

### مقاله پژوهشی

## پارامترهای طراحی مبدل حرارتی هوا-زمین با سطح مقطع مربعی مطالعه موردی: گلخانه

حمیده فریدی<sup>۱</sup>، اکبر عرب‌حسینی<sup>۲\*</sup>، قاسم زارعی<sup>۳</sup> و مارتین اوکوس<sup>۴</sup>

۱ و ۲- به ترتیب: دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک بیوسیستم؛ و دانشیار پردیس ابوریحان، دانشگاه تهران، تهران، ایران  
۳- دانشیار موسسه تحقیقات فنی و مهندسی کشاورزی، سازمان تحقیقات، آموزش و ترویج کشاورزی، کرج، ایران  
۴- استاد دانشکده مهندسی کشاورزی و بیولوژیکی، دانشگاه پوردو، لغایت، ایالات متحده آمریکا  
تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۳/۴؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۷/۲۰

### چکیده

در میان انرژی‌های تجدیدپذیر، انرژی زمین‌گرمایی به دلیل اینکه محدود به فصل، زمان و شرایطی خاص نیست، نسبت به سایر انواع انرژی‌های تجدیدپذیر برتری دارد. از جمله کاربردهای انرژی زمین‌گرمایی، استفاده از گرمای زمین در سطوح کم عمق مانند مبدل حرارتی هوا-زمین (EAHE) است که به عنوان روشی نوین و مؤثر برای پیش گرم کردن هوا در زمستان و پیش سرد کردن در تابستان استفاده می‌شود. در این پژوهش، طراحی یک مبدل EAHE برای یک واحد گلخانه تجاری به منظور تأمین گرما یا سرما بررسی شده است. برای بررسی اثر پارامترهای اصلی مانند قطر، طول، سرعت جریان هوا، و توان فن و بازده سامانه، مدلی یک بعدی از سامانه EAHE توسعه داده شد. با توجه به اینکه رابطه‌ای مستقیم بین تعداد واحدهای انتقال (NTU) و بازده سامانه (ε) مشاهده شده است، می‌توان به منظور به دست آوردن NTU مناسب و بازده مورد نظر، با به کارگیری روش‌های متعدد به ساخت یک مبدل حرارتی هوا-زمین پرداخت و طراحی سامانه EAHE را به سمتی هدایت کرد که این دو پارامتر با مقادیر مورد نظر تأمین شوند. با مدل ارائه شده در این مطالعه به سادگی می‌توان اثر پارامترهای اصلی را به عنوان فاکتورهای مؤثر در طراحی، بدون اتلاف انرژی و زمان، بررسی کرد.

### واژه‌های کلیدی

انتقال حرارت، انرژی، زمین گرمایی، عملکرد حرارتی

### مقدمه

روند افزایش مصرف انرژی برای تأمین دمای داخل ساختمان‌های مسکونی، گلخانه‌ها، واحدهای پرورش دام و طیور و غیره در حال حاضر شایان توجه و بررسی است. ایجاد گلخانه برای تولید محصولات کشاورزی، به دلیل کنترل عوامل تأثیرگذار محیطی مانند تغییرات دما و رطوبت، جلوگیری از سرمازدگی و گرمازدگی، استفاده بهینه

از منابع آب و خاک، امکان کاربرد مناسب کود و سم و تولید محصول در خارج از فصل، جایگاهی ویژه به این نوع از تولید اختصاص داده است (Mikani et al., 2008; Mongkon et al., 2014). اصولاً مصرف انرژی در گلخانه‌ها برای تأمین شرایط محیطی لازم (نیازهای گرمایشی، سرمایشی، تهویه و غیره) در مقایسه با کشاورزی در فضای باز بالاتر است. به دلیل

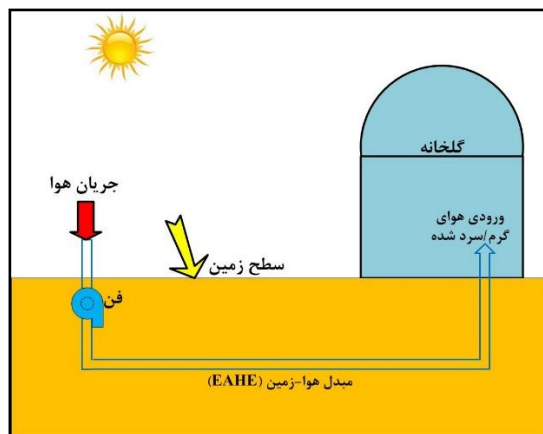
مورد نیاز عمدتاً مربوط به شب‌های زمستان است. منابع دیگر مانند انرژی امواج دریا به دلایلی مانند گران بودن، نیاز به هزینه اولیه بسیار بالا و نیاز به تکنولوژی و توان فنی بالا و همچنین قرار گرفتن در موقعیت خاص نزدیک دریا، کاربرد چندانی در تأمین نیاز انرژی گلخانه‌ها ندارند.

یکی از انواع انرژی‌های تجدیدپذیر، انرژی زمین‌گرمایی<sup>۱</sup> است. از انرژی زمین به چند شکل استفاده می‌شود. یکی از ساده‌ترین این روش‌ها، استفاده از گرمای لایه‌های سطحی زمین است که در عمقی از زمین و در سراسر سال ثابت است به طوری که در زمستان و تابستان می‌توان از آن استفاده کرد.

مهم‌ترین روش استفاده از این پدیده، روش‌های گرم یا سرد کردن هوا در عمق زمین و انتقال آن به سطح است (مبدل حرارتی هوا-زمین<sup>۲</sup> یا EAHE). مفهوم مبدل حرارتی هوا-زمین (EAHE) بسیار ساده و مطابق شکل ۱ است.

رشد سریع جمعیت، ذخایر منابع رایج تأمین انرژی (انرژی‌های تجدیدناپذیر) مانند سوخت‌های نفت، گاز و زغال سنگ در چند دهه آینده رو به اتمام است. روند رو به رشد مصرف این منابع انرژی نیز به دلیل انتشار گاز CO<sub>2</sub> و دیگر گازهای گلخانه‌ای مضر، مورد انتقاد است. اخیراً به راه‌حلهایی توجه شده است که بتوان به طور اقتصادی از انرژی پاک استفاده کرد (Sehli et al., 2012; Bisoniya, 2015).

روش‌های مختلفی برای تأمین انرژی مورد نیاز در گلخانه‌ها به منظور تنظیم دما بر پایه انرژی‌های تجدیدپذیر ارائه شده‌اند که می‌توان به انرژی خورشیدی، باد، زمین‌گرمایی، برق‌آبی و امواج دریا اشاره کرد (Vourdoubas, 2004; Sethi & Sharma, 2008; Vourdoubas, 2015). در سال‌های اخیر به استفاده از انرژی خورشیدی توجه زیادی شده است اما مشکل بزرگ این روش، غیراقتصادی بودن و محدودیت استفاده از آن در شب یا مواقعی است که آسمان ابری است، در حالی که در گلخانه‌ها گرمای



شکل ۱- شماتیک ساده یک سامانه EAHE

Fig. 1- Simple schematic of an EAHE system

نیست. یکی از کاربردهای انرژی زمین‌گرمایی، به کارگیری در سامانه سرمایشی- گرمایشی گلخانه

انرژی زمین‌گرمایی برخلاف سایر انرژی‌های تجدیدپذیر محدود به فصل، زمان و شرایط خاص

1- Geothermal

2- Earth-Air Heat Exchanger

از معادله‌های انتقال حرارت پایه برای تعیین ابعاد هندسی سیستم، مناسب است. بسیاری از محققان مانند دپائپه و یانسن (De Paepe & Janssens, 2003)، بادسکو و ایسورانو (Badescu & Isvoranu, 2011) و تی‌جان و همکاران (T'Joene *et al.*, 2012) معادله‌ها و روش‌های طراحی سیستم EAHE را توسعه دادند. در این پژوهش، هدف اصلی بررسی پارامترهای موثر بر بازده سامانه EAHE با سطح مقطع مربعی است. این مدل‌سازی بر اساس محاسبه EUT و با توجه به ارزیابی داده‌های جمع‌آوری شده از ایستگاه هواشناسی استان البرز صورت گرفته است و با در نظر گرفتن همبستگی بین عامل اصطکاک و عدد بدون بعد ناسلت<sup>۲</sup> اطمینان از دقت بیشتر در محاسبه انتقال حرارت را فراهم می‌کند. مطالعات پیشین روی سامانه EAHE با سطح مقطع گرد (دایره) بوده و انتخاب شکل هندسی مقطع مربع یکی از فاکتورهای نوآوری این پژوهش است.

### مواد و روش‌ها

در این پژوهش، پارامترهای مؤثر در طراحی سامانه EAHE به منظور به کارگیری آن در یک گلخانه تجاری در نظر گرفته شد که در موقعیت جغرافیایی ۵۰ درجه و چهل دقیقه طول شرقی و ۳۵ درجه و ۵۲ دقیقه عرض شمالی و در ارتفاع ۱۳۰۰ متر از سطح دریا به صورت شمالی-جنوبی به مساحت هر واحد ۹۶۰ مترمربع در منطقه کوهسار استان البرز قرار داشت. سامانه EAHE به صورت یک کانال بتنی با سطح مقطع مربعی (مساحت یک مترمربع) در عمق دو متری از سطح زمین است (شکل ۲).

است. مزایای استفاده از انرژی زمین‌گرمایی عبارت‌اند از:

- ۱- آلوده نکردن هوا (بر پایه تعهدات ایران در تفاهم نامه پاریس (Anon, 2016) موضوع کاهش انتشار کربن در اتمسفر برای جلوگیری از گرم شدن زمین).
- ۲- قابلیت اطمینان (پدافند غیرعامل): انرژی زمین‌گرمایی در سراسر سال در دسترس است و وابسته به آب و هوا، بلایای طبیعی یا تنش‌های سیاسی نیست.
- ۳- تجدیدپذیری و دائمی بودن.
- ۴- ایجاد تنوع در سبد انرژی کشور.

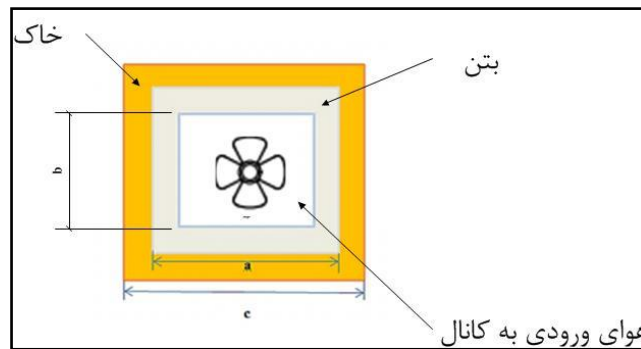
هرچه از سطح زمین پایین‌تر رویم، تغییرات دمای زمین در سراسر سال کمتر خواهد بود؛ بررسی‌ها نشان می‌دهد از عمق ۱/۵ تا ۲ متری از سطح زمین، تغییرات دما و نوسان‌های آن بسیار ناچیز است (Bisoniya, 2015). این دمای تقریباً ثابت در این عمق از زمین را دمای توزیع نشده زمین<sup>۱</sup> (EUT) می‌گویند. در بسیاری از موارد، به منظور تعیین پارامترهای طراحی و امکان‌سنجی سامانه EAHE، بررسی دقیق و تجربی پارامترهای مؤثر امکان‌پذیر نیستند (Yener *et al.*, 2017). به همین دلیل می‌توان از روش‌های مختلف مدل‌سازی عددی و شبیه‌سازی ریاضی و کامپیوتری استفاده کرد (Kanaris *et al.*, 2006; Wang *et al.*, 2007). در این میان، به روش‌هایی بیشتر توجه می‌شود که ساده‌تر باشند. اصولاً تجزیه و تحلیل عملکرد EAHE نیازمند محاسبه انتقال حرارت هدایت شده از کانال به زمین و محاسبه انتقال حرارت جابه‌جایی از هوا به کانال‌هاست که سبب تغییر دمای هوا و رطوبت می‌شود. برای طراحی اولیه سیستم EAHE، استفاده

1- Earth's Undisturbed Temperature

2- Nusselt

فرضیه‌های زیر برای ساده‌سازی مدل‌سازی سامانه EAHE، لحاظ گردید:

- خاک اطراف کانال ایزوتروپیک در نظر گرفته شده که دارای هدایت حرارتی یکنواخت در همه سطوح زمین است.
- کانال سطح مقطع و جنس یکنواخت دارد. توسعه مدل سیستم EAHE شامل استفاده از معادله‌های انتقال حرارت پایه است. روش طراحی شامل شناسایی پارامترهای ورودی و پارامترهای موثر بر خروجی سامانه مورد نظر است.



شکل ۲- مقطع لوله (a=1.4m, b=1m and c=2m)

Fig. 2- Pipe cross section (a=1.4m, b=1m and c=2m)

تبادل حرارتی بین خاک و هوای گذرا از درون کانال مدفون در زیرزمین، به دلیل اختلاف دمای بین خاک و هوا صورت می‌پذیرد. این تبادل حرارتی باعث ایجاد تغییر هم‌زمان دمای هوا و دمای خاک اطراف لوله می‌شود. سرعت انتقال حرارت با استفاده از رابطه ۲ محاسبه می‌شود (Anon, 2012):

$$q = \frac{T_f - T_s}{R_t} \quad (2)$$

که در آن،

$Q$  = اتلاف یا دریافت گرما در واحد طول سامانه (وات بر متر)؛  $T_f$  = دمای سیال گذرا مانند هوا (درجه سلسیوس)؛  $T_s$  = دمای میانگین سالیانه خاک (درجه سلسیوس)؛  $R_t$  = مقاومت حرارتی کل (متر درجه سلسیوس بر وات).

در رابطه ۱، مقدار  $q$  منفی نشان‌دهنده دریافت گرما و مقدار مثبت نشانگر اتلاف گرماست.

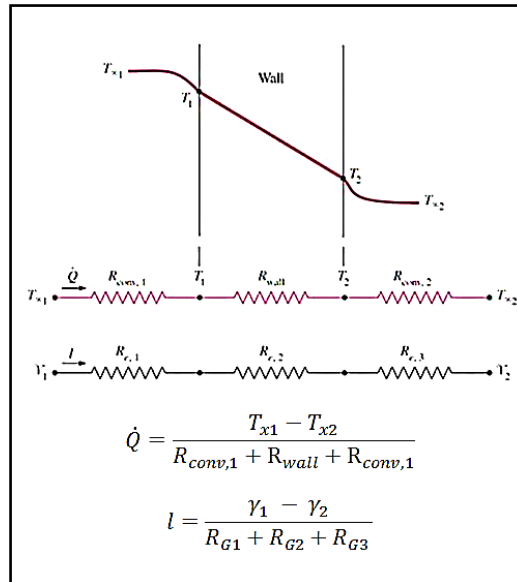
رابطه ۱ مقدار دما در عمق  $z$  و زمان  $t$  را نشان می‌دهد. مشخصات آن به کمک داده‌های جمع‌آوری شده از ایستگاه هواشناسی استان البرز به دست آمده است (Anon, 2012):

$$T_{(t,z)} = T_m + A_a \exp \left[ -z \left( \frac{\pi}{365 \alpha_s} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \cos \left\{ \frac{2\pi}{365} \left[ t - t_0 - \frac{z}{2} \left( \frac{365}{\pi \alpha_s} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \right\} \quad (1)$$

که در آن،

$T_m$  = دمای میانگین سالیانه هوای محیط (درجه سلسیوس)؛  $A_a$  = دامنه تغییرات دمای سطح خاک (درجه سلسیوس)؛  $t$  = زمان سپری شده بر اساس روز سال میلادی (روز)؛  $t_0$  = ثابت تاخیر فازی از آغاز سال تا حداکثر دمای میانگین زمین یا دمای محیط (روز).

برای انتقال حرارت یک بعدی پایدار، دیواری مسطح به ضخامت  $L$ ، مساحت  $A$  و قابلیت حرارتی  $K$  را در نظر بگیرید که هر دو طرف آن در معرض  $T_{\infty 1}$  و  $T_{\infty 2}$ ، و ضریب‌های جابه‌جایی متناظر  $h_1$  و  $h_2$  است (شکل ۳).



شکل ۳- شبکه مقاومت حرارتی برای انتقال حرارت از طریق یک دیوار مسطح که از هر دو طرف در معرض جابه‌جایی قرار دارد و مدل الکتریکی آن (Cengel et al., 2011)

Fig. 3- Thermal resistance network for heat transfer through a flat wall displaced on both sides and its electric model (Cengel et al., 2011)

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{1/h_1 A} = \frac{T_1 - T_2}{L/kA} = \frac{T_2 - T_{\infty 2}}{1/h_2 A} \quad (4)$$

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{conv,1}} = \frac{T_1 - T_2}{R_{wall}} = \frac{T_2 - T_{\infty 2}}{R_{conv,2}} \quad (5)$$

در نتیجه می‌توان  $R_t$  را به شکل شبکه مقاومت حرارتی به صورت رابطه ۶ به دست آورد:

$$R_t = R_{conv,1} + R_{wall} + R_{conv,2} \quad (6)$$

برای محاسبه انتقال حرارت بین کانال داخل زمین و خاک اطراف آن، مقاومت حرارتی کل ( $R_t$ ) از مجموع سه مقاومت حرارتی و با توجه به رابطه مربوط به شبکه مقاومت حرارتی ۶، به صورت رابطه ۷ به دست می‌آید:

با فرض  $T_{\infty 2} < T_{\infty 1}$  کوچک‌تر از  $T_{\infty 1}$  تغییرات دما همان‌طور است که در شکل ۳ نشان داده شده است. دما به صورت خطی در دیوار تغییر می‌کند و هنگامی که از دیوار دور می‌شود، به طور مجانب به دماهای  $T_{\infty 1}$  و  $T_{\infty 2}$  میل می‌کند. تحت شرایط پایدار داریم (Cengel et al., 2011):  
سرعت انتقال حرارت جابه‌جایی در خروج از دیوار = سرعت انتقال حرارت هدایت از درون دیوار = سرعت انتقال حرارت جابه‌جایی به درون دیوار.

$$\dot{Q} = h_1 A (T_{\infty 1} - T_1) = kA \frac{T_1 - T_2}{L} = h_2 A (T_2 - T_{\infty 2}) \quad (3)$$

که می‌تواند به صورت روابط ۴ و ۵ مرتب شود:

$n=0.4$  برای گرمایش؛ و  $n=0.3$  برای سرمایش سیال جاری درون کانال.

این رابطه را معادله دیتوس- بولتر می‌نامند که برتر از معادله کلبورن است. عدد رینولدز نیز برای تشخیص وضعیت آرام یا آشفته بودن جریان سیال در مجرا به صورت رابطه ۱۱ به دست می‌آید:

$$Re = \frac{\rho_a v D}{\mu_a} \quad (11)$$

که در آن،

$\rho_a$  = چگالی هوا (کیلوگرم بر متر مکعب)؛  $\mu_a$  ویسکوزیته دینامیکی هوا (پاسکال.ثانیه)؛  $v$  = سرعت هوا (متر بر ثانیه)؛  $D$  = قطر کانال (متر).

عدد پرانتل (Pr) رابطه بین ویسکوزیته و نفوذپذیری حرارتی سیال را طبق رابطه ۱۲ بیان می‌کند (Anon, 2012):

$$Pr = \frac{c_a \mu_a}{k_a} \quad (12)$$

که در آن،

$\mu_a$  = ویسکوزیته دینامیکی هوا (پاسکال.ثانیه)؛  $c_a$  = ظرفیت گرمایی ویژه هوا (کیلوژول بر کیلوگرم درجه سلسیوس).

$$R_p = \frac{L}{k_p A} \quad (13)$$

از آنجا که  $R_p$  انتقال حرارت از طریق هدایت است، می‌توان رابطه ۱۳ را براساس ضریب شکل به صورت رابطه ۱۴ نوشت (Cengel et al., 2011):

$$R_p = \frac{1}{k_p S} \quad (14)$$

با توجه به اینکه مقدار  $a/b$  کمتر از  $1/41$  است، برای جریان درون مجرای چهار ضلعی داریم (Cengel et al., 2011):

$$R_t = R_c + R_p + R_s \quad (7)$$

که در آن،

$R_c$  = مقاومت حرارتی ناشی از انتقال حرارت همرفتی (جابه‌جایی) بین هوای درون کانال و سطح داخلی کانال؛  $R_p$  = مقاومت حرارتی ناشی از هدایت حرارتی بین سطح داخلی و خارجی کانال؛ و  $R_s$  = مقاومت حرارتی ناشی از هدایت حرارتی بین سطح خارجی کانال و خاک مجاور (متر درجه سلسیوس بر وات).

رابطه‌های محاسبه این سه مقاومت حرارتی به شرح زیر هستند:

$$R_c = \frac{1}{h_c A} \quad (8)$$

که در آن،

$h_c$  = ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در سطح داخلی کانال (وات بر متر درجه سلسیوس)؛  $A$  = سطح مقطع داخلی کانال (متر مربع).

$$h_c = \frac{Nu \cdot k_a}{D_h} \quad (9)$$

که در آن،

$Nu$  = عدد ناسلت (بدون بعد)؛  $D_h$  = قطر هیدرولیکی (متر)؛  $k_a$  = هدایت حرارتی هوا (وات بر متر درجه سلسیوس).

قطر هیدرولیکی از رابطه  $D_h = \frac{4A}{P}$  به دست می‌آید که در آن  $A$  سطح مقطع جریان سیال (هوا) و  $P$  محیط در تماس با سیال است. برای سطح مقطع مربعی، این پارامتر برابر ضلع آن است.

محاسبه ضریب جابه‌جایی نیازمند آگاهی از ویژگی‌های جریان با استفاده از اعداد بی‌بعد شامل عدد ناسلت ( $Nu$ )، رینولدز ( $Re$ ) و پرانتل ( $Pr$ ) است. عدد ناسلت برای جریان‌های متلاطم درون کانال با استفاده از معادله کلبورن به دست می‌آید (Cengel et al., 2011):

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (10)$$

که در آن،

مقدار افت فشار کل فن از رابطه ۲۰ محاسبه می‌شود:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \rho_a \frac{v^2}{2} \quad (20)$$

که در آن مقدار ضریب اصطکاک ( $f$ ) درون کانال ناصاف در جریان متلاطم ( $Re > 2300$ ) به عدد رینولدز و زبری نسبی ( $\delta/D$ ) بستگی دارد که نسبت ارتفاع متوسط زبری کانال به قطر کانال است. مقدار ضریب اصطکاک برای جریان درهم با رابطه ۲۱ (معادله کلبروک) به دست می‌آید (Lindeburg, 1992):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left( \frac{\delta/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (21)$$

#### دمای سیال خروجی از سامانه EAHE

در مبدل حرارتی EAHE، هوا تنها سیالی است که گرما را مبادله می‌کند. گرمای آزاد شده یا جذب شده توسط هوا از طریق کانال به خاک مجاور جریان می‌یابد. اگر دیواره کانال با زمین کاملاً در تماس باشد و هدایت خاک نسبت به مقاومت سطحی بسیار زیاد باشد، می‌توان دمای دیواره داخلی کانال را ثابت و برابر با دمای زمین در نظر گرفت. مقدار کل گرمای منتقل شده به هوا هنگام عبور از کانال مدفون درون زمین را می‌توان به صورت رابطه ۲۲ نوشت (Anon, 2012):

$$Q = \dot{m} C_a (T_f - T_{out}) = \frac{L \Delta T_m}{R_t} \quad (22)$$

که در آن،  $\Delta T_m$  = اختلاف دمای میانگین لگاریتمی (درجه سلسیوس) و از رابطه ۲۳ به دست می‌آید:

$$R_p = \frac{0.785}{2\pi k_p} \ln \left( \frac{a}{b} \right) \quad (15)$$

$$R_s = \frac{0.785}{2\pi k_s} \ln \left( \frac{c}{a} \right) \quad (16)$$

که در آن،

$k_p$  = هدایت حرارتی کانال (وات بر متر درجه سلسیوس)؛  $k_s$  = هدایت حرارتی کانال (وات بر متر درجه سلسیوس)؛  $b$  = ضلع داخلی مجرای کانال (متر)؛  $a$  = ضلع خارجی مجرای کانال بدون خاک مجاور (متر)؛  $c$  = ضلع خارجی مجرای کانال با خاک مجاور (متر).

#### طول سامانه EAHE

با استفاده از محاسبه‌های پیشین، طول کلی (L) سامانه EAHE به صورت رابطه ۱۷ محاسبه می‌شود:

$$L = \frac{q \cdot R_t}{(T_f - T_s)} = \frac{\dot{m} C_a (T_f - T_{out}) \cdot R_t}{(T_f - T_s)} \quad (17)$$

#### دبی جرمی هوا

دبی جرمی هوا،  $\dot{m}$  به صورت رابطه ۱۸ محاسبه می‌شود:

$$\dot{m} = \rho_a v A_p \quad (18)$$

که در آن،

$$A_p = \text{سطح مقطع کانال (متر مربع)}.$$

#### توان فن

انرژی مصرف شده از طریق فن در دمیدن هوا به درون کانال به عنوان انرژی اضافی در سامانه EAHE است. توان فن با استفاده از رابطه ۱۹ به دست می‌آید:

$$P_f = \frac{\Delta P v A_p}{\eta_{fan}} \quad (19)$$

که در آن،

$P_f$  = توان فن (وات)؛  $\Delta P$  = افت فشار کل فن (پاسکال)؛ و  $\eta_{fan}$  = کارایی کلی فن که معمولاً ۰/۸۵ فرض می‌شود.

است. بازده سامانه EAHE ( $\varepsilon$ ) از رابطه ۲۵ به دست می‌آید:

$$\varepsilon = \frac{T_{out} - T_f}{T_s - T_f} \quad (25)$$

با جایگذاری رابطه ۲۴ در ۲۵، مقدار بازده سامانه (درصد) را می‌توان از رابطه ۲۶ محاسبه کرد:

$$\varepsilon = (1 - e^{-\frac{L}{R_t \dot{m} C_a}}) \times 100 \quad (26)$$

رابطه ۲۶ را نیز می‌توان بر اساس ضریب اثربخشی (NTU) بیان کرد که متشکل از ضریب‌های بدون بعد است:

$$NTU = \frac{h_c A}{\dot{m} C_a} \quad (27)$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (28)$$

جدول ۱ ویژگی‌های ترموفیزیکی موادی را نشان می‌دهد که در مدل‌سازی و محاسبات مربوط به سامانه EAHE، به کار رفته‌اند. مراحل مدل‌سازی سامانه و محاسبه پارامترهای مختلف به طور خلاصه در فلوجارت شکل ۴ آورده شده است.

$$\Delta T_m = \frac{(T_f - T_{out})(T_{out} - T_s)}{\ln \left[ \frac{(T_f - T_{out})}{(T_{out} - T_s)} \right]} = \frac{T_f - T_{out}}{\ln \left[ \frac{(T_f - T_{out})}{(T_{out} - T_s)} \right]} \quad (23)$$

با جایگذاری رابطه ۲۲ در ۲۳، رابطه ۲۴ برای به دست آوردن دمای خروجی کانال به عنوان تابعی از دمای خاک و دمای هوای ورودی به کانال این‌گونه ارائه می‌شود:

$$T_{out} = T_s + (T_f - T_s) e^{-\frac{L}{R_t \dot{m} C_a}} \quad (24)$$

### بازده سامانه EAHE

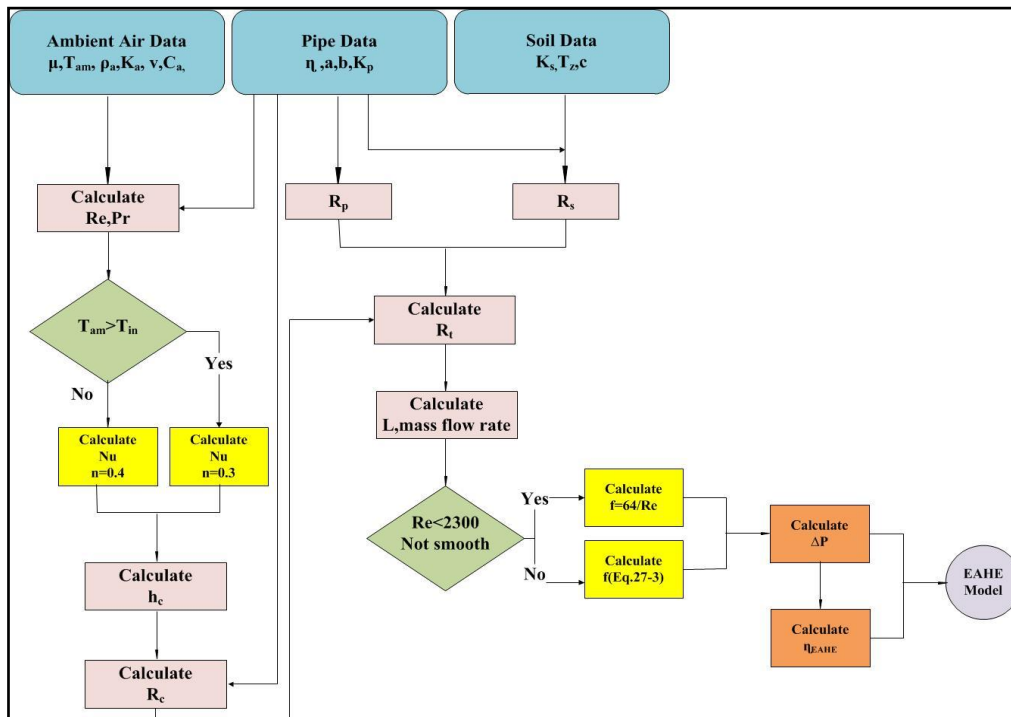
به دلیل مشخص بودن ابعاد سامانه EAHE، سرعت انتقال حرارت را می‌توان با استفاده از روش اختلاف دمای میانگین لگاریتمی<sup>۱</sup> (LMTD) یا روش تعداد واحدهای انتقال<sup>۲</sup> (NTU) محاسبه کرد. دمای هوای خروجی از سامانه EAHE با استفاده از بازده سامانه ( $\varepsilon$ ) تعیین شده است که تابعی از تعداد واحدهای انتقال (NTU) است. این روش برای شرایطی به کار می‌رود که اطلاعات جریان‌های ورودی و خروجی به مبدل در دست نیست و تنها اطلاعات دمایی جریان‌های ورودی به مبدل مشخص

جدول ۱- ویژگی‌های ترموفیزیکی مواد در محاسبه طراحی سامانه EAHE

Table 1- Thermophysical properties of materials in the design calculations of the EAHE system

ویسکوزیته دینامیکی (کیلوگرم بر متر ثانیه) Dynamic viscosity (kg/m-s)	ظرفیت حرارتی ویژه (ژول بر کیلوگرم.کلوین) Special heat capacity (J/kg-K)	چگالی (کیلوگرم بر متر مکعب) Density (kg/m <sup>3</sup> )	ماده Material
1.825×10 <sup>-5</sup>	0.0251	1.204	هوا (20°C) Air
-	0.8	-	بتن/Concrete
-	1.6	1568.57	خاک/Soil





شکل ۴- فلوجارت طراحی سامانه EAHE

Fig. 4- EAHE system design flowchart

### نتایج و بحث

۰/۷۳۱ به دست آمد. همچنین فاکتور اصطکاک برای جریان متلاطم درون کانال غیر دایره‌ای، مربعی، طبق رابطه ۲۱ محاسبه شد. سپس عدد ناسلت طبق رابطه ۱۰ برای هر دو حالت سرمایش و گرمایش گلخانه و برای هر یک از سرعت‌ها محاسبه شد. جدول ۲ و ۳ نتایج به دست آمده از محاسبه‌ها برای پارامترهای مختلف را نشان می‌دهد.

با توجه به ویژگی‌های ترموفیزیکی مواد به کار رفته در طراحی سامانه EAHE در گلخانه مذکور، اعداد رینولدز برای سرعت‌های ۲، ۵، ۱۰، ۱۵، ۲۰، ۲۵ و ۳۰ متر بر ثانیه به دو منظور سرمایش و گرمایش درون گلخانه با ویژگی‌های گفته شده، محاسبه شد. عدد پرانتل طبق رابطه ۱۲ و جدول ۱ برابر با

جدول ۲- نتایج به دست آمده از محاسبه‌ها برای پارامترهای مختلف

Table 2- The calculations results obtained for different parameters

سرعت (متر بر ثانیه) Velocity (m/s)	عدد رینولدز (بدون بعد) Re	عدد ناسلت گرمایش (بدون بعد) Nu- Heating	عدد ناسلت سرمایش (بدون بعد) Nu- Cooling	عدد ناسلت R <sub>t</sub> (متر درجه سلسیوس بر وات) (m.°C/W)
2	131945.21	253.29	261.35	0.058
5	329863.01	527.19	543.97	0.038
10	659726.03	917.89	947.10	0.030
15	989589.04	1269.60	1309.99	0.027
20	1319452.05	1598.14	1649.00	0.025
25	1649315.07	1910.48	1971.28	0.024
30	1979178.08	2210.48	2280.83	0.023

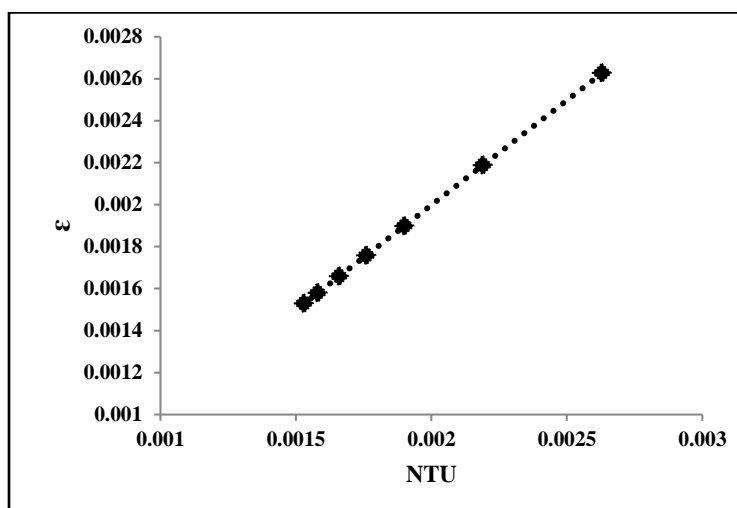
جدول ۳- نتایج به دست آمده از محاسبه‌ها برای پارامترهای مختلف

Table 3- The calculations results obtained for different parameters

سرعت (متر بر ثانیه) velocity (m/s)	توان فن Fan power (W)	دبی جرمی (کیلوگرم بر ثانیه) Mass flow rate (kg/s)	افت فشار (پاسکال) Pressure loss (Pa)	hc (وات بر مترمربع. کلونین) (W/m <sup>2</sup> K)	NTU
2	14.14	2.41	6.01	6.37	0.00263
5	220.97	6.02	37.56	13.25	0.00219
10	1767.76	12.04	150.26	23.08	0.0019
15	5966.17	18.06	338.08	31.92	0.00176
20	14142.04	24.08	601.04	40.18	0.00166
25	27621.18	30.1	939.12	48.03	0.00158
30	47729.39	36.12	1352.33	55.57	0.00153

گزارش داده‌اند. برای ساخت یک مبدل حرارتی هوا-زمین برای به دست آوردن NTU مناسب و بازده مورد نظر، روش‌های متعددی وجود دارد. در نتیجه می‌توان طراحی را به سمتی هدایت کرد که این دو پارامتر با مقادیر مورد نظر تأمین - شوند.

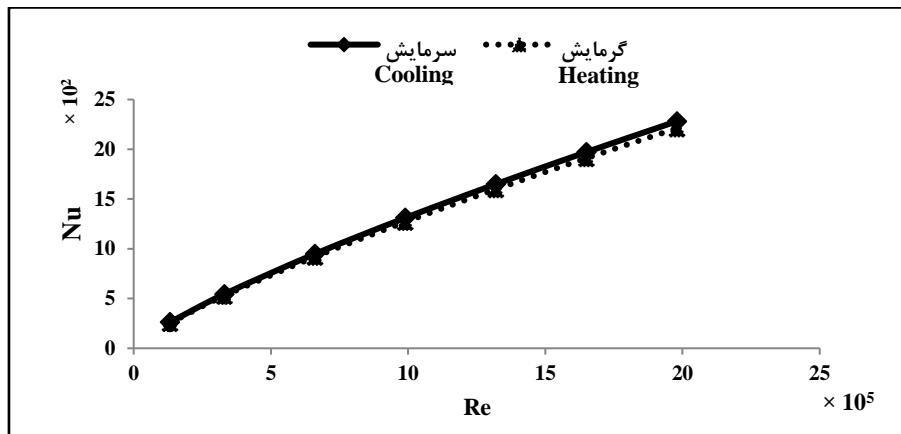
شکل ۵، رابطه بین NTU و  $\epsilon$  را نشان می‌دهد که در آن می‌بینیم این دو پارامتر با هم رابطه مستقیم دارند یعنی هرچه NTU افزایش یا کاهش یابد، مقدار  $\epsilon$  نیز افزایش یا کاهش می‌یابد. دپائپه و یانسین (De Paepe & Janssens, 2003) و بایسونیا (Bisoniya, 2015) نتایجی مشابه در این خصوص



شکل ۵- میزان بازده ( $\epsilon$ ) سامانه EAHE به عنوان تابعی از NTU  
Fig. 5- EAHE system efficiency ( $\epsilon$ ) as a function of NTU

هر دو، افزایش می‌یابد. نتیجه دیگری که در شکل ۶ مشاهده می‌شود، اختلاف بین عدد ناسلت در دو فاز سرمایش و گرمایش است که مقدار آن برای فاز سرمایش بیشتر است تا برای فاز گرمایش.

شکل ۶ نیز تغییرات عدد ناسلت را در برابر عدد رینولدز به دو منظور سرمایش و گرمایش گلخانه مورد نظر نشان می‌دهد. طبق این شکل با افزایش عدد رینولدز، عدد ناسلت برای سرمایش و گرمایش،

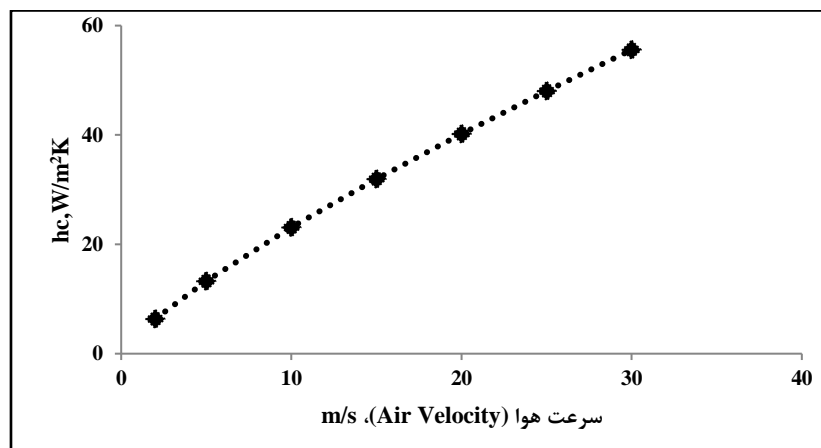


شکل ۶- تغییرات عدد ناسلت در برابر عدد رینولدز به دو منظور سرمایش و گرمایش گلخانه پایلوت

Fig. 6- Nusselt number changes vs Reynolds number for both cooling and heating of the pilot greenhouse

کانال در گلخانه مورد نظر برای هفت سطح مختلف سرعت هوا محاسبه شد. همان‌طور که در شکل ۷ مشاهده می‌شود، با افزایش  $h_c$  سرعت جریان هوا افزایش می‌یابد. شیائو و همکاران (Xiao *et al.*, 2011) گزارش کرده‌اند که تغییرات در مقدار  $h_c$  با تغییر سرعت جریان هوا روند مشابهی نشان می‌دهد.

رابطه مستقیم بین عدد ناسلت و عدد رینولدز برای مبدل EAHE را محققان دیگر (De Paepe & Janssens, 2003; Nakamura & Igarash, 2004; Luciu *et al.*, 2009; Bisioniya, 2015) نیز گزارش داده‌اند. با توجه به رابطه ۹، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در سطح داخلی



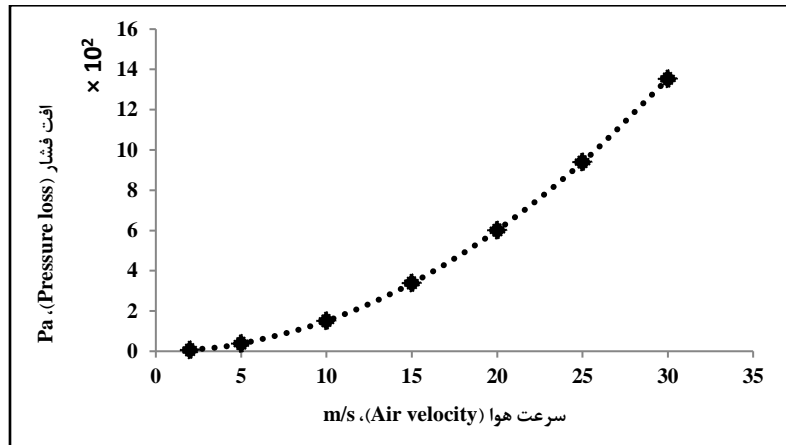
شکل ۷- تغییرات ضریب انتقال حرارت نسبت به سرعت جریان هوای درون کانال

Fig. 7- The variation of heat transfer coefficient relative to the velocity of air flow within the channel

می‌شود. تغییر در هر یک از پارامترهای یاد شده سبب تغییر عدد رینولدز می‌شود، اما تأثیر محسوسی در مقدار NTU ندارد. به طور کلی، کاهش مقدار  $D$  سبب افزایش میزان  $\varepsilon$  و افزایش

مقدار طول ( $L$ )، یک پارامتر مستقل مؤثر بر NTU است. بین طول و NTU رابطه‌ای خطی وجود دارد. تغییر قطر  $D$  یا مقدار سرعت جریان جرمی هوا،  $\dot{m}$ ، سبب تغییر سرعت هوای درون کانال

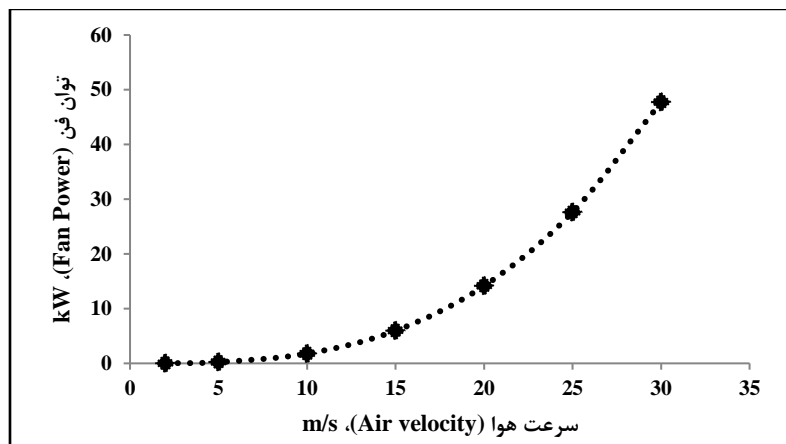
سرعت جریان جرمی هوا سبب کاهش مقدار  $\varepsilon$  می‌شود. بنابراین، بهتر است چند کانال با قطر کوچک وجود داشته باشد تا جریان جرمی تقسیم شود. کانال‌های طولانی با قطر کوچک، برای انتقال حرارت سودآور هستند. هرچند، افت فشار در کانال‌ها را افزایش می‌دهند (شکل ۸) و بدین ترتیب انرژی مصرفی فن با توجه به رابطه ۱۹ بالا می‌رود (شکل ۹).



شکل ۸- تغییرات افت فشار درون کانال نسبت به سرعت جریان هوا

Fig. 8- the pressure loss changes inside the channel relative to air flow velocity

با توجه به رابطه‌های ۲۰ و ۲۷، هر دو پارامتر  $NTU$  و مقدار افت فشار با طول کانال متناسب هستند. در نتیجه طراح می‌تواند از نسبت‌های  $\Delta p/L$  و  $NTU/L$  به عنوان معیارهای عملکرد اصلی برای تعیین طول کانال یا کانال مورد نیاز برای بهینه‌سازی طراحی استفاده کند. طول کانال،  $L$ ، پارامتری است مستقل که تأثیر خطی بر افت فشار دارد. قطر کانال و سرعت جریان هوا، با توجه به رابطه‌های مربوط، اثر ترکیبی بر افت فشار دارند.



شکل ۹- تغییرات توان فن درون کانال نسبت به سرعت جریان هوا

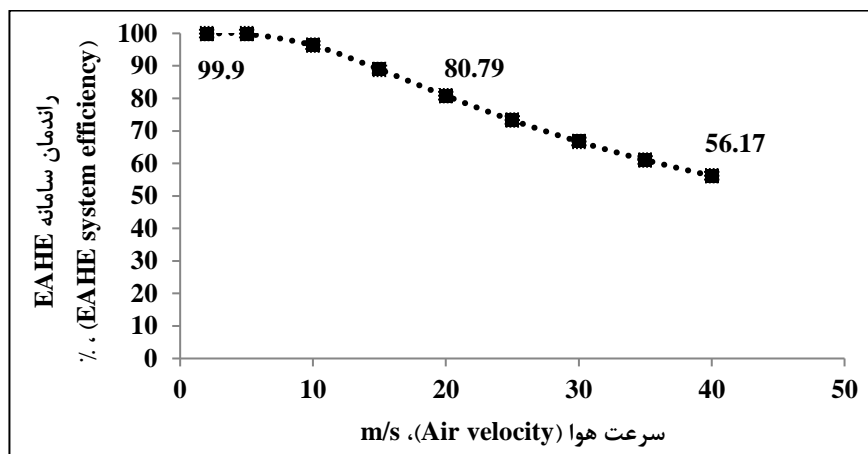
Fig. 9- Changes in the fan power inside the channel relative to the air velocity

مدت زمان انتقال حرارت بین خاک و کانال کاهش می‌یابد و همین امر عملکرد حرارتی سامانه را کاهش می‌دهد. نتیجه به دست آمده مطابق با نتایجی است که دیگر محققان (Ghosal & Tiwari, 2006; Ascione *et al.*, 2011) Gouda, 2010; Ascione *et al.*, 2011) گزارش کرده‌اند. گودا (Gouda, 2010) اثر سرعت هوای درون کانال بر راندمان سامانه را برای سطح مقطع دایره‌ای به صورت کاهشی نشان داده است. در افزایش سرعت از ۲ به ۲۰ متر بر ثانیه، راندمان سامانه برای سطح مقطع دایره‌ای از ۹۲ درصد به ۳۲ درصد کاهش یافته است در حالی که در همین سرعت‌ها، راندمان سامانه برای سطح مقطع مربعی از ۹۹/۹ درصد به ۸۰/۷۹ درصد کاهش یافته است. این نتیجه نشان‌دهنده راندمان بیشتر سامانه در سطح مقطع مربعی نسبت به مقطع دایره‌ای است.

کاهش سرعت جریان هوا و افزایش قطر کانال باعث کاهش افت فشار می‌شود. این نتیجه با افزایش عملکرد حرارتی به کمک قطر کوچک‌تر در تضاد است. در نتیجه ترکیب طول و قطر کانال باید بهینه شود.

برای ارزیابی عملکرد ترموهیدرولیکی کل سامانه حرارتی، می‌توان از فاکتور J استفاده کرد. این فاکتور نسبت افت فشار به NTU است و می‌تواند معیار عملکردی خوب از مبدل حرارتی EAHE باشد.

کاهش عملکرد حرارتی سامانه در شکل ۱۰ به صورت پارامتر بازده سامانه نشان داده شده است. بازده سامانه با سرعت هوای درون کانال رابطه معکوس دارد و با افزایش سرعت هوای درون کانال بازده سامانه کاهش می‌یابد و سبب کاهش عملکرد حرارتی سامانه می‌شود این اتفاق به این دلیل رخ می‌دهد که با افزایش سرعت هوای درون کانال،



شکل ۱۰- اثر سرعت هوای درون کانال با سطح مقطع مربعی روی بازده مدل سامانه EAHE

Fig. 10- Effect of intra-channel air velocity with square cross section on EAHE system model efficiency

پایه برای تعیین ابعاد هندسی سامانه مناسب است. در این پژوهش، یک مدل یک بعدی از سامانه EAHE توسعه داده شده است. اصولاً طراحی مبدل حرارتی EAHE به طور عمده به بار گرمایشی/ سرمایشی گلخانه مورد نیاز بستگی دارد. پس از

## نتیجه‌گیری

مبدل حرارتی هوا - زمین روشی مدرن و مؤثر برای پیش گرم کردن هوا در زمستان و پیش سرد کردن هوا در تابستان است. برای طراحی اولیه سامانه EAHE، استفاده از معادله‌های انتقال حرارت

محاسبه بار گرمایشی/ سرمایشی، طراحی مبدل حرارتی تنها به محدودیت‌های هندسی و تجزیه و تحلیل هزینه بستگی خواهد داشت. قطر، طول کانال و تعداد کانال‌ها به عنوان پارامترهای اصلی تعیین می‌شوند. با افزایش طول کانال، افت فشار و عملکرد حرارتی افزایش می‌یابد. افزایش طول با در نظر گرفتن قطر کوچک‌تر و همچنین قرار گرفتن در عمق مناسب و با سرعت جریان هوای پایین‌تر، سبب افزایش عملکرد سامانه EAHE می‌شود. برای گلخانه مورد مطالعه، می‌توان به منظور کاهش توان فن و افزایش بازده سامانه، قطر هیدرولیکی سامانه را از یک متر به محدوده ۰/۵-۰/۸ متر کاهش داد. همچنین، با توجه به اینکه سرعت هوای درون کانال اثر معکوس روی عملکرد و بازده سامانه دارد، می‌توان سرعت هوا را تا میزان ۱۰ متر بر ثانیه، به منظور افزایش بازده سامانه، کاهش داد.

### قدردانی

نویسندگان این مقاله از موسسه تحقیقات فنی و مهندسی کشاورزی، شرکت فراز هامون، گروه مهندسی بیوسیستم پردیس ابوریحان دانشگاه تهران و گروه مهندسی کشاورزی و بیولوژیکی دانشگاه پوردو آمریکا، برای همکاری‌هایشان در تهیه امکانات لازم برای پیش‌بردن این تحقیق قدردانی می‌کنند.

### مراجع

- Anon. (2012). Handbook heating, ventilating, and air-conditioning system and equipment. ASHRAE, Atlanta, GA The American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc.
- Anon. (2016). Paris agreement, United Nations Treaty Collection.
- Ascione, F., Bellia, L., & Minichiello, F. (2011). Earth-to-air heat exchangers for Italian climates. *Renewable Energy*, 36, 2177- 2188.
- Badescu, V., & Isvoranu, D. (2011). Pneumatic and thermal design procedure and analysis of earth-to-air heat exchangers of registry type. *Applied Energy*, 88(4), 1266-1280.
- Bisoniya, T. S. (2015). Design of earth-air heat exchanger system. *Geothermal Energy*, 3(18), 1-10.
- Cengel, Y. A., Afshin, J. Gh., & Hsiaokang, M. (2011). Heat and mass transfer: fundamentals & applications. 4e. McGraw-Hill.
- De Paepe, M., & Janssens, A. (2003). Thermo-hydraulic design of earth-air heat exchangers. *Energy Buildings*, 35(4), 389-397.
- Ghosal, M. K., & Tiwari, G. N. (2006). Modeling and parametric studies for thermal performance of an earth to air heat exchanger integrated with a greenhouse. *Energy Conversion and Management*, 47(13-14), 1779-1798.
- Gouda, S. G. A. (2010). Using of geothermal energy in heating and cooling of agricultural structures (Ph. D. Thesis), BENHA University.
- Kanaris, A. G., Mouza, A. A., & Paras, S. V. (2006). Flow and heat transfer prediction in a corrugated plate heat exchanger using a CFD code. *Chemical Engineering and Technology: Industrial Chemistry-Plant Equipment-Process Engineering-Biotechnology*, 29(8), 923-930.
- Lindeburg, M. R. (1992). Engineer in training reference manual. Professional Publication, Inc. 8<sup>th</sup> Edition.

- Luciu, R. S., Mateescu, T., Cotorobai, V., & Mare, T. (2009). Nusselt number and convection heat transfer coefficient for a coaxial heat exchanger using Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-water pH= 5 nanofluid. *The Bulletin of the Polytechnic Institute of Jassy*, 55, 71-80.
- Mikani, A., Etebarian, H. R., Sholberg, P. L., O’Gorman, D. T., Stokes, S., & Alizadeh, A. (2008). Biological control of apple gray mold caused by Botrytis Mali with Pseudomonas fluorescens strains. *Postharvest Biology and Technology*, 48(1), 107-112.
- Mongkon, S., Thepa, S., Namprakai, P., & Pratinthong, N. (2014). Cooling performance assessment of horizontal earth tube system and effect on planting in tropical greenhouse. *Energy Conversion and Management*, 78, 225-236.
- Nakamura, H., & Igarashi, T. (2004). Variation of Nusselt number with flow regimes behind a circular cylinder for Reynolds numbers from 70 to 30 000. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(23), 5169-5173.
- Sehli, A., Hasni, A., & Tamali, M. (2012). The potential of earth-air heat exchangers for low energy cooling of buildings in South Algeria. *Energy Procedia*, 18, 496-506.
- Sethi, V. P., & Sharma, S. K. (2008). Survey and evaluation of heating technologies for worldwide agricultural greenhouse applications. *Solar Energy*, 82(9), 832-859.
- T’Joen, C., Liu, L., & Paepe, M. D. (2012). *Comparison of Earth-Air and Earth-Water Ground Tube Heat Exchangers for Residential Application*. 14<sup>th</sup> International Refrigeration and Air-Conditioning Conference, July 16-19. Purdue University, West Lafayette, United States.
- Vourdoubas, J. (2004). *Comparison of greenhouse heating with geothermal energy, solar energy and biomass*. International Conference Geothermal Energy Applications in Agriculture. May 3-4, Athens, Greece.
- Vourdoubas, J. (2015). Overview of heating greenhouses with renewable energy sources a case study in Crete-Greece. *Journal of Agriculture and Environmental Science*, 4(1), 70-76.
- Wang, Y., Dong, Q., & Liu, M. (2007). Characteristics of Fluid flow and heat transfer in shellside of heat exchangers with longitudinal flow of shellside fluid with different supporting structures. In: C. Cen., Chi, Y., & Wang, F. (Eds.) Challenges of power engineering and environment. Springer, Berlin, Heidelberg.
- Xiao, B., Wang, G., Wang, Q., Maniruzzaman, M., Sisson, R. D., & Rong, Y. (2011). An experimental study of heat transfer during forced air convection. *Journal of Materials Engineering and Performance*, 20(7), 1264-1270.
- Yener, D., Ozgener, O., & Ozgener, L. (2017). Prediction of soil temperatures for shallow geothermal applications in Turkey. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 70, 71-77.

**Research Paper****Design Parameters of an Earth-Air Heat Exchanger with a Square Cross  
Section - Case Study: Greenhouse****H. Faridi, A. Arabhosseini\*, Gh. Zarei and M. Okos**

\* Corresponding Author: Associated Professor, College of Aburaihan, University of Tehran, Tehran, Iran.  
Email: hosseini@ut.ac.ir  
Received: 25 May 2019, Accepted: 12 October 2019

**Abstract**

Among renewable and clean energies, geothermal energy is superior to other types of energy, and unlike other renewable energies, it is not limited to the season, time, and conditions. One of the applications of geothermal energy is the use of ground heat at shallow depths as the earth-air heat exchanger (EAHE), which is used as a modern and effective technique for preheating the air in the winter and vice versa precooling in the summer. In this study, the design of an EAHE converter for a commercial greenhouse for heating or cooling purposes was examined. A one-dimensional model of the EAHE system was developed to evaluate the effects of main parameters such as diameter, length, air flow rate, and fan power and system efficiency. Given the direct relationship between number of the transfer units (NTU) and the effectiveness of EAHE ( $\epsilon$ ), it is possible to construct an EAHE system in order to obtain an appropriate NTU and its  $\epsilon$  and handle the design of an EAHE system to a point where these two parameters will be obtained with the desired values. By the model and method presented in this study, the effects of main parameters as the effective design factors can be simply assessed without any waste of energy and time and complexity.

**Keywords:** Energy, Geothermal, Heat Exchanger, Heat Performance

[© 2020 Agricultural Mechanization and Systems Research, Karaj, Iran.](#)

[This is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International \(CC BY 4.0 license\)](#)

