



بررسی سیستم سرمایش ترکیبی کانال زیرزمینی هوا و خنک کننده تبخیری مستقیم و ارزیابی عملکرد آن

مهدی معرفت^{1*}، صادق احمدی²، امین حقیقی پشتیری³

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

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

3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

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

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 24 آذر 1393

پذیرش: 28 بهمن 1393

ارائه در سایت: 15 فروردین 1394

کلید واژگان:

کانال زیرزمینی هوا

ارزیابی عملکرد

خنک کننده تبخیری مستقیم

سرمایش غیرفعال

آسایش حرارتی

چکیده

در مقاله حاضر به معرفی و پیشنهاد سیستم ترکیبی کانال زیرزمینی هوا و خنک کننده تبخیری مستقیم برای تأمین بار سرمایشی منازل در فصل گرما و ارزیابی عملکرد این سیستم برای اقلیم شهر تهران پرداخته شده است. این ارزیابی برای شهر تهران که دارای اقلیم آب و هوایی گرم و خشک است و در گرم‌ترین روز سال، انجام گردیده است. ابتدا به مدل‌سازی ریاضی اجزای سیستم ترکیبی موجود در این مقاله پرداخته شده است و سپس به کمک مدل‌سازی‌های ریاضی به محاسبه توزیع دمای خروجی هوا از هر یک از اجزای سیستم ترکیبی پیشنهادی پرداخته شد. نتایج حاکی از کاهش حدود 10 درجه‌ای دمای هوا در کانال زیرزمینی و کاهش 6 درجه‌ای دمای هوا در خنک کننده تبخیری مستقیم دارد. با توجه به دماهای بدست آمده از این سیستم ترکیبی و همچنین با توجه به ناحیه آسایش حرارتی، مشخص گردید که این سیستم قادر است تا آسایش حرارتی را برای ساکنین در گرم‌ترین روز سال در شهر تهران تأمین کند. در ادامه با محاسبه راندمان سیستم ترکیبی مورد بررسی در این مقاله، مشاهده شد که راندمان این سیستم بالای 1 است که نشان از کارایی بالای این سیستم دارد. در نهایت با مقایسه راندمان سیستم ترکیبی حاضر و خنک کننده تبخیری مستقیم مشاهده شد که راندمان آن تا 45 درصد بیشتر از آن است. همچنین راندمان این سیستم ترکیبی بسیار بالاتر از سیستم‌های رایج مکانیکی موجود بوده و با توجه به غیرفعال بودن این سیستم، با محیط زیست نیز سازگار است. بنابراین با توجه به مطالب یاد شده این سیستم سرمایش ترکیبی می‌تواند جایگزین مناسبی برای سیستم‌های تهویه مطبوع متداول باشد.

Investigation and performance analysis of a hybrid cooling system of air underground channel and direct evaporative cooler

Mehdi Maerefat^{1*}, Sadegh Ahmadi¹, Amin Haghghi Poshtiri²

1- Department of Mechanical Engineering, Tarbiyat 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 15 December 2014
Accepted 17 February 2015
Available Online 04 April 2015

Keywords:

Air underground channel
Performance evaluation
Direct evaporative cooler
Passive cooling
Thermal comfort

ABSTRACT

In the present paper, cooling performance of a hybrid system of air underground channel and direct evaporative cooler to provide cooling load for residential spaces was investigated in summer and its performance evaluation was studied for Tehran, Iran. The study was performed on the hottest day of the year in Tehran, which has a hot and dry condition. At first, mathematical modeling of the hybrid system components was developed, then by using the mathematical modeling, outlet air temperature distribution of any component of the proposed hybrid system was calculated. The obtained results imply that air temperature drops about 10°C in underground air channel and 6°C in direct evaporative cooler. According to the obtained temperatures and thermal comfort zone, it was found that the hybrid system is able to provide, on the hottest days of the year, thermal comfort for the residential occupants in Tehran. Then, by calculating the system efficiency, it was found that the efficiency is more than 1 which indicates high performance of the hybrid system. Eventually, by comparing the efficiency of the hybrid system and direct evaporative cooler it was found that efficiency of the hybrid system is 45 percent more than direct evaporative cooler. Also the system efficiency is higher than conventional mechanical systems efficiency and it is eco-friendly because the system is passive. Thus according to the present work, the proposed hybrid cooling system could be a suitable alternative for conventional HVAC systems.

Please cite this article using:

M. Maerefat, S. Ahmadi, A. Haghghi Poshtiri, Investigation and performance analysis of a hybrid cooling system of air underground channel and direct evaporative cooler, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 5, pp. 137-144, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

M. Maerefat, S. Ahmadi, A. Haghghi Poshtiri, Investigation and performance analysis of a hybrid cooling system of air underground channel and direct evaporative cooler, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 5, pp. 137-144, 2015 (In Persian)

1- مقدمه

با نگاهی به مصرف سوخت و انرژی در دنیا متوجه می‌شویم که روند مخربی برای منابع انرژی جهان در حال پیش‌روی است. بنابراین می‌توان بیش از پیش، نیاز فوری و مهم به استفاده از منابع انرژی جایگزین و تجدیدپذیر را درک کرد [1]. امروزه اکثر ساختمان‌های تجاری، آموزشی، صنعتی و مسکونی از سیستم های متداول مکانیکی برای تأمین آسایش حرارتی ساکنین استفاده می‌کنند. سیستم‌های سرمایش غیرفعال بدلیل اینکه نسبت به سیستم‌های فعال، با استفاده از مصرف انرژی پایین‌تری کار می‌کنند، در سال‌های اخیر طرفداران بسیاری پیدا کرده است. یکی از راه‌های کاهش مصرف انرژی در ساختمان‌ها، استفاده از کانال‌های زیرزمینی هوا می‌باشد. این کانال‌ها از اختلاف دمای اعماق زمین و دمای هوای خارج، برای پیش‌گرمایش و پیش‌سرمایش هوای ورودی به ساختمان استفاده می‌نمایند.

برای کاهش مصرف انرژی در ساختمان‌ها، تنها استفاده از یک خط مشی و یا راه حل امکان‌پذیر نمی‌باشد چرا که این امر، حتی در صورت موفقیت، تنها بخش کوچکی از مصرف انرژی ساختمان‌ها را کاهش می‌دهد. لذا در کنار راه‌هایی از قبیل صرفه‌جویی انرژی توسط طراحی معماری، استفاده از مصالح مناسب و عایق‌کاری، استفاده از سیستم‌های تهویه مطبوع مناسب، استفاده از منابع انرژی‌های تجدیدپذیر در ساختمان‌ها و غیره، استفاده از تکنولوژی و سیستم‌های جدید برای کاهش مصرف انرژی ساختمان نیز ضروری می‌باشد. یکی از این راه‌ها، استفاده از کانال زیرزمینی هوا می‌باشد [2].

دارکوا و همکاران در سال 2010 به بررسی عددی و تجربی یک سیستم کانال زیرزمینی هوا در چین پرداختند و به این نتیجه رسیدند که این سیستم در تابستان قادر به تأمین 86% بار سرمایشی و در زمستان قادر به تأمین 62% بار گرمایشی ساختمان خواهد بود [3]. کامارگو و دانیل در سال 2005 به مدل‌سازی ریاضی سیستم سرمایش تبخیری مستقیم پرداختند. آن‌ها گزارش کردند که این سیستم تا 4/7 درجه سانتی‌گراد می‌تواند هوا را خنک کند [4].

معرفت و حقیقی در سال 2010 به بررسی عملکرد سرمایشی سیستم ترکیبی کانال زیرزمینی هوا و دودکش خورشیدی پرداختند و نتیجه گرفتند که با آرایش مناسب از لحاظ تعداد کانال‌های زیرزمینی هوا و تعداد دودکش‌های خورشیدی این سیستم ترکیبی، می‌توان حتی تا دمای هوای بیرون 45 درجه سانتی‌گراد، آسایش حرارتی را در داخل ساختمان تأمین کرد [5]. حیدری نژاد و همکاران در سال 2010 به بررسی سیستم ترکیبی خنک‌کننده تبخیری مستقیم و مبدل حرارتی عمودی زمینی پرداختند. آن‌ها گزارش کردند که برای اقلیم تهران در بعضی روزها، سیستم سرمایش تبخیری مستقیم به تنهایی نمی‌تواند آسایش حرارت را تأمین کند و سیستم ترکیبی پیشنهادی دارای راندمان بالایی است [6].

در این مقاله، یک سیستم ترکیبی غیرفعال¹ به منظور تأمین سرمایش مورد نیاز ساختمان در فصل گرما ارائه می‌گردد که متشکل از کانال زیرزمینی هوا و خنک‌کننده تبخیری مستقیم است. سیستم پیشنهادی دارای راندمان بالایی است و بدلیل استفاده از ظرفیت حرارتی زمین، از نظر زیست محیطی نیز مناسب است. بنابراین این سیستم را می‌توان جایگزین سیستم‌های متداول مکانیکی، که راندمان پایین‌تری دارند و انرژی زیادی مصرف می‌کنند، برای تأمین آسایش حرارتی در ساختمان قرار داد.

2- نحوه کارکرد سیستم

در شکل 1 نمای شماتیکی از یک سیستم سرمایشی ترکیبی متشکل از کانال زیرزمینی هوا و سرمایش تبخیری مستقیم به نمایش گذاشته شده است. همان‌طور که در شکل 1 دیده می‌شود، هوای محیط بعد از عبور از فن تعبیه شده در ابتدای کانال زیرزمینی، با سرعت بالاتری وارد کانال زیرزمینی می‌شود و ضمن عبور از کانال، بدلیل اختلاف دما با خاک اطراف، قسمتی از گرمای خود را به خاک می‌دهد و کمی خنک می‌شود. بعد از این مرحله، هوای تا حدودی خنک شده خروجی از کانال زیرزمینی هوا، وارد خنک‌کننده تبخیری مستقیم گشته و ضمن مبادله حرارت و جرم با آب، علاوه بر خنک شدن به رطوبت نسبی آن نیز افزوده می‌گردد. بنابراین با این سیستم پیشنهادی می‌توان آسایش حرارتی هوای داخل را برای ساختمان و ساکنین آن تأمین کرد.

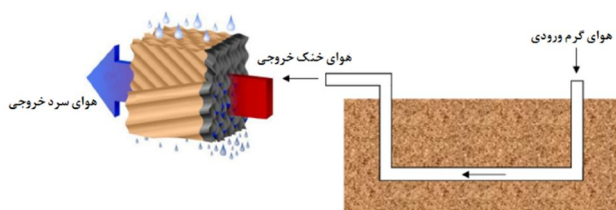
3- مدل‌سازی ریاضی کانال زیرزمینی هوا

از آنجایی که زمین در تابستان سردتر از هوای محیط و در زمستان گرم‌تر از آن است، می‌توان از آن به‌عنوان یک چشمه و یا چاه حرارتی برای تأمین آسایش حرارتی استفاده کرد. افزایش عمق زمین باعث افزایش تفاوت دمای زمین و دمای هوا و نزدیکی دمای زمین به متوسط سالانه دمای هوا می‌گردد. لذا دمای زمین پس از عمق خاصی تغییر محسوسی نخواهد داشت. دمای زمین تحت تأثیر عواملی همچون تابش خورشید و هوای سطح آن، در هر لحظه و هر عمقی تغییر می‌کند. کاسودا و آرکناخ در سال 1965 رابطه‌ای برای تغییرات دمای زمین با زمان و عمق بدست آوردند (معادله 1) که این رابطه از حل معادله هدایت حرارتی یک بعدی گذرا در یک جسم نیمه بی‌نهایت، با شرط مرزی دمای سطح بصورت سینوسی، بدست آمده است و در زیر ملاحظه می‌گردد [7]:

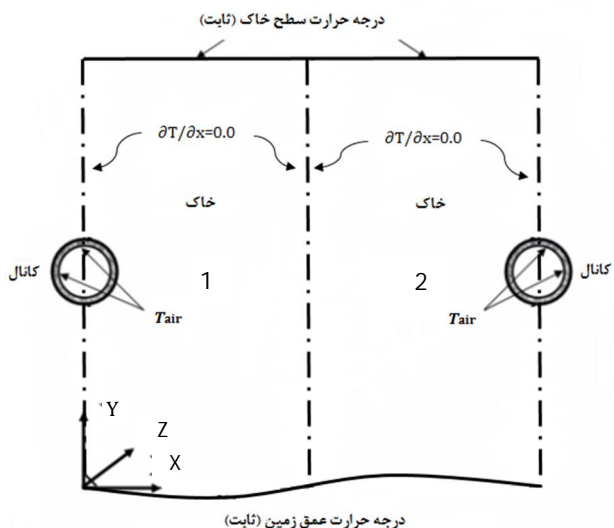
$$T(z, t) = T_m + A \exp\left(-z \sqrt{\frac{\pi}{365\alpha_s}}\right) \cos\left(\frac{2\pi}{365}(\tau - \tau_0 - \frac{z}{2} \sqrt{\frac{365}{\pi\alpha_s}})\right) \quad (1)$$

که در رابطه (1)، τ زمان، Z عمق زمین، τ_0 تأخیر زمانی مربوط به شروع دلخواه از یک زمان مشخص، T_m متوسط دمای سالیانه زمین، A دامنه سالیانه دمای سطح زمین و α_s ضریب نفوذ حرارتی خاک می‌باشد. در شکل 2 تغییرات دمای زمین برحسب عمق‌های مختلف و در طول روزهای سال برای شهر تهران به ازای تغییرات دمای سینوسی سطح زمین به نمایش در آمده است.

با توجه به نمودار شکل 2 می‌توان دریافت که دمای زمین از عمقی در حدود 6 متر به بعد دیگر تغییرات چندانی با افزایش عمق ندارد و می‌توان گفت که دمای زمین ثابت و برابر متوسط دمای سالیانه است. به‌منظور بررسی عملکرد این سیستم ترکیبی، ابتدا لازم است که به تحلیل و مدل‌سازی کانال زیرزمینی هوا پرداخته شود. با توجه به پیچیدگی تحلیل انتقال حرارت از



شکل 1 نمای شماتیکی از سیستم ترکیبی سرمایشی کانال زیرزمینی هوا و خنک‌کننده تبخیری مستقیم

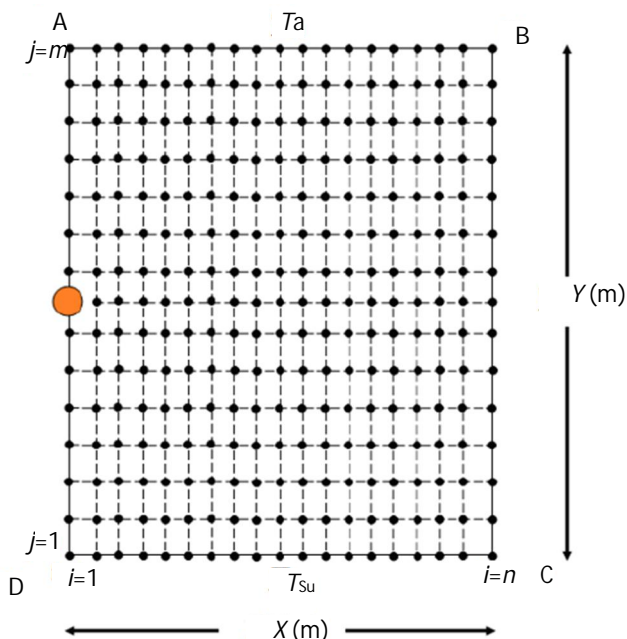


شکل 3 شماتیک دو کانال زیرزمینی مجاور

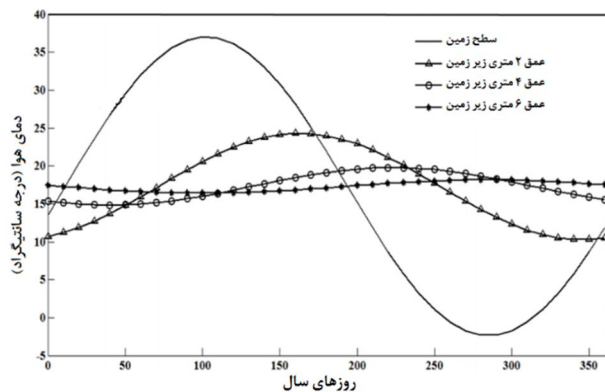
برای حل معادله دیفرانسیل فوق، شبکه‌ای محاسباتی، به صورت شکل 4 در نظر گرفته می‌شود که در آن، نقطه با مختصات $(1, (m+1)/2)$ بیانگر کانال زیرزمینی هوا می‌باشد.

برای حل عددی معادله (2)، معادله هدایت حرارتی، از روش تفاضل محدود¹ برای گسسته‌سازی استفاده شده است که با توجه به این‌که نحوه گسسته‌سازی این معادله نکته جدیدی ندارد از بیان آن در این مقاله خودداری شده است.

ابتدا برای شروع حل عددی کل میدان حل یک حدس اولیه برای تمام دامنه محاسباتی بجز مرزهای دما ثابت و نقطه محاسباتی مربوط به کانال زیرزمینی در نظر گرفته می‌شود. دمای اولیه نقطه محاسباتی مربوط به کانال زیرزمینی برابر دمای هوای ورودی به کانال در نظر گرفته می‌شود. سپس بوسیله معادله هدایت حرارتی گسسته شده و حل شبکه محاسباتی شکل 4،



شکل 4 شبکه محاسباتی در صفحه گذرنده از مقطع کانال زیرزمینی هوا



شکل 2 تغییرات دمای زمین به ازای عمق‌های مختلف در طول سال برای شهر تهران

کانال زیرزمینی هوا به درون زمین، برای ساده کردن مسئله و مدل‌سازی آن، فرضیات زیر در نظر گرفته می‌شود:

- 1- خاک اطراف لوله‌ها همگن فرض می‌شود و خواص حرارتی آن از جمله ضریب هدایت حرارتی ثابت در نظر گرفته می‌شوند.
- 2- جریان درون کانال زیرزمینی هوا، هم از نظر حرارتی و هم از نظر هیدرودینامیکی، توسعه‌یافته فرض می‌شود.
- 3- مجموعه سیستم در حالت پایا قرار دارد.
- 4- دمای سطح دامنه محاسباتی برابر دمای محیط در نظر گرفته شده

است. مسئله حل توزیع دمای لوله مدفون درون خاک یک مسئله کلاسیک بوده و حل‌های تحلیلی و عددی مختلفی نیز برای آن ارائه شده است که برخی از نویسندگان از شرط مرزی جابجایی و برخی دیگر از شرط مرزی دما ثابت برای سطح خاک برای بدست آوردن توزیع دمای درون لوله مدفون استفاده کرده‌اند. در این مقاله نیز به تبع آن می‌توان از هر دو شرط مرزی استفاده کرد که با توجه به سادگی شرط دما ثابت از این شرط مرزی در این پژوهش بهره گرفته شده است.

طرح شماتیکی از مقطع دو کانال زیرزمینی مجاور، در شکل 3 نشان داده شده است. مطابق شکل، کانال زیرزمینی هوا، مجموعه‌ای متشکل از لوله‌های مدفون زیرزمینی است که در راستای عمود بر صفحه (محور Z) و به صورت افقی امتداد یافته‌اند. با فرض این‌که کانال واقع در ناحیه 1، در میان دو کانال دیگر قرار گرفته باشد، گرادیان دما در راستای محور افقی و روی مرز بین دو ناحیه 1 و 2، به دلیل تقارن صفر خواهد بود. در صورت وجود تنها یک کانال، گرادیان دما در راستای محور افقی و روی خطی عمودی و دور از کانال، بدلیل عدم تأثیر از آن، صفر خواهد بود. لازم به ذکر است که گرادیان دما در راستای محور افقی و روی خط عمودی گذرنده از مرکز کانال نیز صفر است. علت این امر وجود تقارن و برابری درجه حرارت خاک در نقاط مجاور و طرفین این خط است.

تعیین درجه حرارت هوای خروجی از کانال، مستلزم محاسبه درجه حرارت خاک در نقاط مجاور سطح خارجی کانال و در طول آن است. تعیین درجه حرارت خاک در نقاط مجاور سطح کانال مستلزم حل معادله هدایت حرارتی در خاک است.

معادله هدایت حرارتی در حالت دوبعدی و با فرض ثابت بودن ضریب هدایت حرارتی خاک بصورت معادله (2) در می‌آید:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k_s}{\rho_s c_{ps}} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

بنابراین می‌توان روند تعیین درجه حرارت هوای خروجی از کانال زیرزمینی را بطور خلاصه بصورت ذیل بیان کرد:

1. ابتدا درجه حرارت کلیه نقاط میدان حل به استثنای نقاط واقع بر روی خطوط AB و CD و همچنین نقطه به مختصات $(1, (m+1)/2)$ که درجه حرارت آن برابر با درجه حرارت هوای مرکز داخل کانال در هر مقطع از آن است، حدس زده می‌شوند.
2. با حل تکراری کل میدان حل در صفحه گذرنده از هر مقطع و پس از همگرایی جواب‌ها، با بدست آوردن متوسط دمای نقاط محاسباتی اطراف کانال زیرزمینی، حرارت منتقل شده از هوای داخل کانال به خاک اطراف آن محاسبه می‌شود (مرحله تاثیر دمای خاک بر محاسبه دمای هوای درون کانال).
3. درجه حرارت هوای خروجی از هر مقطع یا ورودی مقطع بعدی، با استفاده از معادله (8) بدست می‌آید.
4. دمای جدیدی را که برای کانال زیرزمینی از مرحله 3 بدست آمده است را در شبکه محاسباتی شکل 4 قرار داده و ادامه حل مطابق مرحله شماره 2 پی گرفته می‌شود (مرحله تاثیر دمای هوا بر محاسبه دمای خاک اطراف کانال).
5. با تکرار مراحل 1 تا 4، درجه حرارت هوا در مقاطع متوالی کانال و نهایتاً در خروجی آن قابل تعیین خواهد بود.

3-1- صحت‌سنجی نتایج مدل‌سازی

برای صحت‌سنجی کار حاضر، دلیل موجود نبودن چنین سیستم ترکیبی، اجباراً بایستی تک‌تک اجزای سیستم را به تنهایی صحت‌سنجی کرد. بنابراین ابتدا به بررسی درستی نتایج مربوط به کانال زیرزمینی هوا پرداخته می‌شود. ابتدا برای صحت‌سنجی، یک دستگاه نمونه که خواص مواد و مشخصات دستگاه آزمایشگاهی آن در جدول 1 آمده است، مورد بررسی قرار گرفته است و نتایج این بررسی در نمودار شکل 6 به نمایش درآمده است. همان‌طور که در شکل 6 مشاهده می‌شود، نتایج کار حاضر با دقت مناسبی با نتایج آزمایشگاهی مرجع [9] هم‌خوانی دارد.

4- مدل‌سازی ریاضی سرمایش تبخیری مستقیم

سرمایش تبخیری مستقیم یکی از قدیمی‌ترین و ساده‌ترین روش‌های خنک سازی بوسیله سرمایش تبخیری است که در آن آب و هوا بصورت مستقیم با

جدول 1 خواص مواد و مشخصات دستگاه آزمایشگاهی صحت سنجی شده [9]

| پارامتر | ابعاد | مقدار |
|---------------------------|-------------------|-----------------------|
| طول کانال زیرزمینی هوا | m | 25 |
| عمق دفن کانال‌ها | m | 2/86 |
| قطر کانال | m | 0/305 |
| ضخامت کانال | m | 0/002 |
| ضریب هدایت حرارتی کانال | W/mK | 0/33 |
| ضریب هدایت حرارتی خاک | W/mK | 1/16 |
| ضریب نفوذ حرارتی خاک | m ² /s | $6/45 \times 10^{-7}$ |
| سرعت هوا | m/s | 1/47 |
| چگالی هوا | kg/m ³ | 1/216 |
| لزجت سینماتیکی هوا | kg/ms | 178×10^{-7} |
| ظرفیت گرمای ویژه هوای خشک | J/kgK | 1205 |
| عدد پرانتل هوا | - | 0/65 |
| ضریب هدایت حرارتی هوا | W/mK | 0/028 |

دمای جدید نقاط این شبکه محاسباتی بدست می‌آید. بعد از این مرحله، دمای متوسط نقاط اطراف کانال به منظور محاسبه انتقال حرارت اتلافی از کانال زیرزمینی با متوسط گیری از 4 نقطه محاسباتی اطراف نقطه محاسباتی کانال زیرزمینی، محاسبه گردیده و در نهایت با توجه به رابطه (3) گرمای اتلافی از کانال قابل محاسبه می‌باشد، در واقع می‌توان گفت که در این مرحله، تاثیر دمای خاک اطراف کانال بر دمای هوای درون کانال لحاظ شده است:

$$Q = \frac{(T_{avg} - T_a)}{R_{tot}} \quad (3)$$

که در رابطه بالا R_{tot} نشان‌دهنده مقاومت حرارتی کلی است، از معادله (4) محاسبه می‌گردد [5]:

$$R_{tot} = \frac{1}{2\pi \cdot \Delta Z} \left(\frac{1}{k_t} \ln \left(\frac{r_1+t}{r_1} \right) + \frac{1}{k_s} \ln \left(\frac{r_1+t+\Delta y}{r_1+t} \right) + \frac{1}{h_a} \right) \quad (4)$$

ضریب جابجایی هوای عبوری از کانال بصورت معادله (5) قابل محاسبه است:

$$h_a = \frac{Nu \cdot k_a}{2r_1} \quad (5)$$

که در معادله بالا عدد ناسلت بصورت معادله (6) محاسبه می‌گردد [8]:

$$\begin{cases} Nu = 3.66 & , Re < 2300 \\ Nu = \frac{f}{8} (Re - 1000) Pr & , 2300 < Re < 5 \times 10^6 \\ Nu = \frac{f}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} & \end{cases} \quad (6)$$

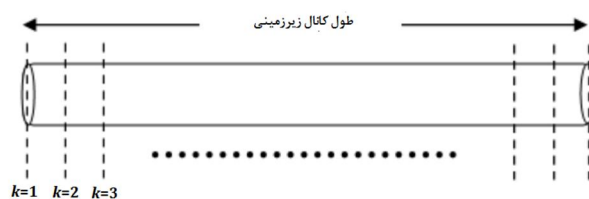
$$f = (1.82 \log Re - 1.64)^{-2} \quad , Re > 2300 \quad (7)$$

با محاسبه حرارت انتقال یافته از هوای داخل کانال به خاک اطراف در هر مقطع از آن (مثلاً مقطع K ام در شکل 5) و در هر مرحله زمانی، دمای بعدی در طول لوله قابل تعیین خواهد بود. در نهایت دمای خروجی از کانال از رابطه (8) محاسبه می‌گردد.

با محاسبه حرارت انتقال یافته از هوای داخل کانال زیرزمینی به خاک اطراف در هر مقطع از آن (مثلاً مقطع K ام) و در هر مرحله زمانی، دمای گام مکانی بعدی در طول لوله از رابطه (8) قابل تعیین خواهد بود. بعد از بدست آمدن دمای کانال زیرزمینی در مقطع جدید، این دما را بجای نقطه محاسباتی درون شبکه محاسباتی شکل 4 قرار داده و سپس دوباره میدان حل، برای بدست آوردن توزیع دمای جدید خاک حل می‌گردد. در واقع می‌توان گفت که در این مرحله، تاثیر دمای هوای درون کانال بر دمای خاک اطراف کانال لحاظ شده است.

$$T((k+1)\Delta Z) = T(k \times \Delta Z) + \frac{Q}{\dot{m}_a C_{pa}} \quad (8)$$

در نهایت با تکرار روند ذکر شده می‌توان گام به گام دماهای هوای درون کانال زیرزمینی را در مقاطع مختلف بدست آورد و در نهایت دمای خروجی از کانال بدست می‌آید.



شکل 5 شبکه محاسباتی در طول کانال زیرزمینی

معادله بالانس انرژی را به صورت معادله (9) بیان کرد:

$$\delta Q = \dot{m}_a di_a = [h_c(T_w - T_a) + h_d i_v(\omega_{sw} - \omega_a)] dA \quad (9)$$

که در معادله (9)، T_a دمای هوای بیرون، T_w دمای آب، ω_a نسبت رطوبت مطلق هوا، h_c ضریب انتقال حرارت جابجایی و h_d ضریب انتقال جرم است.

آنتالپی هوای مرطوب و آنتالپی هوای مرطوب اشباع از روابط (10) و (11) بدست می آید:

$$i_{sw} = C_{pa} T_w + \omega_a i_v + (\omega_{sw} - \omega_a) i_v \quad (10)$$

$$i_a = C_{pa} T_a + \omega_a (C_{pv} T_a + i_{gvo}) \quad (11)$$

با ترکیب دو رابطه (10) و (11) رابطه (12) بدست می آید:

$$T_w - T_a = \frac{(i_{sw} - i_a) - i_v(\omega_{sw} - \omega_a)}{C_{pma}} \quad (12)$$

که در رابطه (12)، C_{pma} برابر با گرمای ویژه هوای مرطوب می باشد.

با ترکیب روابط (9) و (11) رابطه (13) بدست می آید:

$$\delta Q = \dot{m}_a di_a = h_d [Le(i_{sw} - i_a) + (1 - Le)(\omega_{sw} - \omega_a) i_v] dA \quad (13)$$

که در رابطه (13)، i_a آنتالپی هوای مرطوب، i_{sw} آنتالپی سطح آب و Le نشان دهنده عدد لوییپس است که برابر با $Le = h_c / (C_{pma} h_d)$ است. با در نظر گرفتن $Le \approx 1$ ترم دوم درون براکت در رابطه (16) در مقایسه با ترم اول آن قابل صرف نظر کردن می باشد [6]. دلیل اصلی این کار کوچک بودن مرتبه ω_a و ω_{sw} است که با تفاضلشان، این مرتبه باز هم کوچک تر می گردد. در نهایت با انتگرال گیری از رابطه (13) رابطه (14) برای دمای حباب خشک هوا بدست می آید:

$$\frac{(T_a)_{out} - T_{sw}}{(T_a)_{in} - T_{sw}} = e^{\frac{-h_c A}{\dot{m}_a C_{pma}}} \quad (14)$$

برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی، از رابطه دودی و کاراباش که معرفی کرده اند استفاده شده است [10]:

$$Nu = 0.10 \left(\frac{l_e}{l} \right)^{0.12} Re^{0.8} Pr^{1/3}, \quad (150 < Re < 800) \quad (15)$$

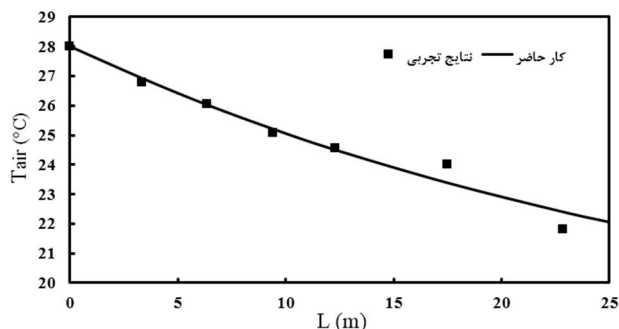
در رابطه (15)، $l_e = (V/A)$ بیانگر طول مشخصه است که در آن V حجم کل پوشال ها و A بیانگر سطح کل انتقال حرارت بین آب و هوا است و l نمایانگر ضخامت پد¹ می باشد. شایان ذکر است که عدد رینولدز و عدد ناسلت با توجه به طول مشخصه محاسبه می شوند.

بر اساس مطالب یاد شده، راندمان یک خنک کننده تبخیری به شکل رابطه (16) تعریف می گردد:

$$\varepsilon = \frac{(T_a)_{in} - (T_a)_{out}}{(T_a)_{in} - T_{sw}} \quad (16)$$

4-1- صحت سنجی مدل سازی

در گام بعدی به صحت سنجی نتایج حل مربوط به مدل سازی سرمایش تبخیری مستقیم پرداخته شده است. برای این منظور از نتایج مطالعه آزمایشگاهی کامارگو و همکاران [4] استفاده شده است. همان طور که از شکل 9 ملاحظه می گردد، این نتایج بیانگر صحت کار حاضر می باشند. با توجه به این که تمام داده های فیزیکی و هندسی مورد نیاز از مقاله قابل استخراج نبود، بالطبع تفاوت هایی در نتایج بوجود خواهد آمد ولی با توجه به

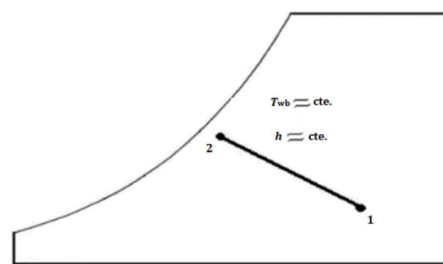


شکل 6 مقایسه نتایج حل عددی حاضر مربوط به کانال زیرزمینی هوا با نتایج آزمایشگاهی مرجع [9]

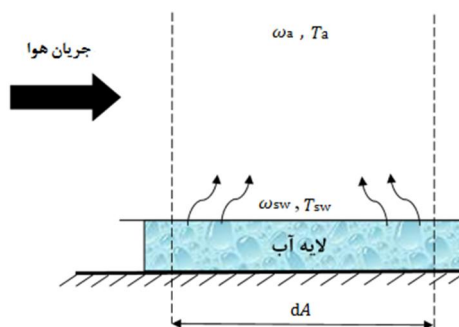
هم در تماس هستند. در این روش، برای افزایش انتقال حرارت بین آب و هوا، از پوشال هایی جهت افزایش سطح انتقال حرارت استفاده می کنند. چون انتقال حرارت بین جریان هوا و محیط قابل اغماض است، فرآیند سرمایش تبخیری مشابه فرآیند اشباع آدیاباتیک می باشد. بنابراین همان گونه که در شکل 7 مشاهده می شود فرآیند سرمایش تبخیری روی یک خط دمای حباب تر ثابت بر روی نمودار رطوبت سایکرومتریک حرکت می کند. چون خطوط دمای حباب تر ثابت، تقریباً منطبق بر خطوط آنتالپی ثابت می باشند، آنتالپی جریان هوا نیز می تواند ثابت فرض شود. یعنی در طی فرآیند سرمایش تبخیری:

$$T_{wb} \approx \text{const} \\ i_a \approx \text{const}$$

با توجه به توضیحات بالا می توان دریافت که هوای خروجی، در بهترین حالت می تواند به دمای حباب تر هوای ورودی کاهش پیدا کند. در شکل 8 نمای شماتیکی از فرآیند سرمایش تبخیری مستقیم به نمایش درآمده است. همان طور که در شکل بالا مشاهده می شود، بدلیل اختلاف دما بین سطح آب و هوای عبوری از روی آن، انتقال حرارت جابجایی بین آب و هوای روی آن رخ می دهد. همچنین بدلیل اختلاف رطوبت سطح آب و هوای عبوری، انتقال جرم نیز بین آب و هوا اتفاق می افتد. با توجه به توضیحات بالا می توان



شکل 7 فرآیند سرمایش تبخیری مستقیم روی نمودار سایکرومتریک



شکل 8 شکل شماتیکی از یک المان سرمایش تبخیری مستقیم

جدول 2 خواص مواد و مشخصات دستگاه آزمایشگاهی صحت سنجی شده [4]

| پارامتر | ابعاد | مقدار |
|-----------------------------|---------------------|-----------------------|
| ظرفیت گرمای ویژه هوای خشک | (J/kgK) | 1006 |
| ظرفیت گرمای ویژه بخار آب | (J/kgK) | 1805 |
| ظرفیت گرمای ویژه هوای مرطوب | (J/kgK) | 1033 |
| لزجت دینامیکی هوا | (m ² /s) | 15/7×10 ⁻⁶ |
| عدد پراختل هوا | (-) | 0/708 |
| حجم پد تبخیری | (m ³) | 0/610×0/335×0/152 |
| ضریب هدایت حرارتی هوا | (W/mK) | 0/0263 |

جنس کانال با توجه به متداول بودن در کار گذاشتن، پی‌وی‌سی¹ در نظر گرفته شده است.

با توجه به توضیحات ذکر شده، هوای محیط بیرون ابتدا بایستی از کانال زیرزمینی هوا عبور کند که در طی این فرایند هوا مقداری از حرارت خود را به خاک می‌دهد و کمی سرد می‌شود. نهایتاً توزیع دمای هوای درون کانال زیرزمینی هوا مطابق شکل 10 بدست آمد.

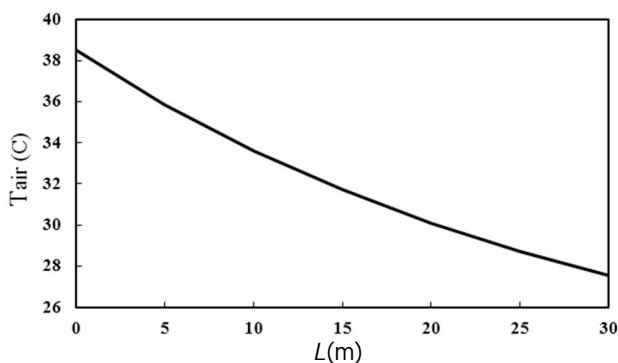
شایان ذکر است که در این مرحله بدلیل خشک در نظر گرفتن کانال زیرزمینی، نسبت رطوبت هوا تغییری نمی‌کند. بعد از عبور هوا از کانال زیرزمینی و پیش‌سرد شدن آن، مرحله بعدی عبور از سیستم سرمایش تبخیری مستقیم می‌باشد. هوای پیش‌سرد شده مرحله قبل طی عبور از پدهای مرطوب، علاوه بر کاهش دما، رطوبت نسبی آن نیز افزایش می‌یابد ولی دمای حباب‌تر هوا در این فرایند تغییری نمی‌کند. شکل شماره 11 فرایند کلی کاهش دمای هوا و افزایش رطوبت نسبی آن را در طی این دو مرحله بر روی چارت سایکرومتریک نشان می‌دهد.

با توجه به نمودار سایکرومتریک شکل 11 می‌توان راندمان سیستم ترکیبی را به صورت رابطه (18) محاسبه نمود:

دمای حباب خشک هوای ورودی به سیستم: 38/5 درجه سانتی‌گراد
 دمای حباب‌تر هوای ورودی به سیستم: 22/5 درجه سانتی‌گراد
 دمای حباب خشک خروجی از سیستم: 21/5 درجه سانتی‌گراد

$$\varepsilon = \frac{(T_a)_{in} - (T_a)_{out}}{(T_a)_{in} - (T_{wb})_{in}} = \frac{38.5 - 21.5}{38.5 - 22.5} = 1.0625 \quad (18)$$

همان‌طور که از رابطه بالا ملاحظه می‌گردد راندمان این سیستم حدود 106% است که دلیل بیشتر شدن راندمان به بالای 100% را می‌توان به کمتر شدن دمای حباب‌تر خروجی سیستم از دمای حباب‌تر ورودی به سیستم نسبت داد.



شکل 10 توزیع دمای هوای در طی عبور از کانال زیرزمینی هوا

مساله مورد بررسی علی‌رغم عدم انطباق کامل، تفاوت‌ها در حد قابل قبول می‌باشند.

همچنین شرایط آزمایش و خواص مواد و مشخصات دستگاه آزمایشگاهی که نتایج حل با آن اعتبارسنجی شده است، در جدول 2 آورده شده است.

5- راندمان سیستم ترکیبی

برای حالت تحت بررسی در این مقاله، می‌توان راندمان سیستم ترکیبی کانال زیرزمینی هوا و خنک کننده تبخیری مستقیم را به صورت رابطه (17) تعریف کرد:

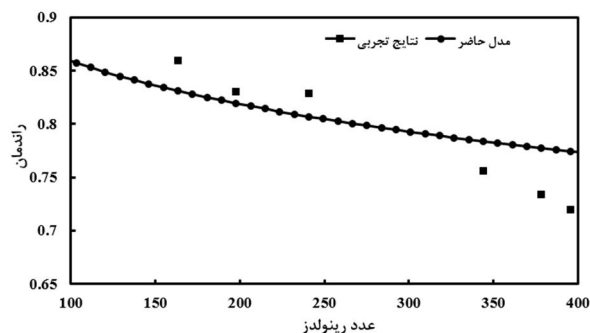
$$\varepsilon = \frac{(T_a)_{in} - (T_a)_{out}}{(T_a)_{in} - (T_{wb})_{in}} \quad (17)$$

شایان ذکر است که رابطه بالا را می‌توان برای محاسبه راندمان هر سیستم ترکیبی دیگر نیز بکار برد. استفاده از واژه راندمان به این دلیل بوده که تعریف ریاضی راندمان برای سیستم ترکیبی حاضر تفاوتی با تعریف راندمان برای تک‌تک اجزای سیستم ترکیبی نداشته باشد و در ادبیات فن نیز راندمان سیستم‌های ترکیبی غیرفعال که معمولاً بالای 1 می‌شود ولی همچنان از این واژه برای توصیف عملکرد آن استفاده می‌گردد.

6- نتایج

در این مطالعه، شهر تهران به عنوان اقلیم آب و هوایی مورد مطالعه برای بررسی عملکرد سرمایشی سیستم پیشنهادی این مقاله انتخاب شده است. بنابر گزارش مرجع [6] در برخی روزهای تابستان، سیستم سرمایش تبخیری مستقیم به تنهایی نمی‌تواند شرایط لازم برای تأمین آسایش حرارتی را فراهم کند. بنابراین شبیه‌سازی این سیستم ترکیبی برای گرم‌ترین روز تابستان یعنی روز 15 مرداد انجام شده است. شرایط هوای محیط در گرم‌ترین روز سال در تهران، با توجه به اطلاعات سازمان هواشناسی قابل استخراج و معلوم است. بر این اساس دمای حباب خشک هوا در گرم‌ترین روز تابستان حدود 38/5 درجه سانتی‌گراد و دمای حباب‌تر هوا در همین روز برابر 22/5 درجه سانتی‌گراد می‌باشد [11].

در جدول شماره 3 مشخصات کانال زیرزمینی هوای موردنظر جهت پیش‌سرمایش هوای ورودی به نمایش گذاشته شده است. بنابر مطالعه عددی میسر و همکاران هرچقدر قطر کانال و همچنین سرعت هوای ورودی به آن کمتر باشد، راندمان کانال زیرزمینی هوا افزایش می‌یابد [12]. با توجه به این‌که بررسی تأثیر پارامترها بر عملکرد کانال زیرزمینی در مطالعاتی همچون مرجع 12 انجام شده است، از ذکر مجدد آن‌ها خودداری شده است. بنابراین به این دلیل مقادیر موجود در جدول شماره 3 انتخاب شده‌اند. همچنین



شکل 9 مقایسه نتایج حل عددی حاضر مربوط به سرمایش تبخیری مستقیم با نتایج آزمایشگاهی مرجع [4]

1- PVC

شکل 11 نشان داده شده است که سیستم خنک کننده تبخیری مستقیم به تنهایی نمی تواند آسایش حرارتی را برقرار کند.

8- جمع بندی

در این بررسی، رفتار سرمایشی یک سیستم ترکیبی جدید متشکل از کانال زیرزمینی هوا و خنک کننده تبخیری مستقیم در حالت پایا برای اقلیم آب و هوایی شهر تهران مورد مطالعه قرار گرفت. خنک کننده تبخیری مستقیم در برخی روزها قادر به تأمین آسایش حرارتی نیست ولی با توجه به نتایج بدست آمده از این تحقیق، سیستم پیشنهادی می تواند در گرم ترین روز سال آسایش حرارتی را تأمین کند و راندمان آن تا 45 درصد بیشتر از خنک کننده تبخیری مستقیم است. همچنین از جمله مزایای دیگر این سیستم می توان به غیرفعال بودن و سازگاری با محیط زیست اشاره کرد.

9- فهرست علائم

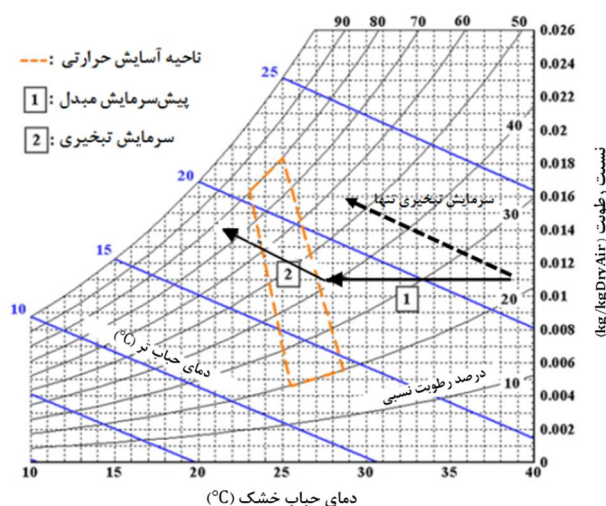
| | |
|-------------|--|
| A | دامنه سالیانه تغییرات دمای زمین |
| C_{pa} | ظرفیت گرمای ویژه هوای خشک ($J/kg \cdot K^{-1}$) |
| C_{pma} | ظرفیت گرمای ویژه هوای مرطوب ($J/kg \cdot K^{-1}$) |
| C_{pv} | ظرفیت گرمای ویژه بخار آب ($J/kg \cdot K^{-1}$) |
| C_{ps} | ظرفیت گرمای ویژه خاک ($J/kg \cdot K^{-1}$) |
| h_a | ضریب انتقال حرارت جابجایی هوا ($W/m^2 \cdot K^{-1}$) |
| h_d | ضریب انتقال جرم ($W/m^2 \cdot K^{-1}$) |
| i_a | آنتالپی هوا (kJ/kg) |
| i_v | آنتالپی تبخیر آب (kJ/kg) |
| i_{fgw0} | آنتالپی تبخیر آب در صفر درجه (kJ/kg) |
| i_{sw} | آنتالپی آب (kJ/kg) |
| k_a | ضریب هدایت حرارتی هوا ($W/m \cdot K^{-1}$) |
| k_s | ضریب هدایت حرارتی خاک ($W/m \cdot K^{-1}$) |
| Le | عدد لوییس |
| l | ضخامت پد (m) |
| l_e | طول مشخصه (m) |
| \dot{m}_a | دبی جرمی هوا (kg/s) |
| Nu | عدد ناسلت |
| Pr | عدد پرانتل |
| Q | حرارت اتلافی از کانال زیرزمینی هوا (W) |
| Re | عدد رینولدز |
| R_{tot} | مقاومت حرارتی کلی |
| T | دمای زمین ($^{\circ}C$) |
| T_m | متوسط دمای سالیانه زمین ($^{\circ}C$) |
| T_a | دمای هوا ($^{\circ}C$) |
| T_{avg} | میانگین دمای نقاط اطراف کانال ($^{\circ}C$) |
| T_w | دمای آب ($^{\circ}C$) |
| T_{wb} | دمای حباب تر هوا ($^{\circ}C$) |
| T_{su} | دمای ثابت زمین ($^{\circ}C$) |
| t | ضخامت کانال (m) |

علائم یونانی

| | |
|----------|-----------------|
| τ_0 | تأخیر زمانی (s) |
|----------|-----------------|

جدول 3 خواص مواد و مشخصات کانال در نظر گرفته شده برای پیش سرمایش

| پارامتر | ابعاد | مقدار |
|---------------------------|----------|-----------------------|
| طول کانال | m | 30 |
| عمق دفن لوله ها | m | 3 |
| قطر لوله | m | 0/1 |
| ضخامت لوله | m | 0/002 |
| ضریب هدایت حرارتی لوله | W/mK | 0/20 |
| ضریب هدایت حرارتی خاک | W/mK | 0/52 |
| ضریب نفوذ حرارتی خاک | m^2/h | $5/22 \times 10^{-4}$ |
| سرعت هوا | m/s | 2 |
| چگالی هوا | kg/m^3 | 1/225 |
| لزجت سینماتیکی هوا | kg/ms | $2/02 \times 10^{-5}$ |
| ظرفیت گرمای ویژه هوای خشک | J/kgK | 1006 |
| عدد پرانتل هوا | - | 0/70 |
| ضریب هدایت حرارتی هوا | W/mK | 0/024 |



شکل 11 فرآیند سرمایش بر روی نمودار سایکرومتریک

7- مقایسه سیستم ترکیبی در کار حاضر با سیستم خنک کننده تبخیری مستقیم

در این بخش به مقایسه کمی راندمان سیستم ترکیبی کانال زیرزمینی هوا و خنک کننده تبخیری مستقیم (که در این مقاله به آن پرداخته شد) و سیستم خنک کننده تبخیری مستقیم به صورت تنها پرداخته می گردد. برای این منظور فرض می شود که دمای ورودی برای شهر تهران بجای عبور از سیستم ترکیبی مذکور تنها از خنک کننده تبخیری مستقیم عبور کند. با توجه به رابطه (14) که برای دمای خروجی خنک کننده تبخیری مستقیم در بخش های قبل بدست آمد، دمای خروجی از این سیستم 28/8 بدست آمد. بنابراین راندمان این خنک کننده بصورت زیر و از رابطه (19) قابل محاسبه می باشد:

$$\frac{(T_a)_{in} - (T_a)_{out}}{(T_a)_{in} - (T_{wb})_{in}} = \frac{38.5 - 28.8}{38.5 - 22.5} = 0.6025 \quad (19)$$

از مقایسه راندمان های سیستم ترکیبی و خنک کننده تبخیری مستقیم می توان مشاهده کرد که سیستم ترکیبی معرفی شده در کار حاضر توانسته راندمان خنک کننده تبخیری مستقیم را بوسیله پیش سرمایش هوای ورودی به آن با کانال زیرزمینی هوا، به اندازه 45 درصد افزایش دهد. همچنین در

- Energy and Buildings*, Vol. 43, pp. 728-736, 2011.
- [4] R. Camargo, C. Daniel, Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, pp. 1124-1132, 2005.
- [5] M. Maerefat, A. P. Haghighi, Passive cooling of buildings by using integrated earth to air heat exchanger and solar chimney, *Renewable Energy*, Vol. 35, pp. 2316-2324, 2010.
- [6] G. Heidarinejad, V. Khalajzadeh, S. Delfani, Performance analysis of a ground-assisted direct evaporative cooling air conditioner, *Energy and Buildings*, Vol. 45, pp. 2421-2429, 2010.
- [7] T. Kusuda, P. Archenbach, Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States, *ASHRAE Transaction*, Vol. 71, pp. 61-75, 1965.
- [8] M. De Paepe, M. Janssens, Thermo-hydraulic design of earth-air heat exchangers, *Energy and Buildings*, Vol. 35, pp. 389-397, 2003.
- [9] AS. Dhaliwal, DY. Goswami, G. Das, Heat transfer analysis in environmental control using an underground air tunnel, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 5, pp. 107-141, 1985
- [10] J. A. Dowdy, N. S. Karabash, Experimental determination of heat and mass transfer coefficients in rigid impregnated cellulose evaporative media, *ASHRAE Transaction*, Vol. 93, No. 2, pp. 382-395, 1987.
- [11] G. Heidarinejad, S. Delfani, Selection of outdoor design condition instruction for designing of HVAC systems in cities of Iran, Building and housing research center publication, 2007.
- [12] R. Misra, V. Bansal, G. Das, J. Mathur, and T. Aseri, CFD analysis based parametric study of derating factor for Earth Air Tunnel Heat Exchanger, *Applied Energy*, Vol. 103, pp. 266-277, 2013.

| | |
|---------------|--|
| τ | زمان (s) |
| α_s | ضریب نفوذ حرارتی خاک (m^2s^{-1}) |
| ε | راندمان |
| ω_a | رطوبت مطلق هوا |
| ω_{sw} | رطوبت مطلق سطح آب |
| ρ_s | چگالی خاک |
| Δy | فاصله نقاط شبکه در راستای عمودی کانال زیرزمینی |
| Δx | فاصله نقاط شبکه در راستای طول کانال زیرزمینی |

10- مراجع

- [1] R. Misra, V. Bansal, G. Das, J. Mathur, and T. Aseri, Thermal performance investigation of hybrid earth air tunnel heat exchanger, *Energy and Buildings*, Vol. 49, pp. 531-535, 2012.
- [2] F. Nasrollahi, Underground heat exchanger, in *The 2th International Conference on Heating, Ventilating and Air Conditioning*, Tehran, Iran, 2010. (In Persian)
- [3] J. Darkwa, G. Kokogiannakis, C. L. Magadzire, and K. Yuan, Theoretical and practical evaluation of an earth-tube (E-tube) ventilation system,