر از مخزن با قطر 30 می می در کاربری اداری نیز نسبت به کاربری 30 می باشد. این سبب کاهش انتقال حرارت انتقالی از ساختمان به زمین شده و مود. 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. شكل8 تغییرات دمای اتاق با كاربری اداری با مخزن ذخیره زمینی با قطر 3m برای دوره زمانی از 11یر تا 31 شهریور (123 روز)



Fig.9 variations of fluid temperature of the rezervoir شكل9 تغييرات دماى سيال داخل مخزن ذخيره

جدول 2 تأثير قطر مخزن ذخيره كروى بر آسايش حرارتى ساختمان نمونه Table 2 The impact of spherical storage tank diameter on thermal comfort of the sample building

م آسایش	ساعات عد	(m) <b>[</b> =ä
کاربری اداری	کاربری مسکونی	قطر (۱۱۱)
55	304	2.5
8	107	3.0
10	8	3.5
11	11	4.0
12	13	4.5

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- جمع بندی و نتیجه گیری

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 می دهد استفاده از مخزن ذخیره با قطر کوچک باعث عدم تأمین آسایش در روزهای مشخصی از دوره سرمایش می شود. بطوریکه برای ساختمان نمونه با سطح مقطع <sup>4</sup>88 با کاربری مسکونی تعداد ساعات عدم آسایش در قطر 2.5m برابر با 304 ساعت می باشد ولی برای قطر 3.5m تعداد ساعات عدم آسایش فقط 8 ساعت می باشد. البته با افزایش قطر مخزن ذخیره کروی به بیش از قطرهای 3.5m مقدار ساعات عدم آسایش به مقدار ناچیزی افزایش می یابد. این امر نشان دهنده وجود یک قطر بهینه برای یک ساختمان

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

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<sup>-1</sup>)
- (Jkg<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup>) گرمای ویژه در فشارثابت  $c_p$ 
  - Fo عدد فوريه
  - **G** تابع جي
  - $(Wm^{-2}K^{-1})$  ضریب جابجایی h
- $(Wm^{-1}K^{-1})$  ضریب هدایت حرارتی k
  - (kgs<sup>-1</sup>) دبي جرمي *m* 
    - NTU تعداد واحد انتقال
      - Pr عدد پرانتل
  - Q نرخ انتقال حرارت (W)
  - (Wm<sup>-2</sup>) شار حرارتی q'
  - (mKW<sup>-1</sup>) مقاومت حرارتی (R
    - m) شعاع (m)
    - Ra عدد رايلي
    - Re عدد رينولدز
    - (K) دما *T*
    - t زمان (min)

علائم يونانى

- (m<sup>2</sup>s<sup>-1</sup>) ضريب نفوذ حرارتی (c
  - ضريب تأثير فن كويل  $\varepsilon$
  - (**K**) און והדע שיר שיר (**K**) און שיר שיר שיר שיר שיר  $\theta$ 
    - ρ چگالی (kgm<sup>-3</sup>)

#### زيرنويسها

- **a** هوا
- cooling load بار سرمایش ساختمان
  - cond هدایت
  - conv جابجایی
    - -FC ف
  - FC فن كويل

G

- **fp** سيال-مخزن
- خاک خیلی دور از مخزن ذخیره
  - **in** ورودی
  - out خروجی
    - Outdoor

pi

DO

- ديوار داخلى مخزن
- ديوار خارجي مخزن

محيط بيرون

s خاک

UST مخزن ذخیرہ 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 فارسى)
- [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,

DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.10.37.8