

## مدل‌سازی عملکرد گرمایی گردآورنده‌های خورشیدی بدون پوشش با صفحه جاذب سوراخ‌دار

صادق مطهر<sup>۱\*</sup>

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۳۹۶/۱۰/۰۶	گردآورنده‌های خورشیدی بدون پوشش با صفحه جاذب سوراخ‌دار از انواع گردآورنده‌هایی هستند که برای گرمایش خورشیدی هوا به منظور استفاده در سیستم‌های تهویه مطبوع و خشک‌کن‌ها استفاده می‌شوند. عملکرد گرمایی این گردآورنده‌ها تابع عوامل مختلفی مانند قطر و گام سوراخ‌ها، سرعت مکش هوا و تابش خورشیدی است. با استفاده از مدل‌سازی می‌توان ارزیابی درستی از تأثیر هر کدام از پارامترهای مذکور بر عملکرد گرمایی گردآورنده به دست آورد. در این مقاله، با استفاده از مدل‌سازی انتقال گرما و موازنه انرژی در اجزاء مختلف گردآورنده نمونه با کاربرد پیش گرمایش هوای ساختمان، بازده گرمایی و دمای خروجی گردآورنده برحسب پارامترهای میزان تابش خورشیدی، سرعت مکش هوا، قطر و گام سوراخ‌های صفحه جاذب به دست آمده‌اند و اثر هر کدام از این پارامترها برآورد شده است. همچنین کارایی تبادل گرمایی صفحات سوراخ‌دار به ازای سرعت مکش هوا، قطر و گام سوراخ‌ها برآورد شده است. نتایج نشان می‌دهد که افزایش سرعت مکش هوا و تابش خورشیدی باعث افزایش بازده گرمایی گردآورنده می‌شود. همچنین، افزایش قطر و گام سوراخ‌ها سبب کاهش عملکرد گرمایی گردآورنده می‌شود.
پذیرش مقاله: ۱۳۹۷/۰۱/۲۶	
<b>واژگان کلیدی:</b> گردآورنده خورشیدی، صفحه جاذب سوراخ‌دار، مدل‌سازی، عملکرد گرمایی، بازده گرمایی، دمای خروجی.	

## ۱- مقدمه

انرژی گرمایی خورشید به عنوان یک منبع بی‌پایان و پاک ساله‌است که برای کاربردهای مختلف مورد توجه قرار گرفته است. گردآورنده‌های خورشیدی مبدل‌های حرارتی هستند که انرژی تابشی خورشید را به انرژی گرمایی تبدیل می‌کنند تا برای مصارفی مانند تأمین آب گرم [۱،۲]، آب آشامیدنی [۳] یا گرمایش هوا استفاده شود.

گردآورنده‌های خورشیدی بدون پوشش با صفحه جاذب سوراخ‌دار (Unglazed Transpired Collectors) یا UTC، یک فناوری توجیه‌پذیر استفاده از انرژی گرمایی خورشید برای کاربردهای تجاری و خانگی هستند. با استفاده از این گردآورنده‌ها می‌توان هوا را پیش گرم کرده و بار گرمایشی ساختمان را کاهش داد [۴]. همچنین، از این نوع گردآورنده در فرایندهای خشک کردن محصولات

کشاورزی [۵]، سرمایش جذبی [۶]، پیش گرم کردن هوای ورودی بویلر [۷] و سیستم فتوولتائیک- گرمایی [۸] کاربرد دارد. هم‌اکنون گردآورنده‌های خورشیدی بدون پوشش با صفحه جاذب سوراخ‌دار به صورت تجاری به بازار عرضه شده‌اند [۹].

گردآورنده‌های خورشیدی بدون پوشش با صفحه جاذب سوراخ‌دار دارای سیستم بسیار ساده‌ای هستند. هوا از خلال سوراخ‌هایی که روی یک صفحه جاذب در معرض تابش خورشید ایجاد شده‌اند، عبور کرده و گرم می‌شود. مکش هوا از خلال این سوراخ‌ها توسط یک فن مکنده انجام می‌شود. تاکنون مطالعات زیادی روی سیستم‌های UTC در مقیاس تجاری و آزمایشگاهی انجام شده است. مطالعات روی افت‌های انتقال گرما توسط کاپر و همکاران [۱۰] انجام شد. آنها افت‌های مربوط به انتقال حرارت جابجایی را

\* پست الکترونیک نویسنده مسئول: sadegh.motahar@shahreza.ac.ir

۱. استادیار، گروه فنی و مهندسی، مرکز آموزش عالی شهرضا

سیالات محاسباتی برای درک چگونگی انتقال گرما در گردآورنده های خورشیدی بدون پوشش، سبب توسعه روابط متعدد انتقال گرما برای این سیستم ها شده است، اما این روش ها بسیار هزینه بر بوده و برای طراحی سریع یا برآوردهای اولیه مناسب نیستند. یک مدل ارزان و قابل اطمینان که با استفاده از نتایج آزمایشگاهی هم راستی آزمایی شده باشد و بتواند نتایج عملی و کاربردی برای طراحی این سیستم بیان کند تاکنون مورد توجه کمی واقع شده است.

در این مقاله، عملکرد گرمایی یک گردآورنده خورشیدی بدون پوشش با صفحه جاذب سوراخ دار با کاربرد پیش گرمایش هوای ساختمان بر اساس معادلات موازنه انرژی و با استفاده از نرم افزار MATLAB<sup>®</sup> مدل سازی شده است. چنین مطالعه کاربردی پیش تر به ندرت انجام شده است. ابتدا مدل ارائه شده با داده های آزمایشی تصدیق شده، سپس بازده گرمایی و دمای خروجی و کارایی تبادل گرمایی تحت شرایط متفاوت طراحی و کارکرد گردآورنده بررسی شده است.

## ۲- مدل سازی

### ۲-۱- طرح مسأله و فرضیات

در این مقاله یک گردآورنده خورشیدی بدون پوشش سوراخ دار که شامل یک صفحه سوراخ دار جاذب خورشید است، به منظور پیش گرمایش هوای ورودی ساختمان روی یک دیوار جنوبی نصب شده است. هوا از سوراخ ها به درون محفظه گردآورنده (Plenum) مکش شده و نهایتاً وارد سیستم گرمایش ساختمان می شود.

در مدل سازی این UTC فرضیات زیر اعمال شده اند:

۱- هوا درون محفظه فقط به صورت عمودی حرکت کرده و گردآورنده دو بعدی فرض می شود.

۲- صفحه جاذب دارای سوراخ هایی با آرایش مثلثی است. (شکل ۱- ب))

۳- دمای هوا درون محفظه و دمای صفحه جاذب یکنواخت است.

۴- خواص ترموفیزیکی هوا با استفاده از معادله  $AT^4 + BT^3 + CT^2 + DT + E$  حساب می شوند که  $T$  دما بر حسب کلونین و ثوابت  $A, B, C, D$  و  $E$  از جدول ۱ به دست می آیند. همچنین چگالی هوا ( $\rho$ ) از رابطه

$$\rho = 360.7782T^{-1.00336} \left( \frac{kg}{m^3} \right) \text{ به دست}$$

در مدل خود لحاظ کردند. همچنین نشان دادند که مکش یکنواخت هوا باعث ثابت ماندن ضخامت لایه مرزی هیدرودینامیکی و لایه مرزی گرمایی در طول گردآورنده می شود. کاجر [۱۱] با استفاده از نتایج آزمایش های متعدد، روابط مربوط به کارایی تبادل گرمایی و افت فشار را به دست آورد. گانویک و همکاران [۱۲] با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی دو بعدی کارایی تبادل گرمایی را برای UTC به دست آوردند که ون دکر و همکاران [۱۳] این روش را به حالت سه بعدی تعمیم دادند. آنها توانستند لایه مرزی هیدرودینامیکی را در سرتاسر طول گردآورنده پیش-بینی نمایند. فلک و همکاران [۱۴] در یک مطالعه آزمایشگاهی اثر باد بر عملکرد گردآورنده بدون شیشه سوراخ دار را بررسی نموده و تأثیر افزایش توربولانس بر کاهش بازده گردآورنده اثبات نمودند. اوگوستوس و کومار [۱۵] با استفاده از یک مدل ریاضی روی روابط تجربی انتقال گرما، عملکرد گرمایی UTC که برای مصارف خشک کردن به کار می رود را بطور پارامتری بررسی کردند. مطهر و عالم رجبی [۱۶] تحلیل اکسرژی برای یک UTC انجام دادند. آنان گزارش کردند که علی رغم کارایی گرمایی خوب این نوع کلتور، بازده اکسرژی آنها بسیار پایین است. بداش و همکاران [۱۷] با از دینامیک سیالات محاسباتی و مطالعه آزمایشگاهی اثر ضخامت محفظه، دبی جرمی هوا و میزان تابش خورشید را مدل سازی نمودند و نتیجه گرفتند که تغییر ضخامت محفظه اثر کمی روی کارایی گردآورنده دارد. تاجداران و همکاران [۱۸] با استفاده از مدل سازی دینامیک سیالات محاسباتی یک UTC اثر زاویه وزش باد را روی عملکرد آن بررسی کرده و نتایج خود را با کرده آورنده نمونه آزمایشگاهی مقایسه نمودند. نتایج آنها حاکی از اثر معکوس زاویه وزش باد بر عملکرد گرمایی گردآورنده است. وانگ و همکاران [۱۹] با استفاده از برازش داده های آزمایش گردآورنده خورشیدی نمونه، روابط همبستگی روی ضریب کارایی تبادل گرمایی و دمای صفحه جاذب به دست آوردند. ارنترک [۲۰] عملکرد یک گردآورنده بهینه شده آزمایشگاهی را با استفاده از مدل های مختلف مانند مدل سازی ریاضی، مدل سازی خاکستری، شبکه های عصبی مصنوعی و منطق فازی مقایسه نمودند. در مقایسه با آزمایش، روش منطق فازی پیش بینی قابل قبولی ارائه داد.

اگرچه استفاده از روش های آزمایشگاهی و یا دینامیک

و دیوار، بازده گرمایی و دمای خروجی گردآورنده بر اساس پارمترهای قابل تغییر مدل سازی می شوند.

می آید که در آن که  $T$  دما بر حسب کلین است [۱۶].  
با استفاده از معادلات انرژی و انتقال گرما روی گردآورنده

جدول ۱- خواص ترموفیزیکی هوا [۱۶ و ۲۱]

	A	B	C	D	E
$C_p$ (J/kg.K)	$1.933 \times 10^{-10}$	$-7.999 \times 10^{-7}$	$1.141 \times 10^{-3}$	$-4.489 \times 10^{-1}$	$1.058 \times 10^3$
$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	0	$-1.156 \times 10^{-14}$	$9.573 \times 10^{-11}$	$3.760 \times 10^{-8}$	$-3.448 \times 10^{-6}$
$k$ (W/m.K)	0	$1.521 \times 10^{-11}$	$-4.857 \times 10^{-8}$	$1.018 \times 10^{-4}$	$-3.933 \times 10^{-4}$
$\alpha$ (m <sup>2</sup> /s)	0	0	$9.102 \times 10^{-11}$	$8.820 \times 10^{-8}$	$-1.065 \times 10^{-5}$

## ۲-۲- معادلات انرژی

مکانیزم‌های مختلف انتقال گرما روی گردآورنده خورشیدی که در مدل سازی عملکرد آن تأثیر دارند، در شکل ۱(الف) نشان داده شده است.

گرما از درون اتاق توسط رسانش ( $q_{cond, w}$ ) به بیرون منتقل می شود که بخشی از آن از طریق تابش ( $q_{rad, w-c}$ ) با صفحه جاذب مبادله شده و بخش دیگر از طریق جابجایی ( $q_{conv, w-p}$ ) به هوای محفظه داده می شود. موازنه انرژی روی دیوار از رابطه ۱ به دست می آید:

$$q_{cond, w} = q_{conv, w-p} + q_{rad, w-c} \quad (1)$$

همچنین با توجه به شکل (۱)، موازنه انرژی روی صفحه جاذب به صورت زیر خواهد بود:

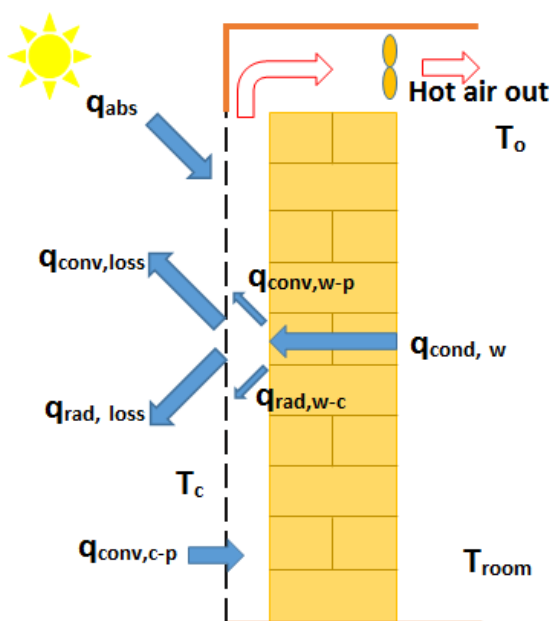
$$q_{abs} + q_{rad, w-c} = q_{conv, c-p} + q_{conv, loss} + q_{rad, loss} \quad (2)$$

یعنی، مجموع انرژی خورشیدی جذب شده توسط صفحه جاذب ( $q_{abs}$ ) و انرژی گرمایی تابشی دریافتی از دیوار ( $q_{rad, w-c}$ ) برابر است با مجموع انرژی گرمایی دریافتی از طریق جابجایی از صفحه سوراخدار به هوای محفظه ( $q_{conv, c-p}$ )، اتلاف انرژی گرمایی از طریق جابجایی به هوای محیط ( $q_{conv, loss}$ ) و اتلاف انرژی گرمایی از طریق تابش به آسمان ( $q_{rad, loss}$ ).

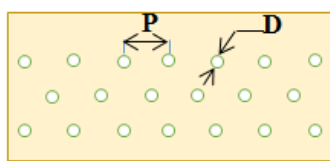
گرمای جذب شده از تابش خورشید توسط گردآورنده از رابطه ۳ به دست می آید [۲۱]:

$$q_{abs} = \alpha_c I_T A_s \quad (3)$$

که  $\alpha_c$  ضریب جذب صفحه جاذب گردآورنده،  $I_T$  میزان تابش خورشیدی و  $A_s = (1-\sigma)A$  مساحت سطح جاذب است، یعنی مساحت کل سطح گردآورنده ( $A$ ) منهای مساحت سوراخها.



(الف)



(ب)

شکل ۱- (الف) مکانیزم‌های انتقال گرما روی UTC (ب) آرایش مثلثی سوراخها روی قسمتی از صفحه جاذب

تخلخل صفحه جاذب سوراخدار ( $\sigma$ ) از رابطه ۴ تعریف می شود [۱۰]:

$$\sigma = 0.907(D/P)^2 \quad (4)$$

که در آن  $P$  گام و  $D$  قطر سوراخها است. انرژی تابشی مبادله شده بین دیوار و گردآورنده به صورت زیر است [۲۱]:

می شود. افت های تابشی گردآورنده به محیط را می توان از رابطه ۱۰ به دست آورد [۲۱ و ۲۲]:

$$q_{rad,loss} = \varepsilon_c \sigma_{sb} A (T_c^4 - T_{sur}^4)$$

$$T_{sur}^4 = 0.5(T_{sky}^4 + T_{gr}^4) \quad (10)$$

$T_{sky} = 0.0552 T_a^{1.5}$ ,  $T_{gr} \cong T_a$   
 سطح بیرونی دیوار از داخل اتاق از طریق رسانش گرما دریافت می کند؛ انتقال گرمای رسانایی که از طریق دیوار انجام می گیرد از رابطه ۱۱ به دست می آید [۲۲]:

$$q_{cond,w} = U_{cond,w} A (T_{room} - T_w) \quad (11)$$

همچنین گرمای منتقل شده از دیوار از طریق جابجایی از رابطه ۱۲ به دست می آید [۲۱]:

$$q_{conv,w-p} = \frac{k Nu_H}{H} A (T_w - T_p)$$

$$Nu_H = \begin{cases} 0.664 Re_H^{0.5} Pr^{0.333} & Re_H < 5 \times 10^5 \\ (0.037 Re_H^{0.8} - 871) Pr^{0.333} & Re_H > 5 \times 10^5 \end{cases} \quad (12)$$

برای به دست آوردن دمای هوای گرم خروجی از گردآورنده خورشیدی ( $T_o$ )، گرمای منتقل شده از طریق جابجایی از دیوار به هوای محفظه به صورت زیر در نظر گرفته می شود [۲۲]:

$$q_{conv,w-p} = \dot{m} C_p (T_o T_p) \quad (13)$$

بازده گرمایی گردآورنده به صورت گرمای مفید به دست آمده از گردآورنده به انرژی خورشیدی ورودی به آن تعریف شده که از رابطه ۱۴ حاصل خواهد شد:

$$\eta = \frac{\dot{m} C_p (T_o - T_a)}{I_T A} \quad (14)$$

معادلات انرژی فوق بر اساس الگوریتم ارائه شده در شکل ۲، با استفاده از نرم افزار MATLAB<sup>®</sup> حل شده و دمای گردآورنده و دیوار به دست می آید.

جدول ۲- مشخصات گردآورنده نمونه [۲۲]

پارامتر	مقدار
ارتفاع گردآورنده	2.44 m
عرض گردآورنده	1.83 m
عمق محفظه	0.0762 m
قطر سوراخ	0.00159 m
گام سوراخها	0.0214 m
تخلخل	0.5%

$$q_{rad,w-c} = \sigma_{sb} A (T_w^4 - T_c^4) / (1/\varepsilon_w + 1/\varepsilon_c - 1) \quad (5)$$

که در آن  $\sigma_{sb} = 5.67 \times 10^{-8} W/(m^2.K^4)$  استفان-بولتزمن،  $T$  دمای مطلق و  $\varepsilon$  ضریب صدور است. جریان هوا از خلال سوراخ های گردآورنده به سمت محفظه باعث انتقال گرمای جابجایی شده که معادله جابجایی به صورت زیر می شود:

$$q_{conv,c-p} = \dot{m} C_p (T_p - T_a) = \dot{m} C_p \varepsilon_{HX} (T_c - T_a) \quad (6)$$

$T_p$  دمای هوا در محفظه،  $T_a$  دمای هوای محیط،  $T_c$  دمای گردآورنده و  $C_p$  گرمای ویژه هوا است. همچنین،  $\dot{m}_c = \rho V_s A$  که در آن  $V_s$  سرعت مکش هوا به سمت گردآورنده است.

در معادله ۶،  $\varepsilon_{HX}$ ، کارایی تبادل گرمایی است و از رابطه ۷ می توان آن را به دست آورد [۱۰]:

$$\varepsilon_{HX} = \frac{T_p - T_a}{T_c - T_a} = 1 - \exp\left(-\frac{k Nu_D (1 - \sigma)}{D \rho V_s C_p}\right) \quad (7)$$

که در آن  $k$  ضریب رسانایی گرمایی هوا است. برای  $0.1\% < \sigma < 5\%$  و  $100 < Re_D < 2000$  رابطه ۸ یک فرمول برای عدد نوسلت در سوراخ ها ارائه می دهد [۱۰]:

$$Nu_D = 2.75 \left[ \left(\frac{P}{D}\right)^{-1.2} Re_D^{0.43} + 0.011 \sigma Re_D \left(\frac{U_\infty}{V_s}\right)^{0.48} \right] \quad (8)$$

$U_\infty$  و  $V_s$  هم به ترتیب سرعت وزش باد و سرعت مکش هوا به سمت گردآورنده و  $Re_D$ ، عدد رینولدز بر اساس سرعت هوا در سوراخ می باشد که با رابطه  $Re_D = V_h D / \nu$  تعریف می شود ( $V_h = V_s / \sigma$ ). مقدار افت ناشی از انتقال گرمای جابجایی از یک گردآورنده با صفحه موج دار از روابط زیر به دست می آید [۱۰]:

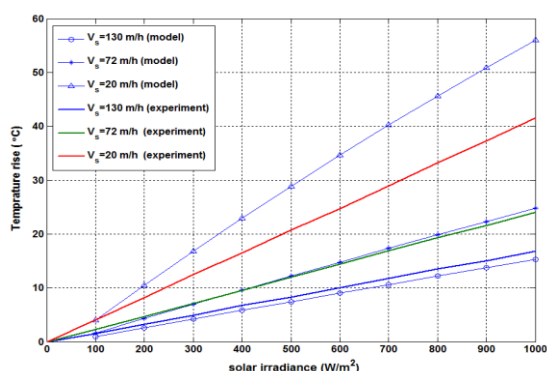
$$q_{conv,loss} = \frac{Nu_{loss} k}{H} A_s (T_c - T_a) \quad (9)$$

$$Nu_{loss} = 0.82 \frac{\rho C_p U_\infty \nu}{k V_s} C_f$$

که در آن  $\nu$  لزجت کینماتیکی هوا و  $C_f$  ضریب موجی شکل صفحه است که برای صفحات تخت برابر یک در نظر گرفته

دمای هوای اتاق  $22^{\circ}\text{C}$  ثابت نگه داشته شده است. آزمایش‌های NSTF در دمای اتاق انجام شد. نتایج حاصل از مدل ارائه شده، برای مقایسه با نتایج آزمایشگاهی روی شکل (۳) نشان داده شده است.

همان‌طور که از شکل (۳) مشاهده می‌شود در سرعت‌های مکش زیاد هماهنگی بسیار خوبی بین نتایج آزمایش و مدل حاضر وجود دارد، اما در سرعت‌های مکش پایین به دلیل افزایش افت‌های ناشی از انتقال گرمای جابجایی آزاد نتایج آزمایش افزایش دمای کمتری را نشان می‌دهد. بنابراین مدل حاضر برای سرعت‌های مکش کمتر از  $72\text{ m/h}$  نتایج قابل قبولی ارائه نمی‌کند.



شکل ۳- افزایش دما در گردآورنده بر حسب تابش خورشیدی

### ۳- بحث و نتیجه‌گیری

در این بخش، نتایج مدل‌سازی عملکرد گردآورنده خورشیدی نمونه آورده می‌شود. در انجام مدل‌سازی از پارامترهای زیر و نیز جدول ۲ استفاده شده است:

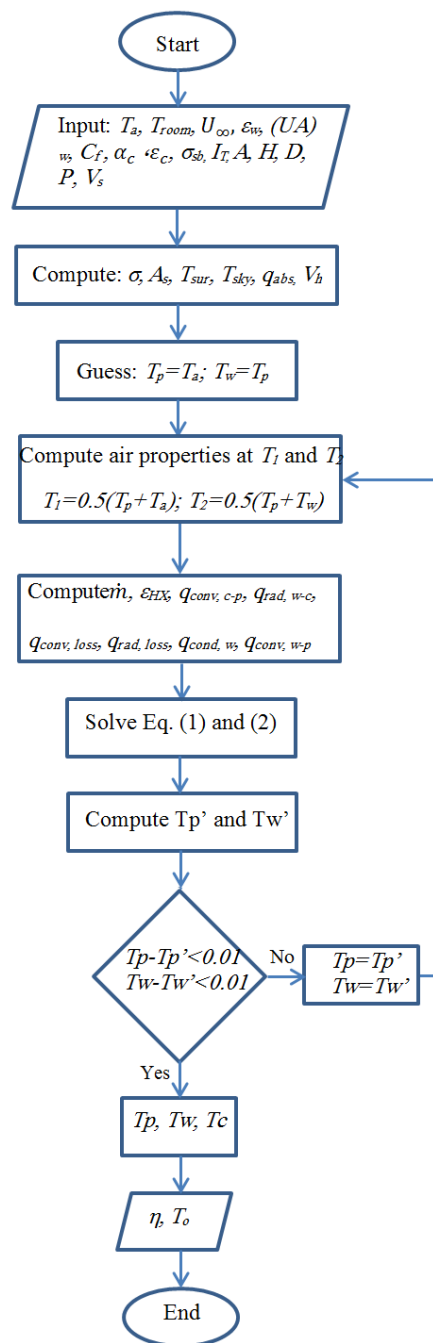
$$T_{room} = 20^{\circ}\text{C}, U_{\infty} = 1.2\text{ m/s}, \varepsilon_w = 1, T_a = 10^{\circ}\text{C}, \varepsilon_c = 0.9, \alpha_c = 0.9, (UA)_W = 1, C_f = 1,$$

وقتی یک پارامتر تغییر کند، بقیه ثابت نگه داشته می‌شوند.

### ۳-۱- بررسی اثر میزان تابش خورشید بر عملکرد

#### UTC

تغییرات دمای هوای خروجی از گردآورنده ( $T_{out}$ ) با میزان تابش خورشیدی در شکل (۴) نشان داده شده است. این نمودار به ازای  $P=15.1$ ,  $D=1.59\text{ mm}$ ,  $V_s=72\text{ m/h}$  رسم شده است. همان‌گونه که از شکل (۴) پیداست، افزایش میزان تابش خورشیدی به منزله افزایش گرمای ورودی به گردآورنده و در نتیجه افزایش دمای خروجی آن است. شکل (۴) با توجه به دمای محیط  $10^{\circ}\text{C}$  و افزایش قابل ملاحظه دما، UTC پتانسیل بالایی در خشک کردن



شکل ۲- الگوریتم مدل‌سازی

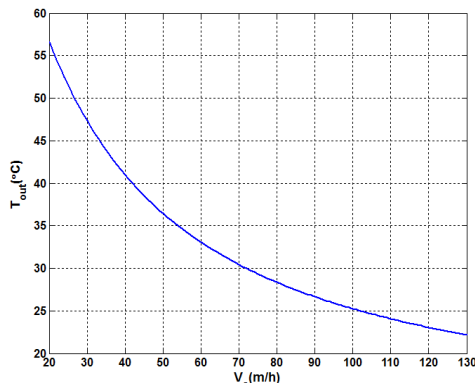
### ۳-۲- راستی آزمایشی مدل

نتایج آزمایشگاهی عملکرد یک گردآورنده بدون شیشه سوراخ‌دار نمونه توسط NSTF<sup>۱</sup> [۵] ارائه شده است. در شکل (۱) افزایش دمای هوا ( $T_p-T_a$ ) بر حسب تابش خورشیدی برای شدت جریان‌های  $130\text{ m/h}$ ،  $72\text{ m/h}$  و  $20\text{ m/h}$  رسم شده است. مشخصات UTC استفاده شده در این آزمایش در جدول ۲ آورده شده است.

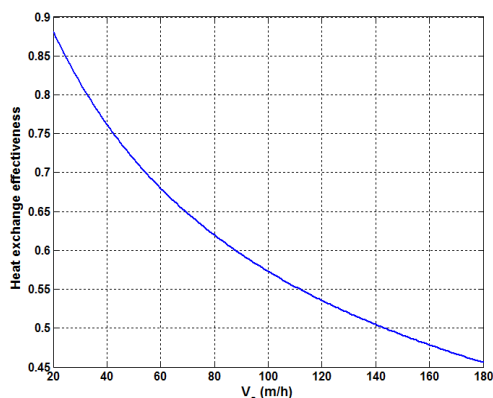
<sup>۱</sup> National Solar Test Facility, Canada

محصولات کشاورزی دارد.

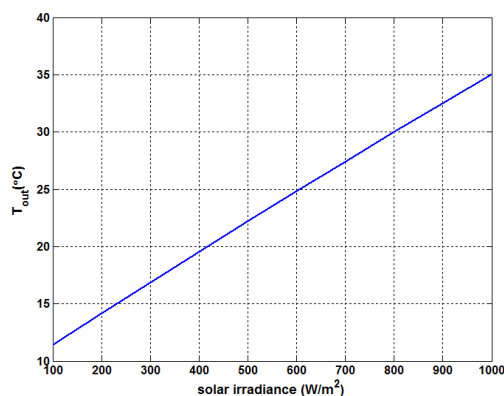
سرعت های مکش بیشتر دمای هوای خروجی از گردآورنده کمتر است. به عنوان نمونه با افزایش سرعت مکش هوا به سمت گردآورنده از 40 m/h به 60 m/h، دمای خروجی گردآورنده حدود 10 °C افت می کند.



شکل ۶- دمای خروجی گردآورنده بر حسب سرعت مکش هوا  
شکل (۷) کارایی تبادل گرمایی ( $\epsilon_{HX}$ ) را نشان می دهد که با افزایش سرعت مکش کاهش می یابد که دلیل آن هم کاهش دمای خروجی از گردآورنده به دلیل افزایش میزان هوای ورودی به آن است. با توجه به این شکل، افزایش سرعت مکش از 60 m/h به 160 m/h باعث کاهش ۳۰ درصدی کارایی تبادل گرمایی می شود.

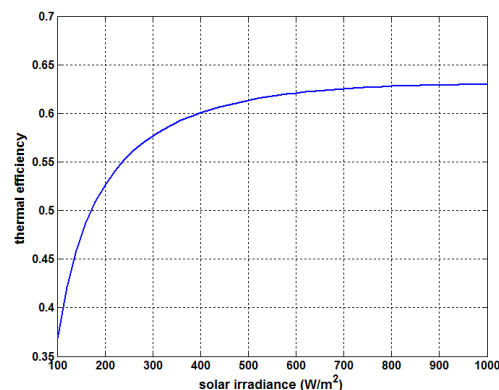


شکل ۷- تغییرات کارایی تبادل گرمایی با سرعت مکش هوا  
در شکل (۸) با توجه به فرضیات اعمال شده برای شکل (۶) و (۷)، بازده گرمایی گردآورنده بر حسب سرعت مکش هوا به سمت گردآورنده نشان داده شده است. با افزایش سرعت مکش، دبی جرمی هوا افزایش یافته و دمای کاری گردآورنده کاهش می یابد که سبب کاهش افت های انتقال گرما شده و بازده گرمایی افزایش می یابد. تا سرعت تقریبی 60 m/h، افزایش بازده نسبتاً با یک شیب تند اتفاق می افتد و پس از آن شیب افزایش بازده ملایم خواهد شد که با نتایج ارائه شده توسط مرجع [۱۵] همخوانی دارد.



شکل ۴- دمای خروجی بر حسب تابش خورشیدی

بازده گرمایی UTC با فرضیات ذکر شده برای شکل (۴) در شکل (۵) نشان داده شده است. همان طور که از شکل (۵) مشاهده می شود بازده گرمایی با افزایش مقدار تابش خورشیدی افزایش می یابد که این افزایش ابتدا با شیب زیاد و سپس با شیب کمتری ادامه می یابد. با افزایش میزان تابش خورشیدی ورودی به گردآورنده، دمای خروجی آن هم افزایش می یابد که این افزایش دما نسبت به انرژی ورودی کمتر است. در واقع، با افزایش میزان انرژی ورودی افت های انتقال گرما هم بیشتر شده اند.

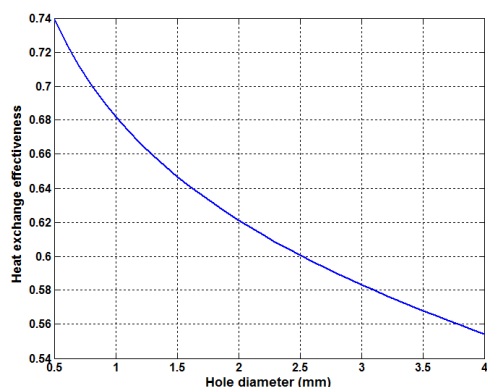


شکل ۵- بازده گرمایی بر حسب تابش خورشیدی

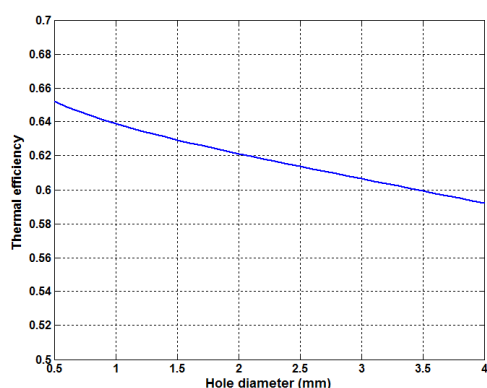
### ۳-۲- بررسی اثر سرعت مکش هوا بر عملکرد UTC

اثر سرعت مکش هوا بر عملکرد گردآورنده در این بخش بررسی شده است. شکل (۶) دمای هوای خروجی گردآورنده را بر حسب سرعت مکش هوا به سمت گردآورنده نشان می دهد. این شکل با ثابت قرار دادن شدت تابش برابر  $I_T=800 \text{ W/m}^2$  دمای محیط  $T_a=10 \text{ }^\circ\text{C}$  و مقادیر موجود در جدول ۲ رسم شده است. با افزایش سرعت مکش هوا به سمت گردآورنده، هوای بیشتری از سوراخ ها می گذرد و فرصت کمتری برای گرم شدن پیدا کرده و در نتیجه در

گرمایی کاهش می‌یابند. با تغییر قطر سوراخ‌های صفحه جاذب از  $0.5\text{ mm}$  تا  $4.0\text{ mm}$  بازده گرمایی UTC حدود ۱۰ درصد کاهش می‌یابد.



شکل ۱۰- تغییرات کارایی تبادل گرمایی با قطر سوراخ‌ها

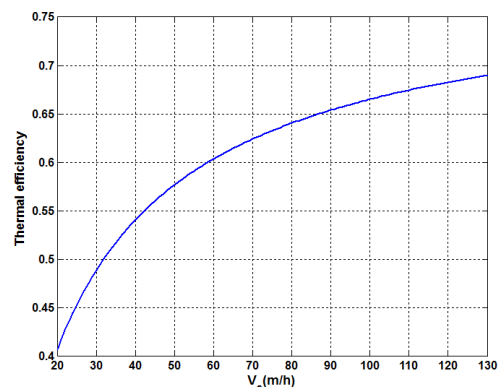


شکل ۱۱- تغییرات بازده گرمایی بر حسب قطر سوراخ‌ها

### ۳-۴- بررسی اثر گام و تخلخل سوراخ‌های صفحه جاذب بر عملکرد UTC

شکل (۱۲) دمای هوای خروجی از گردآورنده را در گام‌های مختلف سوراخ‌ها و با فرض در قطر ثابت  $D=1.59\text{ mm}$  و  $I_T=800\text{ W/m}^2$  نشان می‌دهد. با کاهش اندازه گام سوراخ‌ها دمای هوای خروجی کاهش می‌یابد. بین گام  $10\text{ mm}$  تا  $12\text{ mm}$  کاهش محسوسی در  $T_{out}$  وجود ندارد، اما پس از آن کاهش دما با شیب بیشتری اتفاق می‌افتد. با توجه به شکل (۱۲)، با افزایش سه برابری گام، دمای هوای خروجی کمتر از ۳ درصد کاهش دارد.

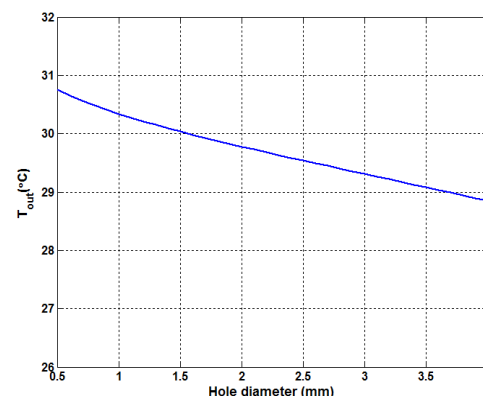
کارایی تبادل گرمایی با افزایش اندازه گام سوراخ‌ها کاهش می‌یابد که در شکل (۱۳) نشان داده شده است. با توجه به این شکل، افزایش گام سوراخ‌ها روی مقدار  $\epsilon_{HX}$  اثر بیشتری دارد، به طوری که در بازه داده شده تغییرات گام، کاهش کارایی تبادل گرمایی حدود ۱۸ درصد است که دلیل آن کاهش عدد نوسلت می‌باشد.



شکل ۸- تغییرات بازده گرمایی با سرعت مکش هوا

### ۳-۳- بررسی اثر قطر سوراخ‌های صفحه جاذب بر عملکرد UTC

شکل (۹) اثر تغییر قطر سوراخ‌های صفحه جاذب از  $0.5\text{ mm}$  تا  $4.0\text{ mm}$  روی دمای خروجی گردآورنده نشان داده شده است. این شکل با فرض اینکه گام سوراخ‌ها برابر  $P=21.4\text{ mm}$  و  $I_T=800\text{ W/m}^2$  است، رسم شده است.

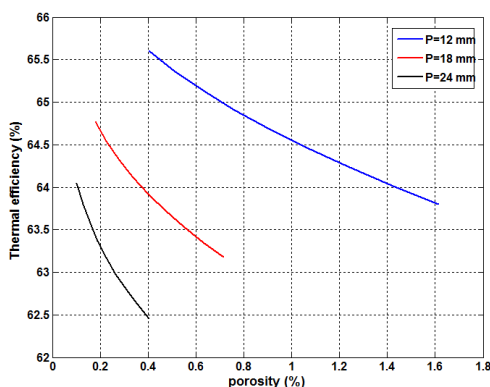


شکل ۹- تغییرات دمای خروجی گردآورنده با قطر سوراخ‌ها از آنجا که با افزایش قطر سوراخ‌های صفحه، سرعت عبور هوا از خلال سوراخ‌ها کاهش می‌یابد، عدد نوسلت کمتر شده و انتقال گرما به هوا کمتر می‌شود؛ بنابراین دمای هوای خروجی کاهش می‌یابد.

شکل (۱۰) کارایی تبادل گرمایی بر حسب تغییرات قطر سوراخ‌ها را نشان می‌دهد. با توجه به رابطه ۸ و کاهش قطر، تخلخل و عدد نوسلت، مقدار  $\epsilon_{HX}$  کاهش می‌یابد.

در شکل (۱۱) اثر تغییر قطر سوراخ‌های صفحه جاذب روی بازده گرمایی نشان داده شده است. با افزایش قطر سوراخ‌های صفحه به طور کلی در بازده گرمایی کاهش مشاهده می‌شود. از آنجا که با افزایش قطر سوراخ‌ها سرعت عبور هوا از خلال سوراخ‌ها کاهش می‌یابد، عدد نوسلت کمتر شده و انتقال گرما به هوا کمتر می‌شود بنابراین بازده

شکل (۱۵)، اثر تخلخل صفحه جاذب روی بازده گرمایی گردآورنده را نشان می دهد. با توجه به این شکل، در یک گام ثابت، افزایش تخلخل اثر چندانی بر کاهش بازده ندارد به طوری که افزایش تخلخل از 0.4% تا 1.6% تنها با کاهش ۲ درصدی بازده گرمایی همراه است. همچنین، با افزایش گام سوراخ ها تخلخل صفحه جاذب کاهش یافته اما اثر آن بر تغییر بازده کم است.



شکل ۱۵- تغییر بازده گرمایی UTC با تخلخل صفحه جاذب

#### ۴- نتیجه گیری

در این مقاله، مدلی بر اساس معادلات موازنه انرژی و انتقال گرما برای پیش بینی عملکرد گرمایی یک گردآورنده خورشیدی بدون پوشش با صفحه جاذب سوراخ دار، با تغییرات پارامترهای مهم طراحی گردآورنده، ارائه شد. نتایج مدل سازی نشان داد که:

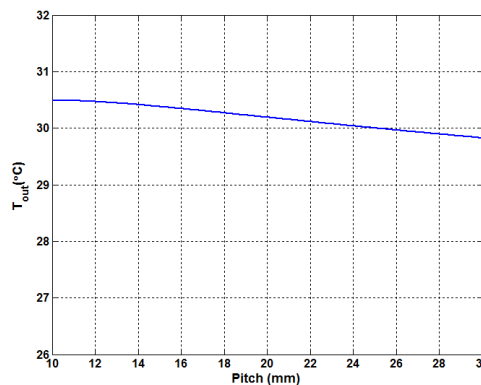
الف) مدل حاضر برای پیش بینی عملکرد گرمایی گردآورنده خورشیدی نمونه آزمایش شده، برای سرعت های مکش بیشتر از 72 m/h نتایج قابل قبولی ارائه می کند.

ب) مقدار تابش خورشیدی اثر زیادی در عملکرد گردآورنده دارد به طوری که با افزایش تابش، دمای خروجی و بازده گردآورنده به طور قابل ملاحظه ای افزایش می یابند.

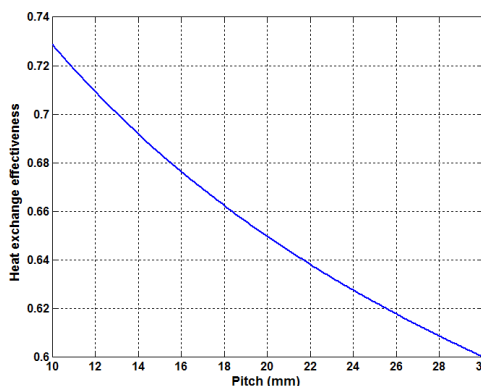
پ) گردآورنده در سرعت های مکش بالا (شدت جریان جرم بالا) بازده گرمایی بهتری از خود نشان می دهد اگرچه در این سرعت ها کارایی تبادل گرمایی و دمای خروجی کاهش دارد.

ت) با افزایش قطر سوراخ های صفحه جاذب در یک گام ثابت، عدد نوسلت کاهش یافته و کارایی تبادل گرمایی و دمای خروجی کاهش می یابد.

ث) افزایش گام سوراخ ها برای یک قطر ثابت باعث کاهش ضریب تبادل گرمایی و دمای خروجی می شود. همچنین، اگرچه افزایش گام باعث کاهش بازده گرمایی شده است،

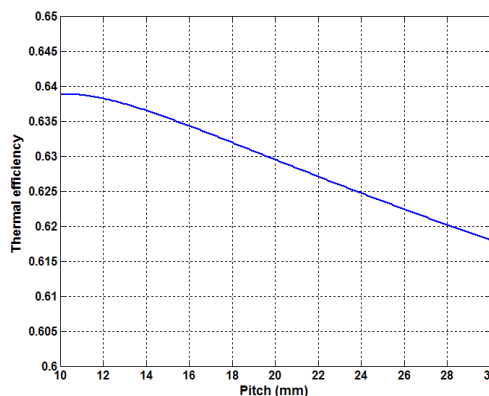


شکل ۱۲- تغییرات دمای خروجی با گام سوراخ ها



شکل ۱۳- تغییرات کارایی تبادل گرمایی با گام سوراخ ها

تغییرات بازده گرمایی گردآورنده با گام سوراخ ها در شکل (۱۴) نشان داده شده است. اگرچه افزایش گام باعث کاهش بازده گرمایی شده است، اما اثر آن در مقایسه با دیگر پارامترها بسیار کم است. شکل (۱۴) نشان می دهد با افزایش گام سوراخ ها از 10 mm تا 30 mm، بازده گرمایی کمتر از ۳ درصد کاهش می یابد. با افزایش گام سوراخ ها، نقاط داغ از پیرامون سوراخ ها دورتر شده و اتلاف گرما در اثر تابش افزایش می یابد و بنابراین بازده گرمایی گردآورنده کم می شود.



شکل ۱۴- تغییرات بازده گرمایی UTC با گام سوراخ ها



هوای محیط، W	
اتلاف انرژی گرمایی از طریق تابش به آسمان، W	$q_{rad,loss}$
انتقال گرمای رسانش از دیوار	$q_{cond,w}$
انتقال گرمای تابش از دیوار به صفحه جاذب	$q_{rad,w-c}$
انتقال گرمای جابجایی از دیوار به محفظه	$q_{conv,w-p}$
عدد رینولدز بر اساس سرعت هوا در سوراخ	$Re_D$
دمای هوا در محفظه، K	$T_p$
دمای هوای محیط، K	$T_a$
دمای گردآورنده، K	$T_c$
دمای هوای گرم خروجی از گردآورنده، K	$T_o$
دمای دیوار، K	$T_w$
دمای زمین، K	$T_{gr}$
دمای آسمان، K	$T_{sky}$
دمای اتاق، K	$T_{room}$
ضریب انتقال گرمای کلی از دیوار	$U_{cond,w}$
سرعت وزش باد، m/s	$U_\infty$
سرعت مکش هوا به سمت گردآورنده، m/s	$V_s$
سرعت هوا در سوراخ، m/s	$V_h$

#### نمادهای یونانی

ضریب جذب صفحه جاذب گردآورنده	$\alpha_c$
ضریب صدور صفحه جاذب گردآورنده	$\varepsilon_c$
کارایی تبادل گرمایی	$\varepsilon_{HX}$
ضریب صدور دیوار	$\varepsilon_w$
بازده گرمایی گردآورنده	$\eta$
لزجت کینماتیکی هوا، $m^2/s$	$\nu$
چگالی هوا، $kg/m^3$	$\rho$
تخلخل صفحه	$\sigma$
ثابت استفان-بولتزمن	$\sigma_{sb}$

اما اثر آن در مقایسه با دیگر پارامترها بسیار کم است. (ج) در یک گام ثابت، افزایش تخلخل اثر چندانی بر کاهش بازده ندارد. با افزایش گام سوراخها تخلخل صفحه جاذب کاهش یافته اما اثر آن بر تغییر بازده کم است.

#### تقدیر و تشکر

این طرح تحقیقاتی با استفاده از اعتبارات ویژه پژوهشی مرکز آموزش عالی شهرضا انجام شده است که بدین وسیله تشکر و قدردانی می شود.

#### فهرست نمادها

A	مساحت کل گردآورنده یا دیوار، $m^2$
$A_s$	مساحت سطح جاذب، $m^2$
$C_p$	گرمای ویژه هوا، $kJ/kg.K$
$C_f$	ضریب موجی شکل صفحه
D	قطر سوراخها، m
H	ارتفاع گردآورنده، m
$I_T$	تابش خورشیدی برخوردی، $W/m^2$
k	ضریب رسانایی گرمایی هوا، $W/m.K$
$\dot{m}$	دبی جرمی هوا، $kg/s$
$Nu_D$	عدد نوسلت در سوراخها
$Nu_{loss}$	عدد نوسلت جابجایی به محیط
P	گام سوراخها، m
Pr	عدد پرانتل هوا
$q_{abs}$	انرژی خورشیدی جذب شده توسط صفحه جاذب، W
$q_{rad,w-c}$	انرژی گرمایی تابشی دریافتی از دیوار، W
$q_{conv,c-p}$	انرژی گرمایی دریافتی از طریق جابجایی از صفحه سوراخدار به هوای محفظه، W
$q_{conv,loss}$	اتلاف انرژی گرمایی از طریق جابجایی به

#### مراجع

- [۱] ع. رجیبی خانقاهی، ع. عباس نژاد، م. عمیدپور، "بهبودسازی همزمان پارامترهای طراحی آبگرمکن خورشیدی با در نظر گرفتن الگوی مصرف"، مجله مدل سازی در مهندسی، دوره ۱۵، شماره ۴۸، ۱۳۹۶، صفحه ۱۱۱-۱۲۳.
- [۲] ا. گزانه، م.ع. بهشتی نیا، "شبه سازی و تحلیل فنی اقتصادی آبگرمکن خورشیدی برای کاربری مسکونی"، مجله مدل سازی در مهندسی، دوره ۱۳، شماره ۴۳، ۱۳۹۴، صفحه ۱۰۷-۱۱۹.
- [۳] ا. فتوحی بافقی، ن. رهبر، ج. ابوالفضلی اصفهانی، "به سازی تولید در آب شیرین کن خورشیدی لوله ای با استفاده از مدل سازی عددی"، مجله مدل سازی در مهندسی، دوره ۱۱، شماره ۳۳، ۱۳۹۲، صفحه ۴۵-۵۶.

- [4] J.C. Hollick, "Unglazed Solar Wall Air Heaters", *Renewable Energy*, Vol. 5, Issues 1–4, 1994, pp. 415–421.
- [5] J.C. Hollick, "commercial scale solar drying", *Renewable Energy*, Vol.16, Issues 1–4, 1999, pp 714–719.
- [6] A.A. Pesaran, K. Wipke, "Use of unglazed transpired solar collectors for desiccant cooling", *Solar Energy*, Vol.52, Issue 5, 1994, pp 419–427.
- [7] S. Cordeau, S. Barrington, "Performance of unglazed solar ventilation air pre-heaters for broiler barns", *Solar Energy*, Vol. 85, Issue 7, 2011, pp 1418–1429.
- [8] S. Li, P. Karava, "Energy modeling of photovoltaic thermal systems with corrugated unglazed transpired solar collectors – Part 2: Performance analysis", *Solar Energy*, Vol. 102, 2014, pp 297–307.
- [9] Conserval Engineering Inc., [www.solarwall.com](http://www.solarwall.com).
- [10] C.F. Kutscher, C. Christensen G. Barker, "Unglazed transpired solar collectors: heat loss theory", *ASME Journal of Solar Engineering*, Vol. 115, No. 3, 1993, pp.182–188.
- [11] C.F. Kutscher, "Heat exchanger effectiveness and pressure drop for air flow through perforated plates, with and without crosswind", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.116, No. 2, 1994, pp.391–399.
- [12] L.H. Gunnewiek, E. Brundett, K.G.T. Hollands, "Flow Distribution in Unglazed Transpired Plate Solar Air Heaters of Large Area", *Solar Energy*, Vol. 58, Issues 4–6, 1996, pp. 227–237.
- [13] G.W.E. Van Decker, K.G.T. Hollands, A.P. Brunger, "Heat exchange relations for unglazed transpired solar collectors with circular holes on a square or triangular pitch", *Solar Energy*, Vol.71, Issue 1, 2001, pp. 33–45.
- [14] B.A. Fleck, R.M. Meier, M.D. Matović, "A field study of the wind effects on the performance of an unglazed transpired solar collector", *Solar Energy*, Vol. 73, Issue 3, 2002, pp. 209–216.
- [15] M. Augustus Leon, S. Kumar, "Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors", *Solar Energy*, Vol. 81, Issue 1, 2007, pp. 62–75.
- [16] S. Motahar, A.A. Alemrajabi, "An Analysis of Unglazed Transpired Solar Collectors Based on Exergetic Performance Criteria", *International Journal of Thermodynamics*, Vol. 13, No. 4, 2010, pp. 153–160.
- [17] M. Badache, D.R. Rouse, S. Hallé, G. Quesada, "Experimental and numerical simulation of a two-dimensional unglazed transpired solar air collector", *Solar Energy*, Vol. 93, 2013, pp. 209–219.
- [18] S. Tajdaran, F. Bonatesta, R. Ogden, C. Kendrick, "CFD modeling of transpired solar collectors and characterisation of multi-scale airflow and heat transfer mechanisms", *Solar Energy*, Vol. 131, 2016, pp. 149–164.
- [19] X. Wang, B. Lei, H. Bi, T. Yu, "A simplified method for evaluating thermal performance of unglazed transpired solar collectors under steady state", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 117, 2017, pp. 185–192.
- [20] S. Erenturk, K. Erenturk, "Comparisons of novel modeling techniques to analyze thermal performance of unglazed transpired solar collectors", *Measurement*, Vol. 116, 2018, pp. 412–421.
- [21] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, T.L. Bergman, A.S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, sixth ed., John Wiley & Sons Inc., New York, 2007.
- [22] D.N. Summers, *Thermal Simulation and Economic Assessment of Unglazed Transpired Collector Systems*, MSc. Thesis, University of Wisconsin-Madison, USA, 1995.