

ارزیابی تئوری و تجربی عملکرد کلکتور تحت خلأ دارای لوله‌های حرارتی در سنندج

عبدالله شفیعیان^۱، روناک دقیق^{۲*}

^۱ کارشناس ارشد تبدیل انرژی دانشکده مهندسی، دانشگاه کردستان، سنندج، ایران

ab.shafieian@gmail.com

^۲ استادیار دانشکده مهندسی، دانشگاه کردستان، سنندج، ایران

r.daghigh@uok.ac.ir

چکیده: در این مطالعه یک سیستم تجربی، شامل کلکتور خورشیدی تحت خلأ دارای لوله‌های حرارتی، ساخته شده و در شرایط آب‌وهوایی شهر سنندج در روزهای ۲۱ مرداد، ۳۰ مرداد و ۷ شهریور مورد آزمایش قرار گرفته است. سپس یک مدل ریاضی براساس معادلات انرژی و انرژی توسعه داده شده و نتایج حاصل با نتایج تجربی مقایسه شده است. از نتایج به دست آمده مشخص گردید که تعداد بهینه لوله تحت خلأ در شرایط آب‌وهوایی شهر سنندج برابر ۱۵ عدد است. در ساعات پایانی روز، بازدهی انرژی مقادیر بالاتری در این محدوده زمانی به خود اختصاص داده است. تأثیر نرخ حجمی سیال بر دمای خروجی آن در ابتدای روز کم بوده و به تدریج این تأثیر بیشتر می‌گردد. همچنین تغییر نرخ حجمی در مقادیر پایین تأثیر بیشتری بر عملکرد کلکتور دارد. با افزایش نرخ حجمی این تأثیر به تدریج کاهش می‌یابد. در پایان نتایج حاصل از مدل توسعه داده شده به منظور پیش‌بینی عملکرد کلکتور تحت خلأ دارای لوله حرارتی با نتایج تجربی مقایسه و هم‌خوانی خوبی میان این دو از نظر خطای استاندارد و بیشینه خطای نسبی مشاهده شده است.

واژه‌های کلیدی: کلکتور تحت خلأ، لوله حرارتی، انرژی، انرژی.

فرناندز گارسیا و همکاران [۱۰] به بررسی مطالعات انجام شده در زمینه کلکتورهای خورشیدی سهموی و کاربرد آن‌ها در سیستم‌هایی با محدوده دمایی 400°C پرداختند.

متیولوکیس و همکاران [۱۱] عملکرد یک سیستم آزمایشی خورشیدی را که متشکل از لوله‌های حرارتی و مخزن ذخیره آب بود، به صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. نتایج به دست آمده نشان داد که با به کارگیری این مکانیزم، بازدهی بالایی قابل دسترسی است. از نتایج به دست آمده می‌توان برای بهینه‌سازی سیستم آب گرمکن خورشیدی با لوله حرارتی استفاده کرد. چون و همکاران [۱۲] یک سیستم آب گرمکن خورشیدی دارای لوله حرارتی را مطالعه کردند. در این سیستم از سیال‌های عامل متفاوت برای انتقال حرارت استفاده شده و الگوی توزیع دما در لوله حرارتی به صورت تجربی تحت سطح پایین تابش خورشید مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. تمرکز مطالعه بر روی یافتن پیکربندی بهینه سیستم در کره جنوبی بود. ریفت و همکاران [۱۳] یک کلکتور صفحه تخت نازک دارای لوله‌های حرارتی ساخته و به توسعه یک مدل تحلیلی به منظور شبیه‌سازی فرایندهای انتقال حرارت کلکتور و محاسبه بازدهی آن، مورد استفاده قرار گرفت. مقایسه آب گرم‌کن‌های خورشیدی دارای کلکتور تمام شیشه لوله خلأ در حالت عادی و با لوله حرارتی، توسط ژانگ فنگ و همکاران [۱۴] انجام گرفت. سیستم گردش آب به صورت اجباری طراحی و اجرا شد. برای بررسی عملکرد، بهره‌وری لحظه‌ای سیستم مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصل نشان داد که سیستم آب گرم خورشیدی دارای لوله‌های حرارتی تلفات حرارتی کمتر و عملکرد بهتر است. اقبالو و همکاران [۱۵] با ترکیب جاذب‌های متمرکزکننده سهموی مرکب^۱ و لوله‌های حرارتی به ارائه یک نوع کلکتور ترکیبی پرداختند. این کلکتور به عنوان ژنراتور یک سیستم تبرید جذبی مورد استفاده قرار گرفت. ریتیچه و همکاران [۱۶] کلکتورهای صفحه تخت را که از لوله‌های حرارتی منحنی شکل تشکیل شده بودند بررسی کردند. در این مطالعه به تجزیه و تحلیل تأثیر تابش خورشید و دمای محیط بر عملکرد کلکتور پرداخته شد. یولان و همکاران [۱۷] به تجزیه و تحلیل حرارتی کلکتور خورشیدی سهموی مرکب دارای لوله‌های حرارتی پرداخته و بازده حرارتی چند کلکتور را محاسبه و مقایسه کردند. یونفنگ و همکاران [۱۸] به ترکیب متمرکزکننده‌های سهموی با کلکتورهای صفحه‌ای دارای لوله‌های حرارتی پرداختند. به منظور شبیه‌سازی تابش خورشیدی از لامپ‌های یونیزه شده استفاده شد. در

کلکتور یک نوع خاص از مدل‌های حرارتی است که انرژی تابش خورشیدی را به گرما تبدیل می‌کند [۱]. استفاده از انرژی خورشیدی برای گرم کردن آب در جهان به سرعت در حال توسعه است، این موضوع از رشد بازار این نوع سیستم قابل مشاهده است [۲]. در حال حاضر، کلکتورهای خورشیدی سیستم‌های گرمایشی به سه دسته صفحه تخت، کلکتور شیشه‌ای لوله خلأ و کلکتور لوله‌های حرارتی طبقه‌بندی شده است [۳].

روچاس و همکاران [۴] عملکرد حرارتی کلکتور صفحه تخت خورشیدی را با توجه به استانداردهای EN 12975-2 و ASHRAE 93 مورد آزمایش قرار داده و نتایج آزمون‌های مختلف را تحت شرایط پایا مقایسه کردند. ویلار و همکاران [۵] به ارائه یک مدل ریاضی سه بعدی براساس توازن انرژی و جرم برای کلکتورهای صفحه تخت پرداختند. در پایان ادعا شده که این مدل برای پیکربندی مختلف کلکتور قابل استفاده است. خوخی و همکاران [۶] به تجزیه و تحلیل کلکتورهای صفحه تخت به منظور بررسی تأثیر انتقال حرارت اجباری بر اتلاف حرارتی و عملکرد کلکتور با در نظر گرفتن ضرایب جذب و پخش پرداختند. خراسانی زاده و همکاران [۷] به مطالعه و بهینه‌سازی انرژی یک کلکتور خورشیدی صفحه تخت که مجهز به بازتابنده و عدسی بود پرداختند. بهینه‌سازی انرژی در تمامی وضعیت‌ها براساس یک مدل ریاضی و با بررسی تأثیر پارامترهای متفاوتی از قبیل شار خورشیدی، بازده اپتیکی، دمای محیط، دبی سیال عامل و... انجام گرفته است. همچنین تأثیر پیکربندی بازتابنده‌ها و عدسی‌ها بر بازده انرژی مورد بررسی قرار گرفت. در مطالعه‌ای دیگر خراسانی زاده و مسچی [۸] به تعیین زاویه شیب بهینه ماهیانه، فصلی، شش ماهه و سالانه کلکتورهای خورشیدی تخت در کاشان پرداختند. از نتایج حاصل مشخص شد به منظور دستیابی به بیشینه بهره‌وری تنظیم شیب حداقل هر ماه یک بار لازم است. همچنین، زاویه بهینه حداکثر و حداقل به ترتیب 60° برای ماه آذر و صفر درجه برای دو ماه خرداد و تیر است.

بودیهاردجو و همکاران [۹] به ارائه یک مدل ریاضی برای کلکتورهای شیشه‌ای لوله خلأ پرداختند. در این سیستم از آب به عنوان سیال واسطه انتقال گرما استفاده و ویژگی‌های اتلافی تابشی لوله‌ها در نظر گرفته شده است. همچنین عملکرد کلکتورهای لوله خلأ در مقایسه با کلکتور صفحه تخت مورد بررسی قرار گرفته است. از نتایج به دست آمده مشخص شد که این نوع کلکتور دارای محدودیت‌هایی از قبیل فشار عملکردی پایین و نرخ جرمی سیال در گردش کم است.

1. CPC (Compound Parabolic Concentrator)

• اتلاف حرارت از چند راهه کلکتور^۱ به محیط ناچیز است.

۱.۲. کلکتور

معادله تعادل انرژی کلکتور خورشیدی به صورت زیر است [۲۱]:

$$Q_{ab} = Q_{en} - Q_{loss} \quad (۱)$$

که در آن، Q_{en} تابش خورشیدی عبوری از پوشش شیشه‌ای و جذب شده توسط جاذب قرار گرفته بر روی تبخیرکننده لوله حرارتی است. این پارامتر از رابطه زیر تعیین می‌شود [۲۲]:

$$Q_{en} = \tau_{g,o} \tau_{g,i} \alpha_c A_{ab} N_{hp} I \quad (۲)$$

که در آن Q_{loss} اتلافی از سطح جاذب به محیط اطراف، به دلیل اختلاف دما بوده و از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۲۳]:

$$Q_{loss} = \frac{T_{ab} - T_{amb}}{R_{ab-g,i} + R_{g,i} + R_{g,i-g,o} + R_{g,o} + R_{g,o-amb}} \quad (۳)$$

که در آن:

$$R_{ab-g,i} = \frac{1}{h_{air} \left(\frac{A_{ab} N_{hp} + A_{g,i}}{2} \right)} + \frac{1 - \epsilon_{ab}}{\epsilon_{ab} A_{ab} N_{hp}} + \frac{1}{A_{ab} N_{hp} F_{ab-g}} + \frac{1 - \epsilon_{g,i}}{\epsilon_{g,i} A_{g,i}} \quad (۴)$$

$$\frac{1}{\sigma(T_{ab} + T_{g,i})(T_{ab}^2 + T_{g,i}^2)}$$

$$R_{g,o-amb} = \frac{1}{A_g} \left(\frac{1}{h_{amb}} + \frac{1}{\sigma \epsilon_{g,o} (T_{g,o} + T_{amb})(T_{g,o}^2 + T_{amb}^2)} \right) \quad (۵)$$

$$R_{g,i} = \frac{t_{g,i}}{k_{g,i} A_{g,i}} \quad (۶)$$

$$R_{g,o} = \frac{t_{g,o}}{k_{g,o} A_{g,o}} \quad (۷)$$

$$R_{g,i-g,o} = \frac{\frac{1 - \epsilon_{g,i}}{\epsilon_{g,i} A_{g,i} N_g} + \frac{1}{A_{g,i} N_g F_{g,i-g,o}} + \frac{1 - \epsilon_{g,o}}{\epsilon_{g,o} A_{g,o} N_g}}{\sigma(T_{g,i} + T_{g,o})(T_{g,i}^2 + T_{g,o}^2)} \quad (۸)$$

پایان، سیستم به صورت تجربی آزمایش و نتایج کلکتور خورشیدی سهموی مرکب دارای لوله‌های حرارتی، با کلکتور صفحه تخت خورشیدی مقایسه شد.

تحقیقات انجام گرفته در زمینه کلکتورهای خورشیدی دارای لوله‌های حرارتی نسبتاً کم، و عمدتاً متمرکز بر روی لوله‌های حرارتی کلکتور متمرکزکننده سهموی مرکب است. همچنین تمرکز اصلی این تحقیقات بر روی بازدهی و اتلافات حرارتی است. تحقیقی جامع به دو صورت تئوری و تجربی با تأکید بر کلکتور خورشیدی دارای لوله‌های حرارتی، کمتر ارائه شده است [۳]. از سویی دیگر، استفاده از این نوع کلکتور در شهرهایی با آب‌وهوای سردسیری مانند سنجند نوین بوده و نیاز به بررسی بیشتر میزان تطبیق آن با این شرایط آب‌وهوایی دارد. بنابراین، در این مطالعه یک سیستم تجربی که شامل کلکتور خورشیدی دارای لوله‌های حرارتی نیز هست، ساخته و در شرایط آب‌وهوایی شهر سنجند مورد آزمایش قرار گرفته است. سپس یک مدل ریاضی براساس معادلات انرژی و انرژی توسعه داده شده و نتایج حاصل با نتایج تجربی مقایسه شده است.

۲. مدل‌سازی ریاضی

به منظور شبیه‌سازی سیستم، روابط تعادل انرژی در حالت پایا و جریان ثابت، با استفاده از نرم‌افزار متلب کدنویسی شد. آنچه در ادامه می‌آید، خلاصه‌ای از روابط استفاده شده و روند کلی کار است.

فرض‌های زیر برای مدل‌سازی سیستم در نظر گرفته شد:

- معادلات تحت حالت و جریان پایا توسعه یافته است.
- اثرات انرژی جنبشی و پتانسیل نادیده گرفته شده و هیچ واکنش شیمیایی یا هسته‌ای وجود ندارد.
- ظرفیت گرمایی ویژه آب ثابت در نظر گرفته شده است.
- جهت انتقال حرارت به سیستم مثبت در نظر گرفته شده است [۱۹].

- در فضای بخار لوله حرارتی، تغییرات دما در نتیجه تغییرات فشار بخار ناشی از افت فشار جریان بخار است. این افت فشارها بسیار کوچک‌اند. در نتیجه فرض می‌شود که فضای بخار در فشار و دمای اشباع ثابت در جهت طولی کار می‌کند؛ بنابراین انتقال حرارت تنها در جهت شعاعی رخ می‌دهد و از گرادینان دما در جهت طولی صرف‌نظر شده است [۲۰].

۲.۲. لوله حرارتی

مدلسازی انتقال گرما در لوله حرارتی با به‌کارگیری مقاومت‌های حرارتی انجام می‌گیرد. این مقاومت‌ها شامل مقاومت هدایتی تبخیرکننده و چگالنده، مقاومت شبکه موئین و مقاومت داخلی است [۲۴].

$$\sum R = R_{e,p} + R_{e,wick} + R_{e,i} + R_v + R_{c,i} + R_{c,p} \quad (9)$$

در فضای بخار، تنها تغییرات دمای ممکن مربوط به تغییرات فشار است که به‌وسیله افت فشار جریان بخار ایجاد می‌شود. این افت‌های فشار بسیار کم بوده و می‌توان فرض کرد که فضای بخار دارای دما و فشار ثابت در جهت طولی است.

۱.۲.۲. مقاومت هدایتی تبخیرکننده

در بخش تبخیرکننده، مقاومت‌های گرمایی که موجب افت دما می‌شوند عبارت‌اند از: مقاومت هدایتی دیواره، مقاومت هدایتی شبکه موئین و مقاومت داخلی. این مقاومت‌ها را می‌توان به‌صورت زیر بیان کرد [۲۰]:

$$R_{e,p} = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_p L_e} \quad (10)$$

$$R_{e,wick} = \frac{\ln(d_{o,wick}/d_{i,wick})}{2\pi k_{wick} L_e} \quad (11)$$

ضریب هدایت گرمایی شبکه موئین از رابطه زیر به دست می‌آید [۲۰]:

$$k_{wick} = \frac{k_l[k_l + k_s - (1 - \epsilon_{wick})(k_l - k_s)]}{k_l + k_s + (1 - \epsilon_{wick})(k_l - k_s)} \quad (12)$$

و $R_{e,i}$ مقاومت گرمایی ای است که در سطح برخورد بخار-مایع ایجاد می‌شود. این مقاومت به فرم زیر تعیین می‌شود:

$$R_{e,i} = \frac{1}{h_e \pi d_i L_e} \quad (13)$$

در یک شبکه موئین، ضریب انتقال حرارت برابر با تقسیم ضریب هدایت حرارتی بر ضخامت شبکه است [۲۴].

۲.۲.۲. مقاومت گرمایی چگالنده

بخار در سطح داخلی دیواره چگالنده، گرمای نهان خود را از دست می‌دهد. این گرما به‌صورت هدایتی، از دیواره داخلی به دیواره خارجی منتقل می‌شود. مقاومت متناظر با مقاومت هدایتی به‌صورت زیر است [۲۱]:

$$R_{c,p} = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_p L_c} \quad (14)$$

مقاومت گرمایی مرتبط با فرایند چگالش به‌صورت زیر است:

$$R_{c,i} = \frac{1}{h_{c,i} \pi d_i L_c} \quad (15)$$

ضریب انتقال حرارت چگالش از آنالیز ناسلت^۱ برای چگالش فیلمی به دست می‌آید [۲۵].

$$h_{c,i} = 0.728 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k^3 \lambda}{d_i \mu_i \Delta T_i} \right]^{1/4} \quad (16)$$

دمای آب خروجی اولین لوله حرارتی موجود در چندراهه کلکتور، به‌عنوان دمای ورودی برای لوله حرارتی بعدی در نظر گرفته می‌شود؛ بنابراین به‌منظور تحلیل گرمایی آرایه لوله‌های حرارتی، از روش ضریب تأثیر-تعداد واحدهای انتقال^۲ استفاده شد. بازده کلکتور را می‌توان از رابطه زیر تعیین کرد [۲۴].

$$\eta_c = \frac{m_w C_w (T_{w,o} - T_{w,i})}{IA_c} \quad (17)$$

۳.۲. بازدهی اگزرژی

بازده اگزرژی می‌تواند به‌صورت نسبت اگزرژی مفید تحویل داده شده به اگزرژی جذب‌شده توسط کلکتور خورشیدی تعریف شود [۲۶]:

$$\eta_{sc} = \frac{\dot{E}x_u}{\dot{E}x_{sc}} \quad (18)$$

که در آن:

$$\dot{E}x_u = \dot{m} C_w \left[(T_o - T_i) - T_o \ln \left(\frac{T_o}{T_i} \right) \right] \quad (19)$$

$$\dot{E}x_{sc} = AI \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_o}{T_{sr}} \right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_o}{T_{sr}} \right) \right] \quad (20)$$

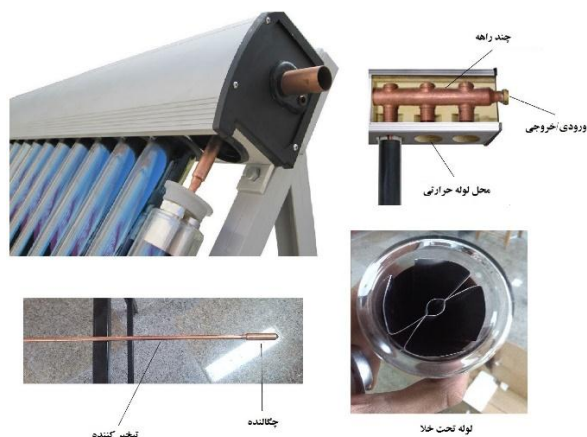
۴.۲. تحلیل خطا

به‌منظور مقایسه دو سری عدد، خطای استاندارد تفاضل استفاده می‌شود. خطای استاندارد تفاضل به‌صورت زیر است [۲۷]:

$$S_{(\bar{x}_A - \bar{x}_B)} = \sqrt{\frac{S_A^2}{N_A} + \frac{S_B^2}{N_B}} \quad (21)$$

که در آن S_A^2 و S_B^2 واریانس‌های نمونه بوده و از رابطه زیر محاسبه می‌شوند:

1. Nusselt
2. Effectiveness-NTU
3. Exergy



شکل (۲): اجزای مختلف کلکتور

یک کلکتور خورشیدی با مساحت تقریبی 2 m^2 که دارای ۱۵ لوله حرارتی با قطر لوله ۵۸ mm است، انتخاب شد. دلیل انتخاب این تعداد لوله در قسمت نتایج آورده خواهد شد. مشخصات کلکتور در جدول (۱) ارائه شده است.

جدول (۱): مشخصات کلکتور

۰/۹۵	ضریب جذب	۱/۸	طول لوله (متر)
۰/۸۸	ضریب عبور	۴	ضخامت شیشه (میلی متر)
مس	جنس لوله حرارتی	۰/۰۲	ضریب نشر
۰/۰۱۶۲	قطر خارجی لوله حرارتی (متر)	۰/۰۱۵۸	قطر داخلی لوله حرارتی (متر)

سیال گرم خروجی از کلکتور وارد مبدل حرارتی مخزن ذخیره می‌شود. ظرفیت مخزن ذخیره حدود 130 l و سطح خارجی انتقال حرارت مبدل حرارتی $1/1 \text{ m}^2$ است. مبدل حرارتی از لوله مسی با قطر 13 mm و طول حدودی 27 m ساخته شده است. یک پمپ کوچک با توان $0/5 \text{ hp}$ که توسط دو سنسور دما کنترل می‌شود، برای گردش سیال عامل در نظر گرفته شد. این دو سنسور یکی در خروجی کلکتور و دیگری در پایین مخزن ذخیره قرار داده شده است. زمانی که اختلاف دمای سیال خروجی کلکتور و دمای آب پایین مخزن، از مقدار تعیین شده برای دستگاه کنترل بیشتر گردد، پمپ روشن می‌شود. برای اندازه‌گیری دما از ترموکوپل‌هایی با حدود اندازه‌گیری 50°C تا 110°C و بیشینه خطای آن $0/1^\circ\text{C}$ استفاده شده است. همچنین به منظور اندازه‌گیری شدت تابش خورشید، تابش سنج TES-1333R مورد استفاده قرار گرفته است. شکل‌های (۳) و (۴) سیستم آزمایش شده را نشان می‌دهد.

$$s^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{N - 1} \quad (22)$$

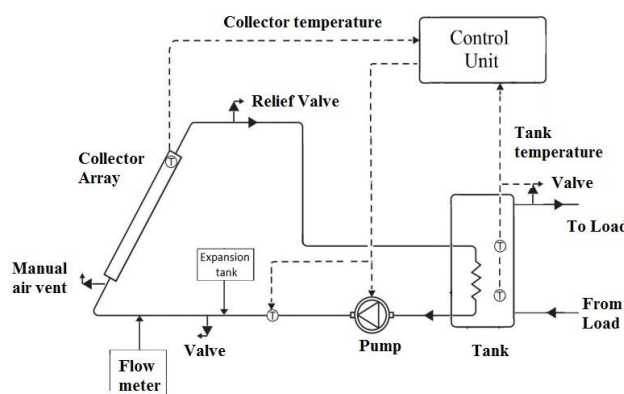
\bar{x} میانگین نمونه بوده و از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{N} \quad (23)$$

که در آن، x_i نماینده نامین داده واحد است.

۳. آزمایش تجربی

همان‌گونه که از طرح‌واره شماره (۱) مشخص است، سیستم تجربی ساخته‌شده شامل کلکتور خورشیدی دارای لوله حرارتی، پمپ، منبع ذخیره، مبدل حرارتی و سیستم کنترل مرکزی است. روند دقیق کارکرد سیستم به این‌گونه است که با تابش خورشید بر سطح کلکتور، سیال موجود در لوله‌های حرارتی بخار شده و به سمت قسمت چگالنده که در بالای کلکتور قرار دارد، حرکت می‌کند. از سویی دیگر، سیال عامل سیکل خورشیدی که به عنوان سیال خنک‌کننده در نظر گرفته شده است، به قسمت چگالنده، پمپ می‌شود. سیال پمپ‌شده با جذب گرمای موجود در بخار سیال عامل لوله حرارتی، موجب چگالش آن و همزمان افزایش دمای خود می‌شود. سیال گرم‌شده وارد کویل مسی موجود در منبع ذخیره‌شده و گرمای خود را به آب موجود در آن منتقل می‌کند. این سیال پس از کاهش دما، دوباره به سمت قسمت چگالنده هدایت می‌شود. با توجه به دمای محیط در ساعت‌های آزمایش، از آب به عنوان سیال عامل سیکل خورشیدی استفاده شد. همچنین مکان سنسورهای دما با علامت T در شکل ۱ نشان داده شده است. شکل (۲) اجزای مختلف کلکتور را نشان می‌دهد.



شکل (۱): طرح‌واره سیستم تجربی

جدول (۲): ویژگی‌های محیطی سه ساعت مورد بررسی

زمان	شدت تابش ($W.m^{-2}$)	دمای محیط ($^{\circ}C$)	سرعت باد ($m.s^{-1}$)
۱۱:۰۰	۵۲۰	۲۹	۰/۳
۱۳:۰۰	۸۴۵	۳۹	۰/۶
۱۵:۰۰	۸۸۰	۳۸	۴

جدول (۳): دمای آب خروجی برحسب تعداد لوله‌های کلکتور

زمان (hr)	۱۱:۰۰	۱۳:۰۰	۱۵:۰۰
تعداد لوله حرارتی	دما ($^{\circ}C$)		
۵	۴۴/۲۳	۳۵/۷	۴۸
۱۰	۴۷/۲	۳۷/۷۴	۵۰/۷۷
۱۵	۴۹/۹	۳۸/۹۵	۵۲/۲۴
۲۰	۵۰/۲	۳۹/۲۶	۵۲/۸۷
۲۵	۵۰/۳۵	۳۹/۳۸	۵۳/۱۱

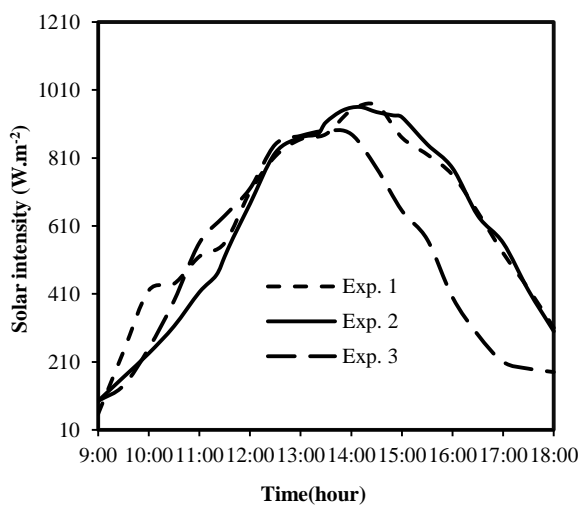


شکل (۳): نمای کلی سیستم



شکل (۴): سیستم تجربی

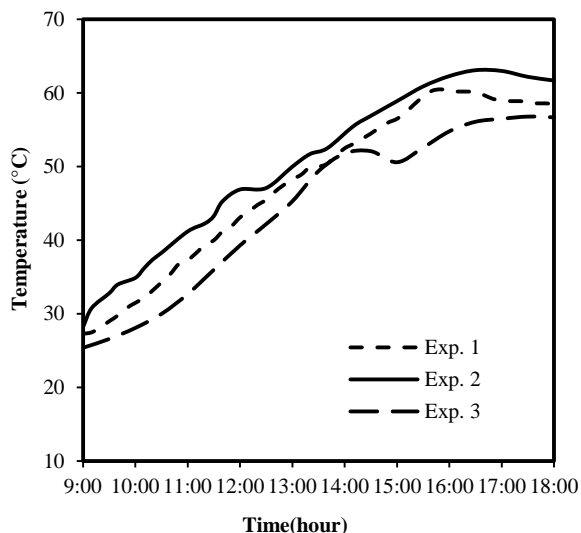
آزمایش‌های انجام‌گرفته در شهر سنج و در روزهای ۲۱ مرداد، ۳۰ مرداد و ۷ شهریور است. شکل‌های (۵) و (۶) شدت تابش و دمای محیط اندازه‌گیری‌شده برحسب زمان در این سه روز را نشان می‌دهد.



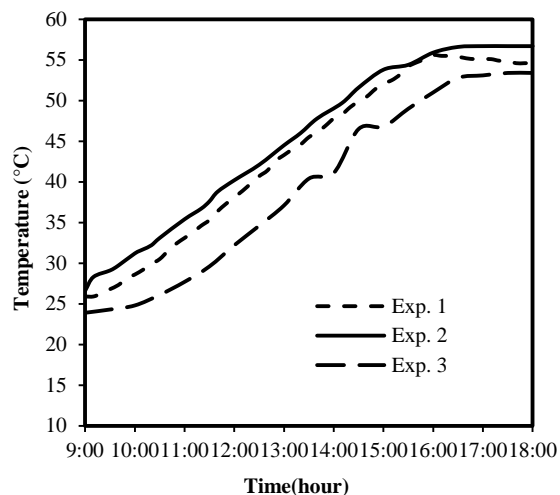
شکل (۵): شدت تابش

۴. نتایج

به منظور تعیین تعداد بهینه لوله‌های تحت خلأ مورد استفاده در شرایط آب و هوایی محل انجام آزمایش (شهر سنج دارای طول جغرافیایی ۴۶، عرض جغرافیایی ۳۵ و ارتفاع از سطح دریا ۱۴۵۰ متر)، دمای سیال خنک‌کننده کلکتور در سه ساعت متفاوت (جدول ۲) برحسب تعداد لوله‌های کلکتور در جدول (۳) نشان داده شده است. پارامترهای نشان داده شده در جدول (۱) از اندازه‌گیری مستقیم پارامترهای شدت تابش، دمای محیط و سرعت باد به دست آمده است. نرخ حجمی آب 1 l.min^{-1} است. همان‌گونه که در شکل مشخص است، روند توزیع دما با افزایش تعداد لوله‌ها صعودی است. این روند تا رسیدن به تعداد لوله ۱۵ شیب قابل توجهی دارد. بعد از این تعداد، شیب افزایش ناچیز شده است؛ بنابراین تعداد بهینه لوله‌های تحت خلأ ۱۵ به دست می‌آید.

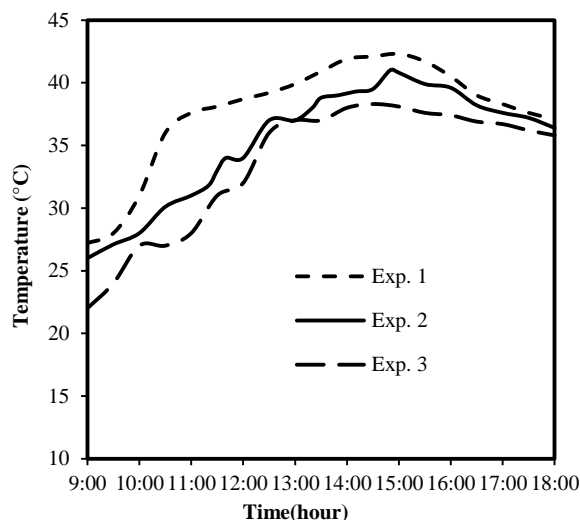


شکل (۸): دمای آب خروجی از کلکتور



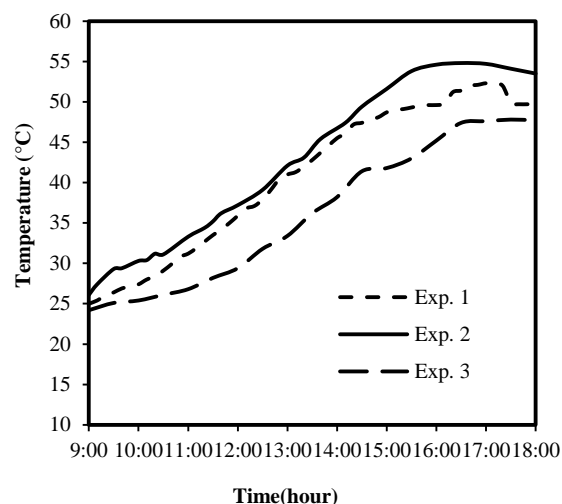
شکل (۹): دمای مخزن

تغییرات بازدهی انرژی بر حسب زمان در سه روز آزمایش در شکل (۱۰) نشان داده شده است. همان‌گونه که مشخص است روند کلی تغییرات بازدهی انرژی در هر سه روز آزمایش با گذشت زمان، صعودی است. در اواخر روز این بازدهی به بیشینه مقدار خود می‌رسد. دلیل این موضوع کاهش نسبی دما در ساعات پایانی روز، زمانی که دماهای ورودی و خروجی کلکتور هنوز مقادیر دمایی بالایی دارند، است. بازده انرژی تابعی از پارامترهای متفاوت از جمله دمای محیط، دمای سیال ورودی و خروجی کلکتور، شدت تابش و ... است. نوسانات موجود در این پارامترها به خصوص پارامترهای محیطی عامل نوسان‌های بازده انرژی است.



شکل (۶): دمای محیط

دمای آب ورودی به کلکتور و خروجی از آن و دمای مخزن (دمای آب گرم در بالای مخزن) در شکل‌های (۷) تا (۹) نشان داده شده است. بررسی نتایج نشان می‌دهد که دمای آب به شدت تابع شدت تابش و دمای محیط است. با افزایش شدت تابش، دمای آب خروجی از کلکتور و در نتیجه آن دمای آب مخزن افزایش می‌یابد. بیشینه دمای آب خروجی از کلکتور در محدوده بیشترین شدت تابش اتفاق می‌افتد. بعد از ساعت ۴ بعدازظهر، روند افت شدت تابش شدید شده و در نتیجه، دمای آب خروجی از کلکتور کاهش می‌یابد. با این حال، دمای مخزن بعد از این ساعت تقریباً ثابت می‌ماند.



شکل (۷): دمای آب ورودی به کلکتور

با رسیدن به انتهای روز روند نزولی این تأثیر دوباره آغاز می‌شود. همچنین تغییر نرخ حجمی در مقادیر پایین تأثیر بیشتری بر عملکرد کلکتور دارد. با افزایش نرخ حجمی این تأثیر به تدریج کاهش می‌یابد.

جدول (۴): دمای سیال عامل خروجی کلکتور در نرخ‌های حجمی متفاوت

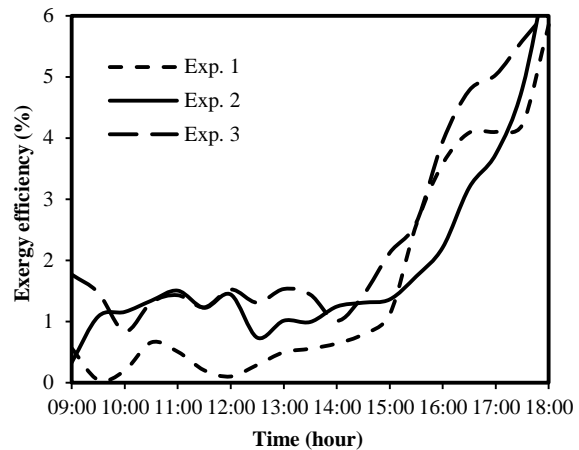
نرخ حجمی ($l \cdot min^{-1}$)	۰/۶	۱/۱	۱/۶	۲/۱
زمان (hr)	دما ($^{\circ}C$)			
۹:۰۰	۲۷/۱	۲۶/۹۵	۲۶/۸۶	۲۶/۸
۹:۳۰	۲۸/۸۶	۲۸/۵	۲۸/۳	۲۸/۱۷
۱۰:۰۰	۳۴/۷۲	۳۳/۴۸	۳۲/۷۹	۳۲/۳۷
۱۰:۳۰	۳۵/۷۴	۳۴/۷۹	۳۴/۲۵	۳۳/۹۲
۱۱:۰۰	۳۹/۷۴	۳۸/۶۵	۳۸/۱	۳۷/۶۷
۱۱:۳۰	۴۰/۸۵	۳۹/۶۵	۳۹	۳۸/۵۷
۱۲:۰۰	۴۴/۹۴	۴۳/۴۳	۴۲/۵۹	۴۲/۱
۱۲:۳۰	۴۷/۵۴	۴۵/۷۴	۴۴/۷۴	۴۴/۱۳
۱۳:۰۰	۵۰/۸	۴۸/۸۹	۴۷/۸۲	۴۷/۱۶
۱۳:۳۰	۵۳/۲۸	۵۱/۴۸	۵۰/۴۷	۴۹/۸۵
۱۴:۰۰	۵۳/۱۷	۵۱/۱۷	۵۰/۱	۴۹/۳۷
۱۴:۳۰	۵۴/۵۶	۵۲/۵۶	۵۱/۴۵	۵۰/۷۵
۱۵:۰۰	۵۳/۹۷	۵۲/۲۳	۵۱/۲۶	۵۰/۶۶
۱۵:۳۰	۵۱/۸۹	۵۱/۶۳	۵۰/۹۳	۵۰/۵
۱۶:۰۰	۵۲/۶۷	۵۱/۶۸	۵۱/۱۴	۵۰/۸
۱۶:۳۰	۵۰/۷	۵۰/۱۵	۴۹/۸۵	۴۹/۶۵
۱۷:۰۰	۴۹/۳۳	۴۸/۹۱	۴۸/۶۴	۴۸/۴۸
۱۷:۳۰	۴۷/۲۲	۴۶/۸۴	۴۶/۶۳	۴۶/۵
۱۸:۰۰	۴۴/۶۹	۴۴/۵۶	۴۴/۴۸	۴۴/۴۵

۵. نتیجه‌گیری

در این مطالعه یک سیستم تجربی که شامل کلکتور خورشیدی دارای لوله‌های حرارتی است، ساخته و در اقلیم آب‌وهوایی شهر سنندج در روزهای ۲۱ مرداد، ۳۰ مرداد و ۷ شهریور مورد آزمایش قرار گرفته است. سپس یک مدل ریاضی براساس معادلات انرژی و انرژی‌رزی توسعه داده شده و نتایج حاصل با نتایج تجربی مقایسه شده است.

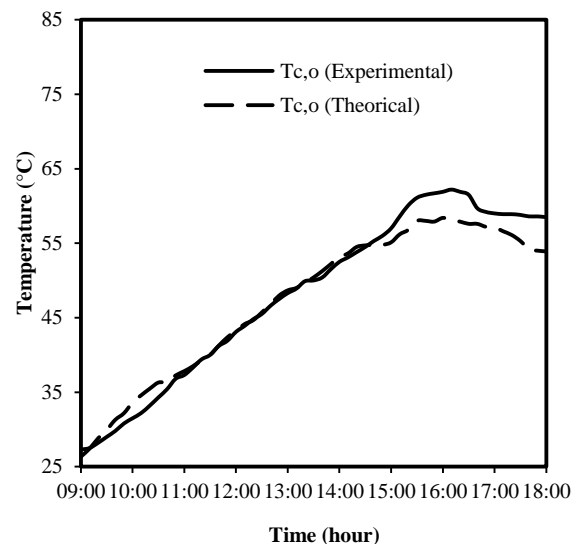
نتایج به‌دست‌آمده به‌صورت خلاصه به شرح زیر است:

✓ تعداد بهینه لوله‌های تحت خلأ کلکتور برای شرایط آب‌وهوایی سنندج ۱۵ است.



شکل (۱۰): بازدهی انرژی‌رزی

شکل (۱۱) نتایج تئوری و تجربی دمای خروجی کلکتور را در روز اول آزمایش مقایسه می‌کند. نتایج حاصل از تحلیل خطا، نشان‌دهنده وجود خطای استاندارد $1/94^{\circ}C$ و بیشینه خطای نسبی $7/8$ درصد است. این ارقام اثبات‌کننده توانایی خوب مدل توسعه داده‌شده در پیش‌بینی عملکرد کلکتور تحت خلأ دارای لوله حرارتی است. دلیل وجود این اختلاف از یک سو وجود فرض‌های ساده‌کننده مانند ظرفیت گرمایی ویژه ثابت و از سوی دیگر، وجود خطا در وسایل اندازه‌گیری است. عواملی از جمله رسوب‌گیری چندراهِه و افزایش مقاومت تماسی چگالنده لوله حرارتی و چندراهِه نیز به مرور موجب کاهش انتقال حرارت در حالت عملی می‌شوند.



شکل (۱۱): نتایج تئوری و تجربی دمای خروجی کلکتور

جدول (۴) دمای سیال خروجی کلکتور در طول روز و در نرخ‌های حجمی متفاوت را نشان می‌دهد. تأثیر نرخ حجمی بر دمای سیال خروجی در ابتدای روز کم است. به تدریج با گذشت زمان این تأثیر بیشتر می‌شود.

هدایت گرمایی ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	k	با افزایش شدت تابش، دمای آب خروجی از کلکتور و در نتیجه آن، دمای آب مخزن افزایش می‌یابد. بیشینه دمای آب خروجی از کلکتور در محدوده بیشترین شدت تابش اتفاق می‌افتد. بعد از ساعت ۴ بعدازظهر، روند افت شدت تابش شدید شده و در نتیجه، دمای آب خروجی از کلکتور کاهش می‌یابد. با این حال، دمای مخزن بعد از این ساعت تقریباً ثابت می‌ماند.		
طول (m)	L	در ساعات پایانی روز، به دلیل کاهش نسبی دما، زمانی که دماهای ورودی و خروجی کلکتور هنوز مقادیر دمایی بالایی دارند، بازدهی انرژی مقادیر بالاتری به خود اختصاص داده است. روند کلی تغییرات بازدهی انرژی در هر سه روز آزمایش با گذشت زمان، صعودی است.		
لیتر	l	تأثیر نرخ حجمی بر دمای سیال خروجی در ابتدای روز کم است. به تدریج با گذشت زمان این تأثیر بیشتر می‌شود. با رسیدن به انتهای روز، روند نزولی این تأثیر دوباره آغاز می‌شود. تغییر نرخ حجمی در مقادیر پایین تأثیر بیشتری بر عملکرد کلکتور دارد. با افزایش نرخ حجمی این تأثیر به تدریج کاهش می‌یابد.		
نرخ جرمی ($Kg.s^{-1}$)	m	نتایج حاصل از تحلیل خطا، نشان‌دهنده وجود خطای استاندارد $^{\circ}C$ $1/94$ و بیشینه خطای نسبی $7/8$ درصد است. این ارقام اثبات‌کننده توانایی خوب مدل توسعه داده شده در پیش‌بینی عملکرد کلکتور تحت خلأ دارای لوله حرارتی است.		
دقیقه	min			
میلی‌متر	mm			
تعداد	N			
نرخ انتقال حرارت (W)	Q			
مقاومت حرارتی ($K.W^{-1}$)	R			
آنتروپی مخصوص ($Kj.Kg^{-1}.K^{-1}$)	s			
دما ($^{\circ}C$)	T			
ضخامت (m)	t			
ضریب انتقال حرارت ($W.m^{-2}.K^{-1}$)	U			
علائم یونانی				
ضریب جذب	α			
ضخامت (m)	δ			
ضریب نشر	ϵ			
ویسکوزیته دینامیکی ($Kg.m^{-1}.s^{-1}$)	μ			
چگالی ($kg.m^{-3}$)	ρ			
ثابت استفان بولتزمن ($W.m^{-2}.K^{-4}$): 5.67×10^{-8}	σ			
ضریب عبور	τ			
بازدهی	η			
زیرنویس‌ها				
خروجی	o	ab	مساحت (m^2)	A
لوله	P	amb	محیط	a
مخزن	t	c	ظرفیت گرمایی ویژه ($J.Kg^{-1}.K^{-1}$)	C_p
بخار	v	e	کلکتور	c
کلکتور	Sc	g	قطر (m)	d
تابش خورشید	Sr	he	نرخ انرژی (KW)	\dot{E}_x
شبکه	w	hp	آزمایش	Exp.
مفید	u	i	ضریب دید	F
حالت تعادل	0	k	شدت تابش خورشیدی ($W.m^{-2}$)	G
		l	شتاب جاذبه ($m.s^{-2}$): $9/87$	g
			ضریب انتقال حرارت اجباری ($W.m^{-2}.K^{-1}$)	h
			اسب بخار	hp
			ساعت	hr
			گرمای نهان تبخیر ($J.Kg^{-1}$)	h_{fg}
			شدت تابش خورشیدی ($W.m^{-2}$)	I

۶. فهرست علائم

- [1] Duffie, J.A., Bekman, W.A., "Solar Engineering of Thermal Processes", John-Wiley & Sons Inc., 1991.
- [2] Han, J., Mol, A.P.J., Lu, Y., "Solar Water Heaters in China: a New Day Dawning", Energy Policy, Vol. 38, No. 1, pp. 383–391, 2010.
- [3] Du, B., Hu, E., Kolhe, M., "An Experimental Platform for Heat Pipe Solar Collector Testing", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 17, pp. 119–125, 2013.
- [4] Rojas, D., Beermann, J., Klein, S.A., "Thermal Performance Testing of Flat Plate Collectors", Solar Energy, Vol. 82, No. 8, pp. 746–57, 2008.
- [5] Villar, N.M., Cejudo Lopez, J.M., Dominguez Munoz, F., Rodriguez Garcia, E., Carrillo Andres, A., "Numerical 3-D Heat Flux Simulations on Flat Plate Solar Collectors", Solar Energy, Vol. 83, No. 7, pp. 1086–1092, 2009.
- [6] Khoukhi, M., Maruyama, S., "Theoretical Approach of a Flat-Plate Solar Collector Taking into Account the Absorption and Emission within Glass Cover Layer", Solar Energy, Vol. 80, No. 7, pp. 787–794, 2006.
- [۷] خراسانی زاده، حسین، آقای، علیرضا، احترام، حمیدرضا، عظیمی، آناهیتا، مطالعه و بهینه سازی آگرزوی یک کلکتور خورشیدی حرارتی تخت مجهز شده به بازتابنده‌ها و عدسی‌ها در یک مدار بسته با استفاده از نتایج آزمایشها، نشریه علمی پژوهشی مهندسی و مدیریت انرژی، سال سوم، شماره اول، ۱۳۹۲.
- [۸] خراسانی زاده، حسین، مسچی، سید مرتضی، تعیین زاویه شیب بهینه ماهیانه، فصلی، شش ماهه و ساعته کلکتورهای خورشیدی تخت در کاشان، نشریه علمی پژوهشی مهندسی و مدیریت انرژی، سال سوم، شماره چهارم، ۱۳۹۲.
- [9] Budihardjo, I., Morrison, G.L., "Performance of Water-In-Glass Evacuated Tube Solar Water Heaters", Solar Energy, Vol. 83, No. 1, pp. 49–56, 2009.
- [10] Fernandez-Garcia, A., Zarza, E., Valenzuela, L., Perez, M., "Parabolic-Trough Solar Collectors and Their Applications", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 14, No. 7, pp. 1695–1721, 2010.
- [11] Mathioulakis, E., Belessiotis, V., "A New Heat-Pipe Type Solar Domestic Hot Water System", Solar Energy, Vol. 72, No. 1, pp. 13–20, 2002.
- [12] Chun, W., Kang, Y.H., Kwak, H.Y., Lee, Y.S., "An Experimental Study of the Utilization of Heat Pipes for Solar Water Heaters", Applied Thermal Engineering, Vol. 19, No. 8, pp. 807–817, 1999.
- [13] Riffat, S. B., Zhao, X., Doherty, P. S., "Developing a Theoretical Model to Investigate Thermal Performance of a Thin Membrane Heat-Pipe Solar Collector", Applied Thermal Engineering, Vol. 25, No. 5–6, pp. 899–915, 2005.
- [14] Jun-feng, H., Rui, T., Su-ying, Y., "Comparative Analysis of the Instantaneous Efficiency about Two Types of Solar Collector", Energy Engineering, Vol. 2, pp. 25-27, 2009.
- [15] Aghbalou, F., Mimet, A., Badia, F., Illa, J., El Bouardi, A., Bougard, J., "Heat and Mass Transfer During Adsorption of Ammonia in a Cylindrical Adsorbent Bed: Thermal Performance Study of a Combined Parabolic Solar Collector, Water Heat Pipe and Adsorber Generator Assembly", Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 2537-2555, 2004.
- [16] Rittidech, S., Wannapakne, S., "Experimental Study of the Performance of a Solar Collector by Closed-End Oscillating Heat Pipe (CEOHP)", Applied Thermal Engineering, Vol. 27, No. 11-12, pp. 1978–1985, 2007.
- [17] Yulan, Z., Hong, Z., Dongdong, Z., "Study on Thermal Efficiency of CPC Heat Pipe Evacuated Tubular Collectors", Acta Energiæ Solaris Sinica, Vol. 28, No. 9, pp. 1022–1025, 2007.
- [18] Yunfeng, R., Jianlin, Y., Hua, Z., "Experimental Research on a Compound Parabolic Concentrator Heat Pipe Type Solar Collector", Journal of Xian Jiatong University, Vol. 41, No. 13, pp. 291–294, 2007.
- [19] Akpınar, E.K., Koçyiğit, F., "Energy And Exergy Analysis of a New Flat-Plate Solar Air Heater Having Different Obstacles on Absorber Plates", Applied Energy, Vol. 87, No. 11, pp. 3438-3434, 2010.
- [20] Azad, E., "Theoretical and Experimental Investigation of Heat Pipe Solar Collector", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 32, pp. 1666-1672, 2008.
- [21] Wang, Z., Duan, Z., Zhao, X., Chen, M., "Dynamic Performance of a Facade-Based Solar Loop Heat Pipe Water Heating System", Solar Energy, Vol. 86, No. 5, pp. 15-20, 2012.
- [22] Riffat, S. B., Zhao, X., Doherty, P.S., "Developing a Theoretical Model to Investigate Thermal Performance of a Thin Membrane Heat-Pipe Solar Collector", Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 16-24, 2005.
- [23] Lienhard, J.H.I., Lienhard, J.H.V., "DOE Fundamentals Handbook: Thermodynamics, Heat Transfer and Fluid Flow", Vol. 2, Washington DC: US Department of Energy, 2008.
- [24] Dunn, P.D., Reay, D.A., "Heat Pipes", Fourth Edition, Elsevier Science Ltd., 1994.
- [25] Bienert, B., "Heat Pipes for Solar Collectors", In 1st International Heat Pipe Conference. Stuttgart, Germany, 1973.
- [26] Singh, N., Kaushik, S.C., Misra, R.D., "Exergetic Analysis of a Solar Thermal Power System", Renewable Energy, Vol. 19, pp. 8-12, 2000.
- [27] Peters, C.A., "Statistics for Analysis of Experimental Data", Environmental Engineering Processes Laboratory Manual: AEESP, Champaign, IL, 2001.