

# بررسی عددی سرمایش ساختمانهای مجهز به سقف استوانه ای به وسیله مبدل زمین به هوا

سعید اسدی<sup>۱</sup>، احد عابدینی<sup>۲\*</sup>

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، واحد سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران

۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد سمنان، دانشگاه آزاد اسلامی، سمنان، ایران

\* سمنان، 35145179، [a.abedini@semnaniau.ac.ir](mailto:a.abedini@semnaniau.ac.ir)

## چکیده

در تحقیق حاضر، سامانه سرمایش ترکیبی شامل مبدل حرارتی زمین به هوا (کانال زیرزمینی هوا) و سقف استوانه‌ای مورد مطالعه قرار گرفته است. در سامانه پیشنهادی، مبدل حرارتی زمین به هوا به عنوان سامانه سرمایش غیرفعال و سقف استوانه‌ای به عنوان تهویه‌گر طبیعی، برای تحقق شرایط آسایش حرارتی و نیز تامین بار برودتی مورد نیاز ساختمان در شهر سمنان استفاده شده‌اند. ابتدا هوای بیرون با عبور از روی سقف سرعت گرفته و کاهش فشار آن باعث تخلیه هوای داخل ساختمان می‌گردد که این خلا نسبی در اتاق هوای خنک شده در کانال زیرزمینی را به داخل ساختمان وارد می‌کند و باعث سرمایش اتاق می‌شود. شبیه‌سازی جریان هوا در مبدل حرارتی زمین به هوا، سقف استوانه‌ای و اتاق توسط نرم‌افزار فلونت به صورت سه‌بعدی حل شد، برای این کار ساختمان و مبدل حرارتی در یک کانال به ابعاد  $40 \times 40 \times 120$  متر به عنوان فضای محاسباتی قرار داده شده‌اند. سپس با داده‌های به دست آمده، دمای خروجی از مبدل حرارتی زمین به هوا به صورت عددی با کد رایانه‌ای متلب محاسبه گردید و در نهایت دمای نهایی اتاق به دست آورده شد. نتایج نشان می‌دهد که سامانه معرفی شده توانایی برقراری شرایط آسایش حرارتی را با لوله  $Lr=7.14$  و  $dr=0.082$  برای فضای مورد بررسی در شهر سمنان را داراست. همچنین با توجه به نتایج به دست آمده، گشودگی مناسب برای دهانه سقف برابر  $Ar=0.082$  است. در این تحقیق، اثر عوامل مختلف بر میانگین دمای اتاق مانند سرعت باد، قطر گشودگی دهانه سقف، قطر، طول و تعداد لوله‌های مبدل حرارتی زمین به هوا بررسی شد.

## کلیدواژگان

مبدل حرارتی زمین به هوا - سقف استوانه‌ای - سرمایش غیرفعال - تهویه طبیعی - آسایش حرارتی

## Numerical Study of Cooling Buildings with Cylindrical Roofs Using Ground-to-Air Heat Exchanger

Saeed Asadi<sup>1</sup>, Ahad Abedini<sup>2\*</sup>

1- Department of Mechanical Engineering, Semnan Branch, Islamic Azad University, Semnan, Iran

2- Strategic Center for Energy and Sustainable Development, Semnan Branch, Islamic Azad University, Semnan, Iran

\* P.O.B. 35145-179, Semnan, Iran, [ehsan.jamshidi@semnan.ac.ir](mailto:ehsan.jamshidi@semnan.ac.ir)

## Abstract

In this study, the combination of ground heat exchanger to air cooling system (air underground channels) and cylindrical roof is studied. In the proposed system, the ground-to-air heat exchanger as passive cooling system and cylindrical roof as the natural ventilation, to fulfill thermal comfort conditions required cooling load of the building in the city of Semnan are used. At first outdoor air velocity passing over the roof is increased and reducing pressure leads to indoor air is discharged where as partial vacuum in the chamber, cool air in underground channels into the building and cause cooling the room. Air flow simulation in ground-to-air heat exchanger, cylindrical roof and the room was solved by Fluent software for three-dimensional, to do this, the building and the heat exchanger by a channel with dimension of  $40 \times 40 \text{ m} \times 120$  as the computational space is modeled. The data obtained is used for calculating outlet temperature of heat exchanger surface-to-air with MATLAB computer code and finally room temperature is extracted. The results show that the proposed system's ability to maintain thermal comfort with 2 tube  $Lr = 7.14$ ,  $dr = 0.082$  for the environment has studied in Semnan. Also considering the results, the opening for the roof span is  $Ar = 0.082$ . In this study, different parameter affecting average room temperature, such as wind speed, ceil opening diameter, diameter, length and number of surface-to-air heat exchanger tubes were investigated.

## Keywords

ground-to-air heat exchanger, cylindrical roof, passive cooling, natural ventilation, thermal comfort

## ۱- مقدمه

استفاده از سامانه‌های غیرفعال تهویه مطبوع به جای سامانه‌های مکانیکی کنونی می‌تواند بخشی از این خواسته را یعنی کاهش مصرف انرژی به دست آمده از سوخت‌های فسیلی را برآورده کند. استفاده از این سامانه‌ها قدمتی طولانی دارد مانند بادگیرها، سقف‌های گنبدی و سرداب‌ها. تحقیقات بسیاری در مورد سقف گنبدی انجام گرفته است، یعقوبی در سال ۱۹۹۰ با ساخت مدلی ساده آزمایشگاهی از سقف‌های گنبدی، به بررسی الگوهای مختلفی همچون جدایی، آشفستگی، گردابه جریان و ... در اطراف این گونه از سقفها پرداخت [۱]. فقیه و بهادری در سال ۲۰۱۰ با استفاده از روش عددی به بررسی چگونگی توزیع فشار هوا بر روی سقف گنبدی پرداختند و نتایج را با

تولید انرژی از سوخت‌های فسیلی و تجدیدنپذیر باعث تولید میزان زیادی گاز دی اکسید کربن و دیگر گازهای گلخانه‌ایی شده که پیامدهای غیر قابل انکاری مانند شکاف لایه‌ی ازن، گرم شدن کره‌ی زمین، باران‌های اسیدی و غیر داشته است. حجم بالای میزان تولید انرژی و رشد نیاز به انرژی به دلیل رشد جمعیت در کنار تخریب محیط زیست، هزینه بالایی نیز در پی دارد. بنابراین منطقی و ضروریست به دنبال جایگزین‌های طبیعی، پاک و تجدیدپذیر برای منابع انرژی کنونی خود باشیم.

عملکرد حرارتی یک کانال زیرزمینی که در کشور هند موجود بود، توسط نرم افزار تجاری فلونت پرداختند. آن ها گزارش کردند که هر چقدر از زمان شروع به کار این سامانه بگذرد، راندمان حرارتی آن کاهش می یابد [۲۲]. حقیقی و معرفت در سال ۲۰۱۴ دستورالعملی برای طراحی سامانه گرمایش زمین به هوا با کمک دودکش خورشیدی به عنوان یک وسیله گرمایش طبیعی ارائه و اعلام کردند که این سامانه به تنهایی قابلیت تامین گرمایش مورد نیاز ساختمان در زمان محدودی از زمستان را دارد و می تواند به عنوان پیش گرمایش هوا میزان مصرف انرژی را کاهش دهد [۱۲].

بررسی ها نشان داد که تا کنون استفاده همزمان سقف استوانه ای و مبدل حرارتی زمین به هوا برای تحقق آسایش حرارتی مورد بحث بررسی قرار نگرفته است. در این تحقیق امکان استفاده از مبدل حرارتی زمین به هوا به عنوان چاه حرارتی و سقف استوانه ای به عنوان عامل ایجاد جریان برای سرمایش ساختمان بدون مصرف انرژی و تولید آلودگی برای ایجاد آسایش حرارتی بررسی می شود.

## ۲- شرح مسئله

در کار حاضر، یک اتاق به ابعاد  $5 \times 5$  متر به ارتفاع ۳ متر با نیم استوانه ای به شعاع  $2/45$  متر به عنوان فضای مورد بررسی انتخاب و در شکل ۱ به همراه فضای محاسباتی اش به صورت نمادین به نمایش درآمده است. با عبور جریان باد از روی سطح سقف که به صورت یک نیم استوانه در نظر گرفته شده است، سرعت در بالای استوانه افزایش یافته و به طبع آن فشارش کاهش می یابد. اختلاف فشار ایجاد شده، هوای داخل اتاق را از دریچه تعبیه شده در سقف خارج می کند. تخلیه هوا از دریچه سقف باعث ایجاد یک خلأ نسبی در اتاق شده که می تواند هوا را از داخل مبدل زمین به هوا مکیده و وارد فضا کند. به دلیل اینرسی حرارتی بالای خاک، درجه حرارت آن در زیر سطح زمین نسبت به هوای بالای سطح زمین در تابستان کمتر، در زمستان بیشتر و همچنین نوسانات درجه حرارت در زیر سطح زمین در مقایسه با سطح زمین کمتر است. نوسانات درجه حرارت زمین با افزایش عمق کاهش می یابد و در عمق تقریبی حدود ۵ متر تقریباً می توان گفت که دمای زمین ثابت است [۱۳] با دمای متوسط سالانه آن منطقه برابر است، به همین علت عبور هوا در کانال های زیرزمینی مبدل زمین به هوا در تابستان همراه با کاهش درجه حرارت خواهد بود. بدین ترتیب هوای گرم اتاق خارج و هوای تازه و خنک از مبدل وارد اتاق می شود که می تواند شرایط آسایش را برای اتاق فراهم آورد. طبق استانداردهای آسایش حرارتی تطبیقی، ایجاد شرایط مناسب مستلزم فراهم نمودن دمای مناسب در اتاق است که تابعی از دمای هوای محیط می باشد، محدوده قابل قبول دمای اتاق از لحاظ آسایش حرارتی در شکل ۲ دیده می شود [۱۴].

## ۳- مدل ریاضی

برای بررسی وجود شرایط آسایش حرارتی در شرایط مختلف محیطی، ابتدا سرعت جریان هوای عبوری از درون کانال مبدل زمین به هوا، به ازای مقادیر مختلف سرعت باد توسط نرم افزار فلونت محاسبه می شود. در کنار این میزان دبی هوای ورودی به اتاق نیز محاسبه می گردد. دبی ورودی برای بررسی تعداد دفعات تعویض هوا بر ساعت اتاق به کار می آید. سپس به ازای سرعت های به دست آمده برای کانال مبدل، دمای خروجی آن توسط کد نوشته شده در نرم افزار متلب

مقادیر تجربی مقایسه کردند [۲]. فقیه و بهادری در سال ۲۰۱۱ به بررسی عملکرد حرارتی ساختمانهای دارای سقف گنبدی پرداختند تا چگونگی و علت کاهش درجه حرارت هوای داخل فضای مسکونی در فصل گرما مشخص گردد. نتایج نشان داد که عملکرد حرارتی ساختمانهای دارای سقف گنبدی در مقایسه با ساختمانهای دارای سقف صاف بهتر است به ویژه وقتی که با کاشیهای لعابی پوشانده می شوند [۳]. حقیقی و همکاران در سال ۲۰۱۵ به بررسی عددی سرمایش یک ساختمان سقف استوانه ای با تکنیک سرمایش تبخیری پرداختند و نشان دادند اگر سرعت هوا بیشتر از  $0/4$  متر بر ثانیه باشد شرایط آسایش برای یک اتاق فراهم می شود و در سرعت های بالا رطوبت نسبی تعیین کننده رسیدن به شرایط مناسب حرارتی می باشد [۴]. همچنین در زمینه کانال های زیرزمینی به عنوان مبدل حرارتی زمین به هوا تحقیقات بسیاری صورت گرفته است. به طور مثال، توافری و لیپاراکیس در سال ۱۹۹۲ هشت الگوریتمی را که تا آن زمان برای پیش بینی راندمان کانال های زیرزمینی هوا پیشنهاد شده بود، بررسی نمودند. در این تحقیق، حساسیت هر یک از مدل ها به درجه حرارت هوای ورودی، سرعت هوا، طول، قطر و عمق تعبیه سامانه بررسی شد و با مقایسه نتایج تجربی و نتایج حاصل از مدل های مورد استفاده، دقت هر یک از مدل ها برآورد گردید [۵]. چانگ و همکاران در سال ۱۹۹۹ انتقال حرارت از لوله های مدفون زیرزمینی را با فرض ثابت بودن درجه حرارت دیواره لوله ها، با مدلی تحلیلی بررسی نمودند. در این بررسی با استفاده از روش مپینگ، مسئله مربوط به لوله های با مقطع دایروی در محیط نامحدود، به مسئله ای در فضای مستطیلی و محدود تبدیل شد. به این ترتیب، با حل عددی معادله دیفرانسیل حاکم، توزیع درجه حرارت در خاک اطراف کانال و درجه حرارت هوای خروجی از آن بدست آمد [۶]. پاپ و جانسنس در سال ۲۰۰۳ با استفاده از روش تحلیلی و با تقریب یک بعدی و با استفاده از روش  $\epsilon$ -NTU به بررسی پارامترهای مؤثر در طراحی ترمو-هیدرولیکی کانال زیرزمینی پرداختند و با استفاده از این روش توانستند نمودارهایی جهت طراحی کانال زیرزمینی تهیه کنند [۷]. ژانگ و حقیقت در سال ۲۰۰۹ جهت بررسی رفتار حرارتی یک کانال زیرزمینی با مقطع مستطیل، از تکنیک دینامیک سیالات محاسباتی استفاده نمودند. نتایج بحث و بررسی پارامتریک آن ها نشان می داد که تغییرات درجه حرارت سطح کانال، شدت توربولانس جریان هوا در ورودی و اندازه خروجی، اثر چندانی بر عدد ناسلت جریان ندارند [۸]. خواکیم و همکاران در سال ۲۰۱۱ به بررسی عددی و تجربی استفاده از یک سامانه کانال زیرزمینی هوا جهت تهویه یک فضای ۵۵ متر مکعبی پرداختند. آن ها از روش سه بعدی برای شبیه سازی کانال زیرزمینی استفاده کردند و نتایج عددی را با استفاده از نرم افزار فلونت بدست آوردند [۹]. آسکیونه و همکاران در سال ۲۰۱۱ به مطالعه تأثیر استفاده از کانال زیرزمینی هوا در سه اقلیم مختلف در کشور ایتالیا پرداختند. برای شرایط تابستان، آنها بهترین عملکرد حرارتی را برای خاک مرطوب و برای اقلیم سرد شهر میلان بدست آوردند. آنها همچنین گزارش کردند که کانال زیرزمینی هوا را نباید برای طولهای کمتر از ۱۰ متر و بیشتر از ۵۰ متر بکار برد [۱۰]. معرفت و حقیقی در سال ۲۰۱۰ عملکرد سامانه سرمایش غیرفعال مبدل زمین به هوا به کمک هواکش خورشیدی را برای ساختمان های با سقف تخت بررسی و نشان دادند که سامانه بدون نیاز به انرژی قابلیت برقراری آسایش حرارتی را در ساعات بسیار زیادی در تابستان دارد. همچنین تأثیر طول و قطر مبدل حرارتی و نیز طول دودکش حرارتی را نیز بررسی کردند [۱۱]. بانسال و همکاران در سال ۲۰۱۳ یک پارامتر جدید برای توصیف هرچه بهتر کارایی کانال زیرزمینی هوا تعریف کردند و به وسیله آن به بررسی

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

معادله بقای ممنتوم در راستای محورهای مختصاتی [۱۵]:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i' u_j'}) + f_i \quad (2)$$

عبارت  $\rho(u_i' u_j')$  تنش‌های رینولدز هستند و وابسته به سرعت متوسط می‌باشد.

برای اعمال شرط مرزی سرعت در ورودی از پروفیل سرعت باد در نزدیکی سطح زمین استفاده شده است [۳]. پروفیل سرعت باد به صورت زیر می‌باشد:

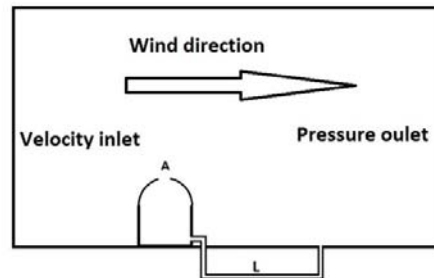
$$\frac{V_h}{V_{400}} = \left( \frac{h}{400} \right)^{0.28} \quad (3)$$

که مقدار سرعت در ارتفاع  $h$  و  $V_{400}$  سرعت جریان آزاد است که برای شهر در حدود ۴۰۰ متر سطح زمین سرعت به حد آزاد خود می‌رسد [۳].

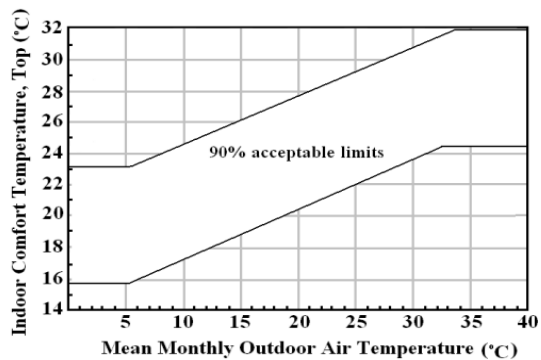
### ۲-۳- مدل‌سازی مبدل حرارتی زمین به هوا

شکل شماره ۳ مقطع مبدل مورد محاسبه در خاک و شبکه بندی آن دیده می‌شود. دو خط عمودی صفحه برای مدل کردن خاک تقارن در نظر گرفته شده است. خط پایین به عنوان مرز چاه حرارتی دما ثابت و خط بالا نیز دما ثابت و برابر دمای محیط لحاظ می‌شود. دمای مرز پایین از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۲]:

محاسبه می‌شود. در مرحله آخر نیز متوسط دمای اتاق با داده‌های به دست آمده و خواص ترمودینامیکی هوا محاسبه و با شرایط آسایش مقایسه می‌گردد. به بیان کلی برای بررسی شرایط دمایی داخل اتاق مراحل زیر به ترتیب انجام می‌شوند:



شکل ۱ شکل نمادین طرح و فضای محاسبات



شکل ۲ منطقه آسایش حرارتی تطبیقی

۱. تعیین سرعت جریان هوا در مبدل زمین به هوا.
۲. تعیین دمای خروجی مبدل.
۳. محاسبه دمای متوسط اتاق و مقایسه با شرایط آسایش حرارتی.

برای شبیه‌سازی در نرم‌افزار فلوئنت ابتدا در نرم‌افزار گمبیت برای فضای محاسبات حول سقف به صورت بی‌ساختار و در فواصل دورتر به صورت ساختاری مش تولید شده است. برای فضای مورد نظر چند اندازه مش متفاوت مورد آزمون قرار گرفت و بهینه آن تعداد ۹۵۰۰۰۰ مش بود

### ۱-۳- مدل‌سازی جریان هوا

در شکل ۱ به صورت نمادین فضای محاسباتی به نمایش در آمده است، ولی لازم به ذکر است که فضای محاسبات سه بعدی و بعد سوم آن عمود بر صفحه است. ابعاد فضای محاسبات  $120 \times 40 \times 40$  می‌باشد. شرایط مرزی استفاده شده شرط مرزی سرعت در ورودی و فشار در خروجی است. مدل مورد استفاده برای شبیه‌سازی جریان مدل توربولانسی k-ε استاندارد است. معادلات حاکم بر جریان با فرض تراکم ناپذیر بودن هوا به دلیل سرعت پایین و شرایط پایا به صورت زیر بیان می‌شوند:

معادله پیوستگی [۱۵]:

$$T_{average} = \left( T \left( 1, \frac{(m+1)}{2} + 1, k \right) + T \left( 1, \frac{(m+1)}{2} - 1, k \right) + 2 \left( T \left( 2, \frac{(m+1)}{2}, k \right) \right) \right) / 4 \quad (7)$$

ضریب انتقال حرارت جابجایی درون لوله با رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$h_a = \frac{k_{air} Nu}{d} \quad (8)$$

عدد ناسلت برای جریان داخل لوله صاف به عدد رینولدز وابسته و به صورت معادله زیر است:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (9)$$

فضای مورد بررسی به  $k$  قسمت عمود بر سطح مقطع لوله تقسیم شده است. دمای هوای خروجی مبدل در هر قسمت از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود [۱۲]:

$$T(k+1) = T(k) + \frac{Q}{mC_p} \quad (10)$$

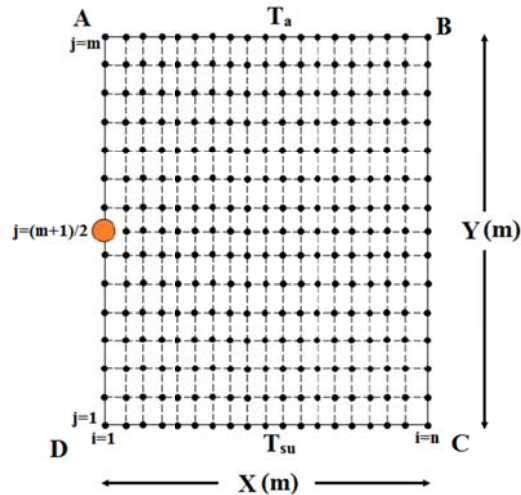
۳-۴- صحت‌سنجی نتایج مربوط به مبدل حرارتی زمین به هوا  
نتایج برنامه با نتایج تجربی مطالعه دالیوال و گوسامی، در شرایط برابر (مندرج در جدول ۱) مقایسه شده‌است. نتایج حاصل از این مقایسه در شکل ۴ آورده شده است و حداکثر خطای نسبی %۲/۷۵ در نتایج حاصله، بیانگر این است که مدل حاضر به خوبی قادر به پیش‌بینی درجه حرارت در طول کانال زیرزمینی می‌باشد.

### ۳-۵- رابطه دمای میانگین اتاق

برای به دست آوردن دمای میانگین هوای اتاق از رابطه زیر استفاده می‌شود [۴]:

$$T_{avg,room} = T_{ft out} + \left( \frac{Q}{\rho C_p V \times ACH} \right) \quad (11)$$

$T_{avg,room}$  دمای میانگین اتاق،  $V$  حجم اتاق و  $ACH$  تعداد دفعات تعویض هوا است. بار برودتی مورد نیاز فضا نیز  $Q$  بر حسب وات می‌باشد.



شکل ۳ مقطع مبدل حرارتی زمین به هوا و شبکه بندی آن

$$T_{su}(y, t) = T_{m(annual)} - A_s \left( \exp \left( -y \sqrt{\frac{\pi}{365 \times \lambda_s}} \right) \right) \times \cos \left( \frac{2\pi}{365} \left( t - t_0 - \frac{y}{2} \sqrt{\frac{365}{\pi \times \lambda_s}} \right) \right) \quad (4)$$

که  $T_m$  دمای متوسط سالیانه زمین و  $A_s$  دامنه دمای زمین ( $K$ );  $s_u$ ، خاکی که تحت تاثیر دمای مبدل نیست؛  $s$ ، خاک،  $t$  و  $t_0$  به ترتیب روز محاسبه در سال و روزی که دارای حداقل دماست. معادله انرژی کلی برای جامدات برای تخمین دمای خاک استفاده شده است. به صورت زیر [۱۲]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \nabla^2 T \quad (5)$$

سمت چپ معادله فوق به دلیل فرض پایا بودن شرایط صفر در نظر گرفته می‌شود. این معادله برای هر نقطه از خاک نوشته می‌شود. مش بندی خاک در شکل ۳ دیده می‌شود و فاصله سطرها و ستون‌ها مشخص شده است. انتقال حرارت از خاک به هوا به صورت یک استوانه با انتقال حرارت جابجایی در داخل استوانه و انتقال حرارت به صورت هدایت خارج از آن از رابطه زیر حاصل می‌شود [۱۲]:

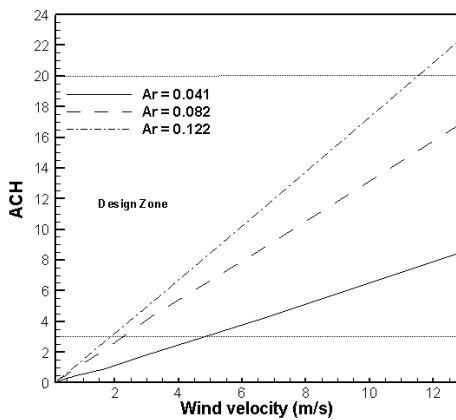
$$Q = U \Delta T A = \frac{A \Delta T}{\sum R} = \frac{2\pi r \Delta z (T_{average} - T(k \times \Delta z))}{\left( \frac{1}{2\pi k_s} \ln \left( \frac{r_2 + \Delta y}{r_2} \right) + \frac{1}{2\pi l k_p} \ln \left( \frac{r_1 + t}{r_1} \right) + \frac{1}{Ah_a} \right)} \quad (6)$$

$T_{average}$  در معادله فوق، مبین میانگین درجه حرارت نقاط اطراف سطح کانال است و جهت محاسبه آن از معادله (۷) استفاده می‌شود.

جدول ۱ مشخصات کانال زیرزمینی هوای مرجع [۱۶]

پارامتر	مقدار
طول کانال زیرزمینی (m)	۲۵
عمق دفن کانال (m)	۲/۸۶
قطر کانال (m)	۰/۳۰۵
ضخامت کانال (m)	۰/۰۰۲
ضریب هدایت حرارتی کانال ( $Wm^{-1}K^{-1}$ )	۰/۳۳
ضریب هدایت حرارتی خاک ( $Wm^{-1}K^{-1}$ )	۱/۱۶
ضریب نفوذ حرارتی خاک $m^2s^{-1}$	$۶/۴۵e-۷$
سرعت هوا $ms^{-1}$	۱/۴۷
چگالی هوا $kgm^{-3}$	۱/۲۱۴
لزجت سینماتیکی هوا $kgm^{-1}s^{-1}$	$۱۷۸e-۷$
ظرفیت گرمای ویژه هوای خشک $Jkg^{-1}K^{-1}$	۱۲۰۵
عدد پرانتل هوا	۰/۶۵

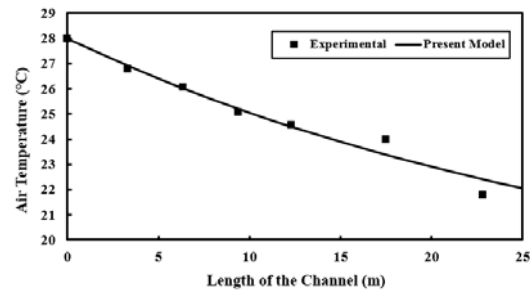
سرعت باد در تاج استوانه گرادیان فشار نیز افزایش یافته و باعث تخلیه بهتر هوا از اتاق می‌شود که در نتیجه ACH نیز افزایش می‌یابد. برای این کار سرعت‌های ۰/۲، ۰/۴، ۰/۸، ۱/۶، ۳/۲، ۶/۴ و ۱۲/۸ متر بر ثانیه انتخاب شده‌اند تا بازه گسترده‌ای مورد بررسی قرار گیرد. همچنین در این شکل تأثیر میزان گشودگی دهانه سقف نیز بر ACH بررسی شده است. برای تعیین اثر گشودگی دهانه سقف بر تعداد دفعات تعویض هوای اتاق، سه مقدار ۰/۰۴۱، ۰/۰۸۲ و ۰/۱۲۲ برای Ar در نظر گرفته شده است و ACH در شرایطی که سایر پارامترهای مؤثر ثابت و برابر یک لوله با  $Lr=7.14$  و  $dr=0.082$  می‌باشد، محاسبه شده است. همان‌طور که شکل (۳-۲) نشان می‌دهد گشودگی دهانه با ACH رابطه مستقیم دارد و افزایش گشودگی میزان ACH را افزایش می‌دهد، با افزایش گشودگی از ۰/۰۴۱ به ۰/۰۸۲ ACH بین ۶۴-۱۰۰٪ رشد می‌یابد ولی حداکثر افزایش ACH با افزایش گشودگی از ۰/۰۸۲ به ۰/۱۲۲، ۳۷٪ است که نشان می‌دهد مقدار ۰/۰۸۲ برای گشودگی دهانه سقف مناسب است.



شکل ۵ تأثیر سرعت باد و گشودگی دهانه سقف بر ACH  
( $Lr=7.14$ ,  $n=1$ ,  $dr=0.082$ )

#### ۴-۲- تأثیر قطر لوله مبدل حرارتی بر تعداد دفعات تعویض هوای اتاق

شکل (۶) در دو سرعت ۱/۶ و ۳/۲ متر بر ثانیه، تأثیر افزایش  $dr$  مبدل حرارتی زمین به هوا را بر ACH نشان می‌دهد. در این حالت با استفاده از نتیجه به دست آمده از قسمت قبل، گشودگی دهانه سقف ۰/۰۸۲ است. برای انجام محاسبات یک لوله با  $Lr=7.14$  و  $dr=0.082$  استفاده شده است. همان‌طور که شکل نشان می‌دهد، افزایش  $dr$  تا ۰/۱۲۲ باعث افزایش ACH می‌شود ولی بعد از آن افزایش قطر تأثیر بسزایی بر ACH ندارد. با افزایش قطر سرعت نیز در لوله مبدل حرارتی کاهش می‌یابد لذا با توجه به رابطه افت فشار  $\Delta p = f \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g}$ ، افزایش قطر باعث کاهش افت فشار در لوله می‌شود. بعد از  $dr=0.122$  مقدار این افت فشار به قدری کاهش می‌یابد که اثری بر ACH نداشته و مقدار ACH به حداکثر خود می‌رسد. با توجه به شکل (۶) قطر مناسب برای لوله مبدل حرارتی با دید تعداد دفعات تعویض هوا



شکل ۴ مقایسه نتایج مدل حاضر با نتایج آزمایشگاهی مرجع

#### ۴-۳- بررسی نتایج

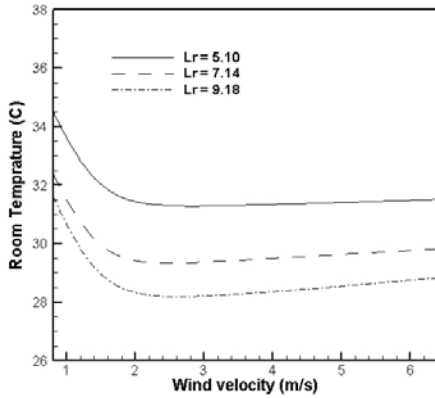
برای بررسی توانایی سامانه در برقراری شرایط آسایش حرارتی در داخل اتاق در این بخش، به بررسی پارامترهای مؤثر بر عملکرد سامانه مانند شرایط محیطی و پارامترهای هندسی پرداخته خواهد شد. گشودگی دهانه سقف (A)، قطر لوله مبدل حرارتی زمین به هوا (d)، طول لوله مبدل (L) و تعداد لوله‌های مبدل زمین به هوا (n)، همان پارامترهای هندسی هستند. دمای هوای محیط و سرعت باد نیز به عنوان شرایط محیطی بررسی می‌شوند.

برای بررسی پارامترهای گفته شده از اعداد بی بعد شده آنها برحسب قطر استوانه سقف ( $D_{vault}$ ) استفاده می‌شود. برای گشودگی سقف  $Ar = A/D_{vault}$ ، برای قطر لوله مبدل  $dr = d/D_{vault}$  و برای طول لوله مبدل  $Lr = L/D_{vault}$  تعریف و استفاده می‌شود.

#### ۴-۱- تأثیر سرعت باد بر دفعات تعویض هوای اتاق و انتخاب قطر گشودگی دهانه سقف

یکی از عوامل مهم بر عملکرد سامانه معرفی شده سرعت باد در محیط است. شکل (۵) تأثیر سرعت باد و همچنین میزان گشودگی دهانه سقف (A) را بر تعداد دفعات تعویض هوا نشان می‌دهد با توجه به این شکل هر چه سرعت باد در محیط بیشتر باشد دفعات تعویض هوا بیشتر خواهد بود زیرا با افزایش

$dr=0.122$  است ولی از آنجایی که افزایش قطر عملکرد حرارتی مبدل را کاهش می دهد لذا  $dr=0.082$  نیز برای بررسی های دمایی نگه داشته می شود.

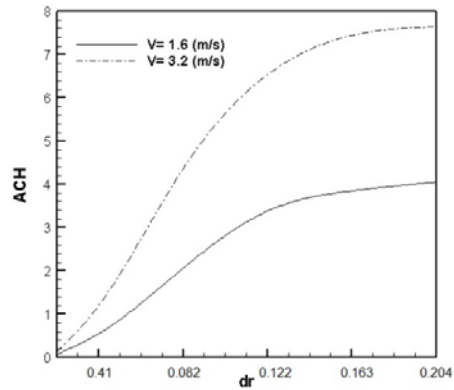


شکل ۷-ب تأثیر طول لوله بر دمای میانگین اتاق

( $Ar=0.082$ ,  $dr=0.122$ ,  $n=1$ ,  $Q=1000w$ ,  $T_{amb}=38^{\circ}C$ )

با توجه به هر دو شکل، دیده می شود که افزایش طول لوله از  $7/14$  به  $9/18$  با افت میزان کاهش دما همراه است، با افزایش طول از  $5/10$  به  $7/14$  حداقل کاهش دما  $1/4$  درجه و حداکثر آن  $1/82$  درجه بوده در حالی که این مقادیر برای افزایش از  $7/14$  به  $9/18$  به ترتیب برابر  $0/7$  و  $1/39$  درجه سانتیگراد می باشد. علت این امر این است که دمای هوای ورودی در ابتدای کانال با دمای خاک اختلاف زیادی دارد ولی هرچه هوا درون کانال پیشروی می کند این اختلاف دما کاهش می یابد، در نتیجه انتقال حرارت میان هوا و خاک در بخش انتهایی لوله کمتر از ابتدای آن است. لذا  $Lr=7.14$  طول مناسب است.

در هر دو شکل مشاهده می شود که در نزدیکی سرعت باد  $2$  متر بر ثانیه، دمای اتاق به یک مینیموم نسبی رسیده سپس با شیب اندکی افزایش می یابد. جدول (۲) به بررسی تغییرات دو متغیر دمای خروجی مبدل حرارتی و  $ACH$  نسبت به سرعت باد در رابطه ( $2-23$ )، برای طول  $7/14$  و قطر  $0/082$  می پردازد. با مطالعه جدول دیده می شود در حالی که دمای خروجی مبدل حرارتی با افزایش سرعت باد افزایش می یابد، هم زمان  $ACH$  نیز در حال افزایش است. در واقع با افزایش سرعت باد، جمله اول سمت راست معادله دمای میانگین اتاق افزایش یافته و جمله دوم یعنی  $\left(\frac{Q}{\rho C_p V \times ACH}\right)$  کاهش می یابد. تا سرعت باد  $2$  متر بر ثانیه تأثیر افزایش  $ACH$  بر دمای میانگین اتاق بسیار بیشتر است که موجب رسیدن آن به یک مینیموم نسبی می گردد.

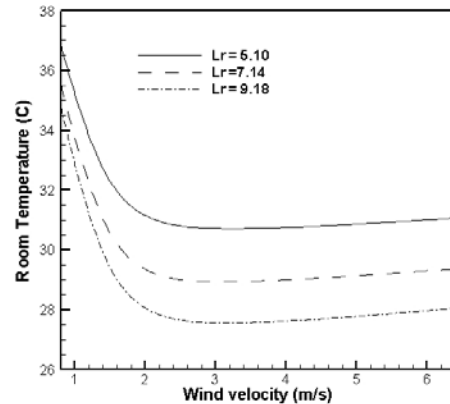


شکل ۶ تأثیر قطر لوله مبدل حرارتی بر ACH

( $Ar=0.082$ ,  $L=7.14$ ,  $n=1$ )

### ۴-۳- تأثیر طول لوله بر میانگین دمای اتاق

برای انتخاب طول مناسب برای مبدل حرارتی ( $L$ ) با توجه به محدودیت طول به میزان  $50$  متر (به علت عدم کارایی بیشتر و عدم توجیه اقتصادی)  $10$ ، سه طول  $2.5$ ،  $3.5$  و  $4.5$  متر مورد بررسی قرار گرفت، یعنی  $Lr=5.1$ ،  $7.14$ ،  $9.18$ . با توجه به رابطه دمای میانگین اتاق، چون طول لوله هم بر دمای خروجی مبدل حرارتی و هم بر  $ACH$  تأثیر دارد پس طول لوله بر دمای اتاق اثر می گذارد، لذا معیار مناسب انتخاب آن دمای میانگین اتاق است. به همین منظور به یک حالت فرضی برای انتخاب طول لوله مناسب در نظر گرفته شد، در این حالت دمای هوای محیط  $38$  درجه سانتیگراد (دمای طرح تابستانی سمنان) و بار برودتی اتاق  $1000$  وات فرض شده است. شکل (الف-۷) تأثیر طول لوله با  $dr=0.082$  را بر میانگین دمای اتاق و شکل (ب-۷) تأثیر طول لوله با قطر  $dr=0.122$  را بر دمای میانگین اتاق نشان می دهد.



شکل ۷-الف تأثیر طول لوله بر دمای میانگین اتاق

( $Ar=0.082$ ,  $dr=0.082$ ,  $n=1$ ,  $Q=1000w$ ,  $T_{amb}=38^{\circ}C$ )

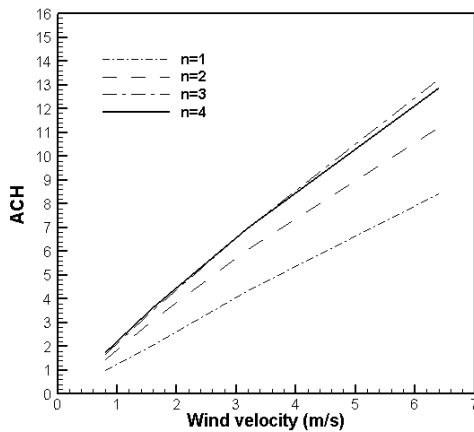
تعویض هوا تغییری حاصل نشده است، زیرا با افزایش لوله‌ها تا ۳ عدد تأثیر کاهش سرعت در معادله افت فشار  $\Delta p = f \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g}$  بیشتر از افزایش ضریب اصطکاک  $f$  و افزایش طول کلی لوله‌ها است ولی بعد از ۳ لوله با ثابت ماندن سرعت افت فشار به واسطه افزایش طول به قدری افزایش می‌یابد که ACH ثابت می‌ماند. پس حداکثر تعداد لوله در مبدل حرارتی برای سامانه ترکیبی با سقف استوانه‌ای ۳ عدد می‌باشد. شکل (۱۰) به بررسی اثر تعداد لوله بر دمای میانگین اتاق می‌پردازد. با توجه به اختلاف بین تعداد دفعات تعویض هوا در حالات ۱ لوله و ۲ لوله تغییر محسوس در دمای اتاق نیز مشاهده می‌شود، با توجه به برقراری شرایط آسایش حرارتی با دولوله و توجه‌ناپذیر بودن افزایش به ۳ لوله از لحاظ دمایی می‌توان نتیجه گرفت تعداد مناسب لوله برای مبدل حرارتی زمین به هوا برای شهر سمنان دو لوله است.

جدول ۳ تغییرات دمای خروجی مبدل حرارتی و ACH نسبت به سرعت باد

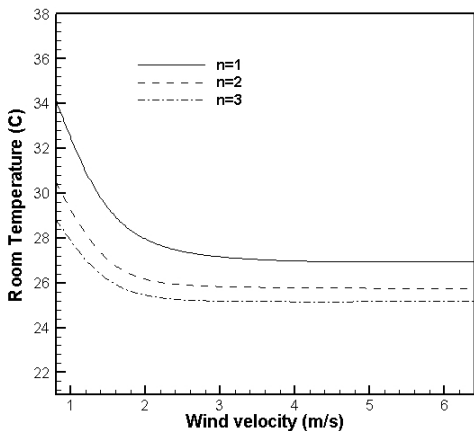
سرعت باد (m/s)	دمای خروجی از مبدل حرارتی (°C)	ACH (1/h)
0.8	25.20	1.65
1.6	26.40	3.37
3.2	27.80	6.53
6.4	29.10	12.15

#### ۴-۴- انتخاب قطر لوله مبدل حرارتی زمین به هوا

در این بخش به مقایسه عملکرد حرارتی دو قطر ۰/۰۸۲ و ۰/۱۲۲ برای لوله مبدل حرارتی زمین به هوا پرداخته می‌شود. این مقایسه در شکل (۸) انجام گرفته است و تأثیر قطر را بر دمای میانگین اتاق با شرایط به دست آمده از بخش‌های قبلی یعنی گشودگی دهانه سقف برابر ۰/۰۸۲، طول لوله مبدل حرارتی برابر ۷/۱۴، دمای محیط ۳۸ درجه سانتیگراد برای بار برودتی ۱۰۰۰ وات برای اتاق نمایش می‌دهد. با توجه به شکل (۸) عملکرد حرارتی قطر ۰/۰۸۲ با سرعت باد بیشتر از ۱/۶ متر بر ثانیه بهتر از عملکرد قطر ۰/۱۲۲ است چون در سرعت باد کمتر از ۱/۶ متر بر ثانیه میزان ACH اثر بیشتری بر دمای اتاق دارد. لذا قطر مناسب برای مبدل حرارتی زمین به هوا  $dr=0.082$  می‌باشد.



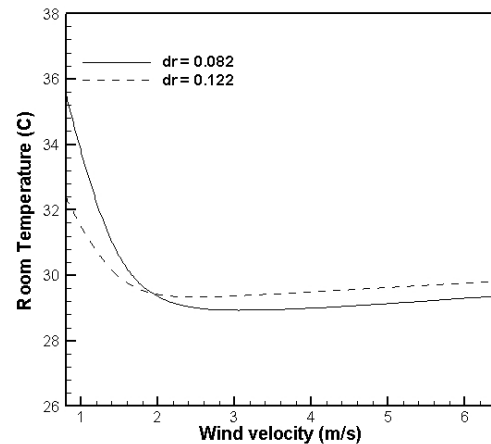
شکل ۹ تأثیر افزایش تعداد لوله بر ACH (Lr= 7.14, Ar= 0.082, dr= 0.082)



شکل ۱۰ تأثیر افزایش تعداد لوله بر دمای اتاق (Lr= 7.14, Ar= 0.082, dr= 0.082)

#### ۵- جمع‌بندی

در این پژوهش، سرمایش یک ساختمان سقف استوانه‌ای به وسیله مبدل حرارتی زمین به هوا برای شهر سمنان به صورت عددی مورد تحقیق و مطالعه قرار گرفت. اثر پارامترهای هندسی مؤثر بر میانگین دمای اتاق بررسی



شکل ۸ مقایسه عملکرد حرارتی قطر کانال (Ar=0.082, n=1, Q=1000w, Tamb=38°C)

#### ۵-۴- تعیین تعداد لوله‌های مبدل حرارتی هوا به زمین

در این تحقیق تاکنون به تعیین قطر گشودگی دهانه سقف (A)، قطر لوله مبدل حرارتی (d)، طول لوله مبدل حرارتی (L) پرداخته شد، حال به بررسی آخرین پارامتر هندسی یعنی تعداد لوله‌های مبدل حرارتی (n) پرداخته می‌شود. شکل (۹) ابتدا به بررسی اثر افزایش تعداد لوله‌ها بر ACH می‌پردازد. همان‌طور که اطلاعات شکل نشان می‌دهد، ACH در دو حالت ۳ و ۴ لوله برابر است، یعنی در حالی که تعداد لوله افزایش یافته ولی در تعداد دفعات

- [1] J. Campbel, " Use of Passive Solar Energy in Office", In: O' Sullivan(ed), *Passive Solar Energy in Buildings*, The Watt Committee on Energy, 1988.
- [2] A. S. Saeed, " The Influence of Orientation of Family and Guest Living Rooms on Electric Energy Consumption of Residential Buildings in Riyadh", *Architectural Science Review*, Vol. 40, pp. 97-104, 1997.
- [3] S. K. Kumar, S. Siaha, N. K. Kumar, " Experimental Investigation of Solar Chimney Assist Bioclimatic Architecture", *Energy Conversion and Management*, Vol. 39, No.(5-6), pp. 441-444, 1998.
- [4] M. N. Bahadori, " An Improved Design of Wind Towers for Natural Ventilation and Passive Cooling", *Solar Energy*, Vol. 35. No. 2, pp. 119-129, 1985.
- [5] L. Ozgener, "A review on the experimental and analytical analysis of earth to air heat exchanger (EAHE) Systems in Turkey", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011) 4483- 4490.
- [6] Lienau PJ, Boyd TL, Rogers RL. *Ground source heat pump case studies and utility programs*. Klamath Falls, OR: *Geo-Heat center*; 1995. p.82.
- [7] Lund JW. *Ground source (Geothermal) heat pumps. Course on heating with geothermal energy: conventional and new schemes*, Convener Paul Lienau, WGC 2000 Short Courses Kazuno, Thoku District, Japan, 8-10 June 2000, p.209-36.
- [8] Kavanaugh S, Rafferty K. *Ground source heat pumps: design of geothermal systems for commercial and institutional buildings*. Atlanta, CA: ASHRAE, Inc.; 1997. p.167.
- [9] Rafferty K. Specification of water wells. *ASHRAE Transactions* 001;107:487-93.
- [10] Rafferty K. Groundwater heat pump systems: experience at two high schools. *ASHRAE Transactions* 1996;102:922-8.
- [11] A. Tzaferis, D. Liparakis, " Analysis of the accuracy and sensitivity of eight models predict the performance of Earth-to-Air Heat Exchanger ", *Energy and Buildings*, Vol. 18, pp. 35-43, 1992.
- [12] M. Krarti, J. F. Kreider, " Analytical model for heat transfer in an underground air tunnel ", *Energy Conversion and Management*, Vol. 37, No. 10, pp. 1561-1574, 1996.
- [13] M. Chung, P. S. Jung, R. H. Rangl, " Semi-analytical solution for heat transfer from a buried pipe with convection on exposed surface ", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 3771-3789, 1999.
- [14] M. De paepe, A. Janssens, " Thermo-hydraulic design of Earth-Air Heat Exchangers ", *Energy and Buildings*, Vol. 35, pp. 389-397, 2003.
- [15] M. Cucumo, S. Cucumo, L. Montoro, A. Vulcano, " A one-dimensional transient analytical model for earth-to-air heat exchangers, taking into account condensation phenomena and thermal perturbation from the upper free surface as well as around the buried pipes ", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 508-516, 2008.
- [16] F. Al-Ajmi, D. L. Loveday, V. I. Hanby, " The cooling potential of earth-air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate ", *Building and Environment*, Vol. 41, pp. 235-244, 2006.
- [17] J. Zhang, F. Haghighat, " Convective heat transfer prediction in large rectangular cross-sectional area Earth-to-Air Heat Exchangers ", *Building and Environment*, Vol. 44, pp. 1892-1898, 2009.
- [18] V. Bansal, R. Misra, G. Das Agrawal, J. Mathur, " Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for winter heating ", *Energy and Buildings*, Vol. 41, pp. 1151-1154, 2009.
- [19] A. Chel, G. N. Tiwari, " Performance evaluation and life cycle cost analysis of earth to air heat exchanger integrated with adobe building for New Delhi composite climate ", *Energy and Buildings*, Vol. 41, pp. 51-66, 2009.
- [20] J. Vaz, M. A. Sattler, E. D. dos Santos, L. A. Isoldi, " Experimental and numerical analysis of an earth-air heat exchanger ", *Energy and Buildings*, Vol. 43, pp. 2476-2482, 2011.
- [21] F. Ascione, L. Bellia, F. Minichiello, " Earth-to-air heat exchangers for Italian climates ", *Renewable Energy*, Vol. 36, pp. 2177-2188, 2011.
- [22] V. Bansal, R. Misra, G. Das Agarwal, J. Mathur, " 'Derating Factor' new concept for evaluating thermal performance of earth air tunnel heat exchanger: A transient CFD analysis ", *Applied Energy*, Vol. 102, pp. 418-426, 2013.
- [23] O. Ozgener, L. Ozgener, "Exergetic assessment of EAHEs for building heating in Turkey: A greenhouse case study " *Energy Policy* 38 (2010) 5141-5150.
- [24] O. Ozgener, L. Ozgener, "Exergoeconomic analysis of an underground air tunnel system for greenhouse cooling system " , *international journal of refrigeration* 33 (2010)995 - 1005.
- [25] O. Ozgener, L. Ozgener, "Energetic performance test of an underground air tunnel system for greenhouse heating " , *Energy* 35 (2010) 4079-4085.
- [26] O. Ozgener, L. Ozgener, " Determining the optimal design of a closed loop earth to air heat exchanger for greenhouse heating by using exergoeconomics " , *Energy and Buildings* 43 (2011) 960-965.
- [27] A. Yildiz, O. Ozgener, L. Ozgener, "Exergetic performance assessment of solar photovoltaic cell (PV) assisted earth to air heat exchanger (EAHE) system for solar greenhouse cooling " , *Energy and Buildings* 43 (2011) 3154-3160.

و پارامترهای مناسب انتخاب شدند، سپس اثر شرایط مختلف محیطی مانند سرعت باد بر میانگین دمای اتاق مطالعه شد. جمع بندی نهایی به اختصار به شرح زیر می باشد:

با توجه به تعداد دفعات تعویض هوای اتاق تحت سرعت بادهای متفاوت گشودگی سقف برابر  $Ar=0.082$  انتخاب شد. افزایش قطر لوله های مبدل حرارتی زمین به هوا تا قطر  $dr=0.122$  موجب افزایش ACH اتاق شده و بعد از آن میزان ACH ثابت می ماند. با توجه به اینکه افزایش قطر لوله مبدل حرارتی باعث کاهش راندمان مبدل می شود، لذا معیار مناسب انتخاب قطر دمای میانگین اتاق بوده و طبق آن  $dr=0.082$  برای لوله مبدل حرارتی زمین به هوا بهترین عملکرد را دارا بود. پایین ترین دمای میانگین اتاق با طول لوله  $Lr=9.18$  محقق شد ولی طول مناسب سامانه  $7/14$  می باشد. افزایش تعداد لوله ها به 3 عدد باعث کاهش افت فشار و افزایش ACH گردید ولی اضافه کردن لوله ها بیش از 3 عدد موجب شد تأثیر کاهش سرعت بر افت فشار ناچیز شده و در عوض میزان افزایش طول کلی و ضریب اصطکاک باعث افزایش افت فشار کلی شده به طوری که بعد از سه لوله تغییری در ACH اتاق به وجود نمی آید. طبق استاندارد آسایش حرارتی تطبیقی، در شهر سمنان سامانه پیشنهادی آسایش حرارتی را با 2 لوله  $Lr=7.14$  و  $dr=0.082$  برآورده می کند.

#### فهرست علائم

ACH	تعداد دفعات تعویض هوا در ساعت
As	دامنه تغییرات دمای زمین
Cp	ظرفیت گرمایی ویژه $J/kg K$
D	قطر لوله مبدل m
d	قطر دهانه سقف m
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی $W/m^2K$
k	ضریب انتقال حرارت هدایتی $W/mK$
L	طول لوله مبدل m
m	جرم هوا kg
Nu	عدد ناسلت
n	تعداد لوله های مبدل
Pr	عدد پرانتل
r	شعاع لوله مبدل m
T	دما $^{\circ}C$
t	عدد روز سال
<b>علائم یونانی</b>	
$\delta$	عمق مرز پایین m
$\omega$	نسبت رطوبت kg/kg
$\xi$	ضریب مقاومت حرارتی $m^2K/W$

#### زیر نویس ها

a	هوا
Avg	متوسط
f	جریان
i	داخلی
s	خاک
su	خاکی که تحت تاثیر دمای لوله نیست
t	لوله

#### ۶- مراجع