



# شبیه‌سازی عملکرد حرارتی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم جهت گرمایش آب در شرایط اقلیمی شهر کرمانشاه

سبحان فتح اللهی<sup>1</sup>، حبیب اله صفرزاده<sup>2\*</sup>

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه رازی، کرمانشاه

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه رازی، کرمانشاه

\* کرمانشاه، صندوق پستی 6714967346، hsafarzadeh@razi.ac.ir

## اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 23 مرداد 1394

پذیرش: 07 آبان 1394

ارائه در سایت: 09 آذر 1394

کلید واژگان:

پمپ حرارتی

کلکتور خورشیدی

کمپرسور

ضریب عملکرد گرمایی

تابش خورشیدی

## چکیده

سیستم‌های پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم، امروزه به صورت گسترده جهت گرمایش آب مصرفی ساختمان‌ها و مراکز صنعتی، گرمایش فضاهای خانگی و صنعتی و همچنین در صنعت تهویه مطبوع، مورد استفاده قرار می‌گیرند. این سیستم‌ها عمل انتقال انرژی از منبع با دمای کمتر به منبع با دمای بیشتر را انجام می‌دهند. در سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم، به منظور انتقال بهینه‌ی گرمای ناشی از تابش خورشیدی به مبرد، از کلکتور خورشیدی صفحه تخت به عنوان تبخیرکننده استفاده می‌شود. در این مقاله، با استفاده از شبیه‌سازی عددی، اثر تعداد پوشش کلکتور خورشیدی بر عملکرد حرارتی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم مطالعه شده و همچنین عملکرد حرارتی بلند مدت سیستم به منظور گرمایش آب خانگی یک منزل مسکونی در شهر کرمانشاه، مورد بررسی قرار گرفته است. سیستم شامل یک کلکتور خورشیدی صفحه تخت با مساحت 4 مترمربع، یک تانک ذخیره آب گرم به حجم 150 لیتر، یک کمپرسور چرخشی نوع هرمیتیک و یک شیرانبساط ترموستاتیکی بوده و سیال عامل مورد استفاده در سیستم، مبرد R134a می‌باشد. نتایج نشان می‌دهند که در شرایط آب و هوایی شهر کرمانشاه، تعداد ساعات کارکرد سیستم در طول ماه‌های مختلف بین 37 تا 130 ساعت متغیر بوده و همچنین میانگین ماهانه ضریب عملکرد گرمایی سیستم و بازده کلکتور خورشیدی به ترتیب بین مقادیر 3.96 تا 6.71 و 68 تا 99 درصد متغیر می‌باشد. همچنین تأثیر پارامترهای مختلف از جمله تابش خورشیدی، دمای محیط، دمای تبخیر و چگالش، مساحت سطح کلکتور، سرعت کمپرسور و سرعت باد نیز بر عملکرد حرارتی این سیستم مورد بررسی قرار گرفته است.

## Simulation study on the thermal performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump for water heating in Kermanshah climate

Sobhan Fathollahi, Habibollah Safarzadeh\*

Department of Mechanical Engineering, Razi University, Kermanshah, Iran

\* P.O.B. 6714967346 Kermanshah, Iran, hsafarzadeh@razi.ac.ir

## ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 14 August 2015  
Accepted 29 October 2015  
Available Online 30 November 2015

**Keywords:**  
Heat pump  
Solar collector  
Compressor  
Coefficient of thermal performance  
Solar radiation

## ABSTRACT

Direct-expansion solar-assisted heat pumps (DX-SAHP) have been used widely to heat the water consumed by buildings and industrial facilities, domestic and industrial space heating and also, air conditioning. These systems transfer energy from lower temperature source to a higher temperature source. In DX-SAHP systems, in order to optimize the heat transfer of solar radiation to the refrigerant, the flat plate solar collector is used as the evaporator. In this paper, the effect of the number of collector cover has been studied on the thermal performance of the DX-SAHP system using numerical simulation and also the thermal performance of the system has been analyzed for heating the water of a house in Kermanshah. The system mainly employs a bare flat-plate solar collector with a surface area of 4 m<sup>2</sup>, a hot water tank with the volume of 150 L, a rotary-type hermetic compressor, a thermostatic expansion valve and R-134a are also used as working fluid in the system. The results show that the hours of system operation, during different months in the climate of Kermanshah vary between 37 to 130 hours and the monthly average COP and the solar collector efficiency vary between 3.96 to 6.71 and 68 to 99 percent respectively. The effect of various parameters, including solar radiation, ambient temperature, evaporating and condensing temperature, collector area, compressor speed and wind speed have been analyzed on the thermal performance of the system.

## 1- مقدمه

محیط استفاده می‌کنند، یکی از عوامل اصلی تولید آلاینده‌های زیست محیطی می‌باشد، در نتیجه جایگزین نمودن انواع انرژی‌های نو به جای استفاده از سیستم‌های با مصرف سوخت فسیلی، می‌تواند به میزان قابل

استفاده از سیستم‌هایی که از سوخت‌های فسیلی جهت تأمین گرمایش

Please cite this article using:

S. Fathollahi, H. Safarzadeh, Simulation study on the thermal performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump for water heating in Kermanshah climate, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 12, pp. 232-242, 2015 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

توجهی از انتشار گازهای گلخانه‌ای و آلاینده‌های زیست محیطی جلوگیری نماید. سیستم‌های خورشیدی ابزارهایی هستند که تقاضا برای مصرف انرژی‌های تجدیدپذیر، نظیر نفت و گاز را کاهش می‌دهند، در نتیجه آلودگی‌های ناشی از مصرف این سوخت‌ها در محل مصرف کاهش یافته و همچنین هزینه‌های مصرف و حمل و نقل این سوخت‌ها به ویژه برای مناطق دور از منابع نفت و گاز کاهش می‌یابد. پمپ‌های حرارتی خورشیدی، سیستم‌هایی پاک، ارزان و با کارایی بالا هستند، که امروزه در صنعت تهویه مطبوع نوین، به منظور تأمین آب‌گرم مصرفی منازل، ساختمان‌ها و مراکز صنعتی و همچنین در صنعت تهویه مطبوع مورد استفاده قرار می‌گیرند. ایده‌ی ترکیب این سیستم‌ها با انرژی تمیز، رایگان و تجدیدپذیر خورشید، در سال‌های اخیر، مورد توجه بسیاری از محققان قرار گرفته است و می‌توان گفت که این سیستم‌ها از امید بخش‌ترین فناوری‌ها برای استفاده بهینه‌ی انرژی می‌باشند. اساس پمپ حرارتی، به عنوان استفاده معکوس از موتورحرارتی، ابتدا توسط شخصی به نام لردکلونین<sup>1</sup> در قرن نوزدهم پیشنهاد داده شد. سپس در قرن بیستم، استفاده‌های عملی و رایج از آنها صرفاً برای عمل سردسازی آغاز گردید. در اوایل سال 1970، ابتدا پمپ‌های حرارتی با منبع هوا مورد استفاده قرار گرفتند. این سیستم‌ها نسبت به سیستم‌های رایج مورد استفاده، دارای امتیاز عدم نیاز به واکنش‌های احتراقی بودند.

در طول چند دهه‌ی اخیر بکارگیری سیستم‌های خورشیدی به همراه پمپ‌های حرارتی و تلفیق آن‌ها مورد توجه بسیاری از سازندگان سیستم‌های تهویه مطبوع و گرمایش قرار گرفته است تا بتوان با استفاده از انرژی تابش خورشیدی دمای تبخیرکننده را افزایش داد و همچنین هزینه‌های ناشی از مصرف برق و سوخت‌های فسیلی را کاهش داد. بزرگ‌ترین امتیاز این سیستم‌ها این است که انرژی خورشیدی نسبت به دیگر منابع، گرما را در دمای بالاتری تأمین می‌کند، بنابراین میزان ضریب عملکرد حرارتی را افزایش می‌دهد. به طور کلی، پمپ‌های حرارتی خورشیدی بر اساس چگونگی تبخیر مبرد در تبخیرکننده، به دو دسته پمپ‌های حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم و پمپ‌های حرارتی خورشیدی انبساط غیرمستقیم تقسیم می‌شوند. در پمپ‌های حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم، مبرد مستقیماً در لوله‌های کلکتور خورشیدی عبور کرده و در واقع کلکتور خورشیدی نقش تبخیرکننده را ایفا می‌کند، اما در سیستم انبساط غیرمستقیم، تبخیرکننده به صورت یک عضو جداگانه و مستقل از واحد خورشیدی عمل کرده و یک سیال واسط مانند آب در مجموعه‌ی خورشیدی گرم و سپس وارد یک مبدل حرارتی شده و انتقال حرارت به مبرد صورت می‌گیرد.

مفهوم سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم ابتدا توسط اسپورن و امبروز [1] شرح داده شد. سپس مطالعات دیگری در قالب مقالات متعدد توسط محققان مختلفی همچون چارتر و تیلور [2]، فرانکلین و همکاران [3]، انجام گرفت که نقش اساسی در شناخت و استفاده از تکنولوژی این سیستم‌ها داشت.

از آن جایی که یک سیستم خورشیدی به طور قابل ملاحظه‌ای از تغییرات شرایط آب و هوایی و بار گرمایی مورد تقاضا تأثیر می‌پذیرد، لذا بدون وجود تحلیل‌های تئوری معقول، ساخت و بهره‌برداری از این سیستم‌ها و استفاده بلند مدت از آن‌ها می‌تواند موجب زیان اقتصادی و عدم کارایی مناسب سیستم گردد، لذا امروزه تمامی مطالعات در زمینه ساختار سیستم،

بهینه‌سازی عملکرد حرارتی، خصوصیات سیال عامل، کنترل عملکرد، تحلیل اقتصادی و تحلیل انرژی این سیستم‌ها صورت می‌گیرد.

مریسون [4]، عملکرد پمپ‌های حرارتی خورشیدی از نوع گرم‌کن آب را مورد بررسی قرار داده و یک مدل شبیه سازی را برای کارکرد سالیانه ارائه داده است. ریز و همکاران [5]، تحلیل‌های تئوری و عملی را برای سیستم پمپ حرارتی انبساط مستقیم از نوع گرم‌کننده هوا را ارائه کرده‌اند. روش کار آن‌ها محاسبه دمای بهینه سیال عامل در مراحل تبخیر و چگالش می‌باشد. چاتورویدی و شن [6]، در بررسی عملکرد گرمایی پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم به این نتیجه رسیدند که هر چه دمای آب خروجی از کندانسور بیشتر باشد، ضریب عملکرد سیستم نیز بیشتر خواهد بود و مقدار ضریب عملکرد را در بازه ی 4 تا 9 گزارش کردند. هوانگ و همکاران [7]، شبیه‌سازی این سیستم را با فرض جریان آرام برای تمام اجزا به جز تانک ذخیره، انجام دادند. نتایج شبیه سازی آن‌ها هم‌خوانی خوبی با نتایج آزمایشگاهی دارد. کوانگ و وانگ [8]، برای یک سیستم چند کاره به ضریب عملکرد سرمایش 2.7 و ضریب عملکرد گرمایش 2.9 رسیده و بازده منبع سرد را 30 درصد گزارش کردند و همچنین به این نتیجه رسیدند که عملکرد گرمایی سیستم به طور قابل ملاحظه‌ای به تابش خورشیدی و سرعت کمپرسور بستگی دارد. زو و همکاران [9]، عملکرد یک پمپ حرارتی دارای یک کلکتور خورشیدی جدید را که با منبع هوا گرم می‌شد، مورد بررسی قرار دادند. نتایج شبیه سازی نشان می‌دهد که دمای آب در شرایط آب و هوایی شهر نانجینگ چین می‌تواند به 55 درجه سلسیوس برسد. همچنین آن‌ها به این نتیجه رسیدند که اگر از کمپرسور با سرعت متغیر استفاده کنند، عملکرد کلی سیستم افزایش پیدا خواهد کرد.

تأثیر پارامترهای مختلف بر روی عملکرد کلکتور در شرایط آب و هوایی مختلف در تحقیقات مختلفی توسط ایتو و میورا [10] و همچنین ایتو و همکاران [11]، بررسی شده است. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که تابش خورشیدی تأثیر مهمی بر دمای تبخیر مبرد و ضریب عملکرد سیستم گذاشته و افزایش سطح کلکتور تأثیر بسیار اندکی در افزایش ضریب عملکرد دارد. آذرکیش و همکاران [12]، به بررسی تأثیر مبردهای مختلف بر عملکرد سیستم پمپ حرارتی خورشیدی، به منظور گرمایش یک واحد مسکونی پرداختند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که با وجود پایین بودن ضریب عملکرد سیستم با مبرد عامل دی اکسید کربن، این مبرد سازگارتر با محیط زیست بوده و تا حدودی هزینه‌های اولیه را کاهش می‌دهد. آن‌ها این مبرد را جایگزین مناسبی برای دیگر مبردها در طراحی سیستم‌های تهویه مطبوع دانسته‌اند. مرادعلی و جعفرکاظمی [13]، عملکرد یک سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم را جهت گرمایش آب در شرایط اقلیمی شهر تهران مورد بررسی قرار داده و ضریب عملکرد این سیستم را با ضریب عملکرد یک پمپ حرارتی معمولی مقایسه کرده‌اند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که اگر میزان تابش خورشیدی کافی باشد، ضریب عملکرد پمپ حرارتی خورشیدی نسبت به پمپ حرارتی معمولی به مراتب بیشتر بوده و میزان تغییرات آن با تغییرات دمای محیط کمتر از پمپ حرارتی معمولی می‌باشد. مورنو-رودریگز و همکاران [14]، در یک کار آزمایشگاهی به صحت-سنجی شبیه‌سازی و مطالعات تئوری خود پرداختند. آن‌ها در شبیه‌سازی سیستم گرمایش به ترتیب در دماهای تبخیر 20- و 30 درجه سلسیوس و دماهای چگالش 20 و 60 درجه سلسیوس، ضرایب عملکرد 2.1 و 2.9 را گزارش کرده و در شرایط آزمایشگاهی، میزان ضریب عملکرد را 2.7 و مقدار گرمای منتقل شده توسط کندانسور را 4.7 کیلووات اندازه‌گیری

1- Lord Kelvin

- فرآیند افزایش فشار مبرد درون کمپرسور به صورت یک فرآیند پلی تروپیک<sup>2</sup> فرض شده است.
  - فرآیند کاهش فشار مبرد مایع درون شیرانبساط به صورت یک فرآیند آنتالپی ثابت فرض شده است.
  - از تلفات حرارتی مخزن ذخیره آب و همچنین سطوح پشت و جانب کلکتور به علت عایق کاری صرف نظر شده است.
  - دمای آب خروجی از مخزن که همان دمای آب گرم مصرفی می‌باشد، 50 درجه‌ی سلسیوس در نظر گرفته شده است.
- بر اساس فرضیات ذکر شده، معادلات ریاضی برای توصیف عملکرد حرارتی اجزا مختلف سیستم از جمله کمپرسور، کندانسور، کلکتور خورشیدی و شیرانبساط، در محیط نرم‌افزار حل مهندسی EES نسخه‌ی 8.400، که کاربرد زیادی در شبیه‌سازی مسائل ترمودینامیک دارد، حل شده‌اند.

### 3-1- تبخیرکننده/کلکتور خورشیدی صفحه تخت با تعداد پوشش متغیر

کلکتور خورشیدی صفحه تخت با مساحت 4 مترمربع، به صورت مستقیم به جای تبخیرکننده مورد استفاده قرار می‌گیرد. جنس صفحه جاذب آلومینیوم و جنس لوله‌های کلکتور از مس می‌باشد. قطر داخلی لوله‌ها 8.6 میلی‌متر و طول کلی لوله‌ها 14.9 متر و همچنین ضخامت صفحه جاذب 4 میلی‌متر می‌باشد. نرخ گرمای مفید به دست آمده توسط کلکتور در شرایط پایدار به صورت زیر محاسبه می‌شود [17]:

$$\dot{Q}_C = A_C[\tau\alpha I_T - U_L(T_P - T_a)] = F' A_C[\tau\alpha I_T - U_L(T_e - T_a)] \quad (1)$$

همچنین نرخ گرمای به دست آمده از کلکتور خورشیدی می‌تواند بر حسب اختلاف آنتالپی مبرد در ورودی و خروجی تبخیر کننده نیز تعریف شود:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \quad (2)$$

در معادلات (1) و (2)،  $\dot{m}_r$  دبی جرمی مبرد و  $h_1$  و  $h_4$  به ترتیب آنتالپی مخصوص مبرد در ورودی و خروجی کلکتور،  $A_C$  مساحت سطح کلکتور،  $\alpha$  ضریب جذب صفحه جاذب،  $\tau$  ضریب عبور پوشش،  $F'$  ضریب بازده کلکتور،  $T_P$  دمای میانگین سطح صفحه جاذب،  $T_a$  دمای محیط،  $T_e$  دمای تبخیر مبرد درون کلکتور و  $I_T$  شدت کلی تابش خورشیدی می‌باشد. به منظور بررسی اثرات تعداد پوشش بر عملکرد حرارتی سیستم، کلکتور خورشیدی در دو حالت بدون پوشش و با تعداد پوشش شیشه‌ای متغیر در نظر گرفته شده است. بدیهی است که در حالت بدون پوشش  $\tau = 1$  می‌باشد.

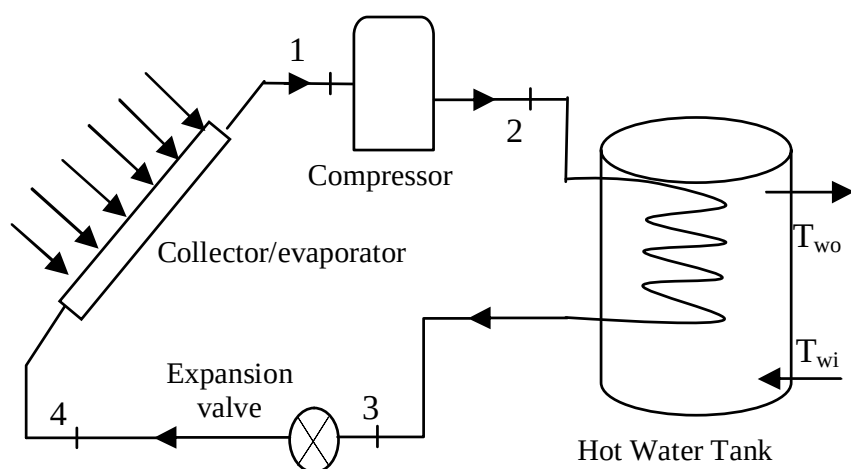


Fig. 1 Schematic diagram of the DX-SAHP system

شکل 1 شماتیک هندسه‌ی پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم

نمودند. ژانگ و همکاران [15]، به بررسی تأثیر شارژ مبرد و پارامترهای ساختاری سیستم مانند سطح کلکتور خورشیدی، ضخامت کلکتور، طول و قطر داخلی لوله‌ی کندانسور، بر عملکرد سیستم پمپ حرارتی خورشیدی گرمکن آب پرداختند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که بیش از 50 درصد مبرد درون کندانسور و 20 الی 30 درصد آن درون کلکتور جریان دارد. همچنین توصیه کردند که میزان شارژ مبرد نباید آنقدر کم باشد که موجب کاهش ضریب عملکرد سیستم گردد و نه آنقدر زیاد که موجب نشی گردد. میزان مناسب شارژ جرمی مبرد را بین 1.65 تا 1.75 کیلوگرم و طول مناسب لوله کندانسور را 70 متر و قطر مناسب آن را 9 میلی‌متر گزارش کرده و استفاده از لوله‌های مسی را برای کلکتور پیشنهاد داده‌اند.

## 2- شرح سیستم

شکل 1، شماتیک هندسه‌ی پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم را نشان می‌دهد. این سیستم از یک کلکتور صفحه تخت با مساحت 4 مترمربع به عنوان تبخیرکننده، یک کمپرسور چرخشی نوع هرمتیک<sup>1</sup>، یک کندانسور با لوله‌های شناور درون یک مخزن ذخیره‌ی آب گرم به حجم 150 لیتر و همچنین یک شیرانبساط ترموستاتیکی تشکیل شده است. سیستم بر اساس چرخه‌ی تراکم بخار عمل کرده که به صورت شماتیک در شکل 2، نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود مبرد R134a در فشار، دما و کیفیت مشخص وارد لوله‌های کلکتور خورشیدی می‌گردد (مرحله‌ی 4). سپس در تبخیر کننده با جذب تابش خورشیدی توسط صفحه جاذب آلومینیومی به بخار اشباع یا بخار مافوق گرم تبدیل می‌شود (مرحله‌ی 1) و پس از خروج از کلکتور، با وارد شدن به کمپرسور، طی عمل افزایش فشار پلی‌تروپیک، فشار و دمای مبرد به بالاترین میزان خود رسیده و به صورت بخار مافوق گرم به درون کندانسور جریان می‌یابد (مرحله‌ی 2) و پس از عبور از کویل‌های شناور درون مخزن ذخیره‌ی آب، گرمای خود را به آب سرد ورودی مخزن می‌دهد (مرحله‌ی 3). مبرد به صورت مایع اشباع پرفشار از کندانسور خارج شده و برای رسیدن به فشار تبخیر کلکتور از درون شیرانبساط عبور کرده و طی یک فرآیند آنتالپی ثابت دچار کاهش فشار شده و مستقیماً به درون کلکتور وارد می‌شود (مرحله‌ی 4). آب گرم درون مخزن ذخیره می‌تواند برای مصارف خانگی یا صنعتی و یا گرمایش فضای ساختمان‌ها مورد استفاده قرار گیرد.

به منظور توسعه‌ی مدل شبیه‌سازی شده در این مطالعه از برخی فرضیات و داده‌های ساختاری شبیه‌سازی کونگ و همکاران [16]، استفاده شده است. جدول 1، لیست تمامی پارامترهای مورد استفاده برای پیش‌بینی عملکرد حرارتی سیستم را نشان می‌دهد.

## 3- ارائه‌ی مدل ریاضی

برای پیش‌بینی عملکرد حرارتی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم، یک مدل ریاضی ساده‌ی یک‌بعدی، بر اساس فرضیات زیر ارائه گردیده است:

- شبیه‌سازی کلیه‌ی اجزا سیستم در حالت پایدار می‌باشد.
- از افت فشار در تبخیرکننده، کندانسور و همچنین لوله‌کشی سیستم صرف نظر شده است.
- خروجی کندانسور مایع اشباع و خروجی تبخیرکننده بخار اشباع در نظر گرفته شده است.

2- Polytropic

1- hermetic

$$U_L = \left( \frac{N_g}{\frac{c}{T_p} \left[ \frac{T_p - T_a}{N_g + f} \right]^e + \frac{1}{h_w}} \right)^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{1} + \frac{\varepsilon_p + 0.00591N_g h_w}{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)} + \frac{2N_g + f - 1 + 0.133\varepsilon_p}{\varepsilon_g} - N_g \quad (3)$$

$$f = (1 + 0.89h_w - 0.1166h_w \varepsilon_p) \times (1 + 0.07866N_g) \quad (4)$$

$$e = 0.43 \left( 1 - \frac{100}{T_p} \right) \quad (5)$$

$$c = 520(1 - 0.000051\beta^2); \quad 0^\circ \leq \beta \leq 70^\circ \quad (6)$$

$h_w$  ضریب انتقال حرارت جابجایی باد بوده که با استفاده از یک رابطه‌ی تجربی توسط واتماف و همکاران [19] بر حسب سرعت باد،  $u_w$  به صورت زیر ارائه شده است:

$$h_w = 2.8 + 3u_w; \quad u_w \leq 5 \quad (7)$$

ضریب بازده کلکتور صفحه تخت به وسیله‌ی مدل ارائه شده توسط هاتل و ویلیر [17]، به صورت زیر می‌باشد:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left[ \frac{1}{U_L[D + (W-D)F]} + \frac{1}{k_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right]} \quad (8)$$

$$F = \frac{\tanh \left[ \frac{m(W-D)}{2} \right]}{\frac{m(W-D)}{2}} \quad (9)$$

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k_p \delta_p}} \quad (10)$$

$F$  ضریب بازده پره،  $D$  قطر خارجی لوله،  $W$  فاصله‌ی بین مرکز لوله‌ها و همچنین  $k_p$  و  $\delta_p$  به ترتیب ضریب انتقال حرارت هدایت و ضخامت صفحه جاذب آلومینیومی می‌باشند.

$\frac{1}{k_b}$  در معادله‌ی (8)، مقاومت جوش ناحیه‌ی اتصال لوله به صفحه جاذب می‌باشد که از آن صرف نظر شده است. همچنین ضریب انتقال حرارت جابجایی جریان میرد دوفازی،  $h_{fi}$  درون لوله‌های کلکتور بوده که توسط آلمن و همکاران [20]، به صورت زیر ارائه شده است:

$$h_{fi} = \frac{0.0082k_r}{D_i} \left( \text{Re}_{D_i}^2 j \Delta x \frac{h_{fg}}{L} \right)^{0.4} \quad (11)$$

$$\text{Re}_{D_i} = \frac{\dot{m}_r D_i}{\mu_{tp}} \quad (12)$$

در معادله‌ی (11)،  $j$  ثابت ابعادی بوده و مقدار آن 778 می‌باشد.  $\Delta x$  تغییرات کیفیت میرد از ورودی تا خروجی کلکتور،  $L$  طول لوله‌ی کلکتور و  $h_{fg}$  گرمای نهان تبخیر میرد می‌باشد. عدد رینولدز نیز بر اساس قطر داخلی لوله‌ی کلکتور، دبی جرمی و ویسکوزیته میرد دوفازی تعریف می‌شود.  $\mu_{tp}$  و  $k_r$  به ترتیب ویسکوزیته و هدایت حرارتی میرد دوفازی درون کلکتور هستند که در دمای تبخیر میرد محاسبه می‌گردند.

$$\mu_{tp} = x\mu_g + (1-x)\mu_l \quad (13)$$

با ترکیب معادلات (1) و (2)، دمای تبخیر کلکتور به صورت معادله‌ی زیر بیان می‌شود:

$$T_e = T_a + \frac{\tau \alpha I_T}{U_L} - \frac{\dot{m}_r}{U_L A_C F'} (h_1 - h_4) \quad (14)$$

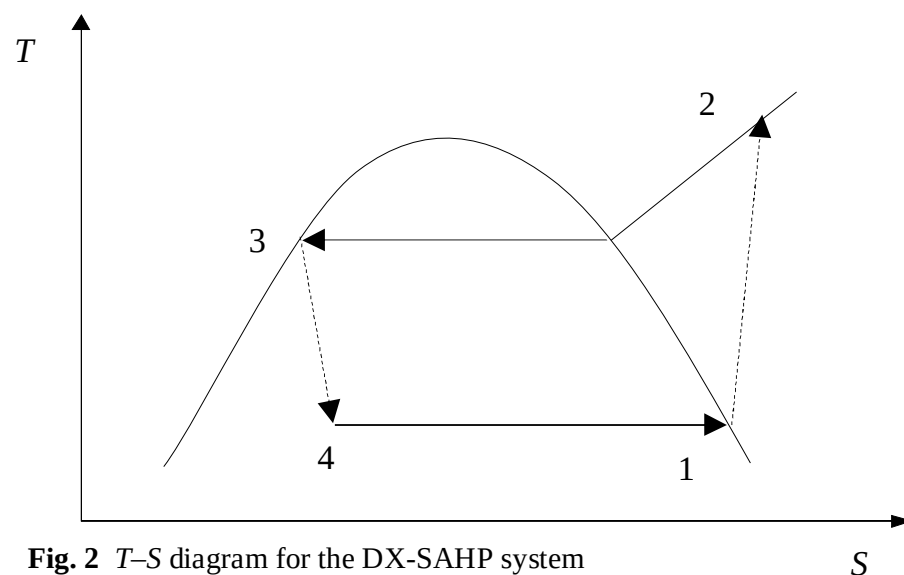


Fig. 2 T-S diagram for the DX-SAHP system

شکل 2 نمودار دما-آنترپی برای سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم

جدول 1 پارامترهای ساختاری به کار رفته در شبیه‌سازی سیستم

Table 1 Main parameters used in the simulation of the system

| پارامتر                                  | مقدار                         |
|------------------------------------------|-------------------------------|
| سرعت کمپرسور، $n$                        | متغیر، 2830(rpm)              |
| حجم جابجایی کمپرسور، $V_d$               | 13.4(cm <sup>3</sup> /rev)    |
| بازده حجمی کمپرسور، $\eta_v$             | 0.91                          |
| بازده کلی کمپرسور، $\eta_{cm}$           | 0.75                          |
| نمای پلی تروپیک، $k$                     | 1.106                         |
| دمای چگالش، $T_{cond}$                   | متغیر، 50(°C)                 |
| مساحت کلکتور، $A_C$                      | متغیر، 4(m <sup>2</sup> )     |
| هدایت حرارتی صفحه جاذب، $k_p$            | 236(W/mK)                     |
| ضخامت صفحه جاذب، $\delta_p$              | 4(mm)                         |
| قطر خارجی لوله‌ی کلکتور، $D$             | 9.4(mm)                       |
| قطر داخلی لوله‌ی کلکتور، $D_i$           | 8.6(mm)                       |
| طول لوله‌ی کلکتور، $L$                   | 14.9(m)                       |
| فاصله‌ی بین مرکز لوله‌های کلکتور، $W$    | 40(mm)                        |
| ضریب جذب صفحه جاذب، $\alpha$             | 0.9                           |
| ضریب گسیل صفحه جاذب، $\varepsilon_p$     | 0.1                           |
| ضریب گسیل شیشه، $\varepsilon_g$          | 0.88                          |
| زاویه‌ی کلکتور نسبت به سطح زمین، $\beta$ | 30(درجه)                      |
| حجم مخزن ذخیره‌ی آب، $V_w$               | 150(L)                        |
| دمای اولیه آب مخزن، $T_{wi}$             | 20 (°C)                       |
| دمای نهایی آب خروجی از مخزن، $T_{wo}$    | 50(°C)                        |
| شدت تابش خورشیدی، $I_T$                  | 700(W/m <sup>2</sup> )، متغیر |
| دمای محیط، $T_a$                         | متغیر، 20 (°C)                |
| سرعت باد، $u_w$                          | متغیر، 3(m/s)                 |

$U_L$  که ضریب کلی اتلاف حرارتی کلکتور تعریف می‌شود، به علت عایق‌بندی سطوح پشتی و جانبی کلکتور فقط از تلفات حرارتی انتقال گرمای جابجایی باد و تابش خورشیدی تاثیر می‌پذیرد و رابطه‌ی کلی آن که توسط کلین [18] ارائه شده است، در حالت بدون پوشش و پوشش‌دار بودن کلکتور به صورت معادله‌ی (3) می‌باشد. در این معادله  $\varepsilon_p$  ضریب گسیل صفحه جاذب،  $\varepsilon_g$  ضریب گسیل پوشش شیشه‌ای،  $\beta$  زاویه‌ی کلکتور نسبت به سطح زمین و  $N_g$  تعداد پوشش شیشه‌ای بوده که در حالت بدون پوشش صفر در نظر گرفته می‌شود.

### 3-5- خواص ترمودینامیکی

برای محاسبه‌ی خواص ترمودینامیکی مبرد R134a، از جمله حجم مخصوص، آنتالپی مخصوص و فشار در حالت اشباع از معادلات چندجمله‌ای وابسته به دما که توسط کللند [21] ارائه شده، استفاده می‌شود.

برای محاسبه‌ی فشار اشباع بر حسب دمای اشباع از رابطه‌ی زیر استفاده می‌شود:

$$P_{\text{sat}} = \exp\left(21.51297 - \frac{2200.9809}{246.61 + T_{\text{sat}}}\right) \quad -40^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{sat}} \leq 70^{\circ}\text{C} \quad (22)$$

آنتالپی‌های مبرد R134a مایع و مبرد در حالت بخار اشباع به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$h_g = 249455 + 606.163T_{\text{sat}} - 1.05644T_{\text{sat}}^2 - 1.82426 \times 10^{-2}T_{\text{sat}}^3; \quad -40^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{sat}} \leq 70^{\circ}\text{C} \quad (23)$$

$$h_l = 50952 + 1335.29T_l + 1.70650T_l^2 + 7.6741 \times 10^{-3}T_l^3; \quad -40^{\circ}\text{C} \leq T_l \leq 70^{\circ}\text{C} \quad (24)$$

حجم مخصوص مبرد R134a در حالت اشباع و کیفیت مبرد نیز از طریق معادلات وابسته به دمای زیر محاسبه می‌گردند:

$$v_{\text{sat}} = \exp\left(-12.4539 + \frac{2669.0}{273.15 + T_{\text{sat}}}\right) \times (1.01357 + 1.06736 \times 10^{-3}T_{\text{sat}} - 9.2532 \times 10^{-6}T_{\text{sat}}^2 - 3.2192 \times 10^{-7}T_{\text{sat}}^3); \quad -40^{\circ}\text{C} \leq T_{\text{sat}} \leq 70^{\circ}\text{C} \quad (25)$$

$$x = 0.00675(1 + 0.00167T_l + 0.00472T_{\text{sat}}) \times (T_l - T_{\text{sat}}) \quad (26)$$

برای محاسبه‌ی ویسکوزیته و هدایت حرارتی مبرد R134a نیز از توابع ترمودینامیکی تعریف شده در نرم‌افزار EES استفاده شده است.

### 3-6- بازده کلکتور و ضریب عملکرد سیستم

بازده کلکتور خورشیدی و ضریب عملکردگرایی سیستم به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_c}{I_T A_c} \quad (27)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\dot{W}_{\text{cm}}} \quad (28)$$

### 4- اعتبارسنجی

به منظور بررسی اعتبارسنجی مدل ارائه شده، ضریب عملکرد حرارتی سیستم و بازده کلکتور خورشیدی بدون پوشش با نتایج شبیه‌سازی کونگ و همکاران [16] در شرایط کاری یکسان مقایسه شده‌اند. شرایط کاری شبیه‌سازی آن‌ها در تابش خورشیدی 750 وات بر متر مربع، دمای محیط 25.7 درجه‌ی سلسیوس و مساحت کلکتور 4.2 مترمربع می‌باشد. البته مبرد مورد استفاده در مرجع [16]، R22 بوده و مبرد مورد استفاده در مطالعه‌ی حاضر R134a می‌باشد که این مبرد نسبت به مبرد R22 جدیدتر و سازگارتر با محیط‌زیست است. با توجه به جداول استاندارد ASHRAE برای مبردها [22]، میزان پتانسیل تخریب لایه‌ی اوزون،  $ODP^1$ ، و همچنین پتانسیل افزایش گرمای زمین،  $GWP^2$ ، برای مبرد R22، به ترتیب اعداد 0.055 و 1700 بوده که این مقادیر برای مبرد R134a، اعداد صفر و 1300 می‌باشد.

در شکل 3، مقادیر ضریب عملکرد حرارتی و بازده کلکتور خورشیدی بدون پوشش براساس تغییرات دمای محیط، با نتایج شبیه‌سازی کونگ و همکاران [16]، مقایسه شده‌اند. مقادیر شبیه‌سازی شده بازده کلکتور و ضریب

همچنین رابطه‌ی بین دمای تبخیر و دمای سطح صفحه جاذب به صورت زیر تعریف می‌شود [17]:

$$T_p = T_e F' + (1 - F') \left( \frac{\tau \alpha I_T}{U_L} + T_a \right) \quad (15)$$

### 3-2- کمپرسور

برای سرعت مفروض کمپرسور دبی جرمی مبرد به صورت زیر تعریف می‌شود [16]:

$$\dot{m}_r = \frac{n \eta_v V_d}{60 v_i} \quad (16)$$

که در این معادله  $n$  و  $\eta_v$  به ترتیب سرعت و بازده حجمی کمپرسور،  $V_d$  حجم جابجایی و  $v_i$  حجم مخصوص مبرد ورودی به کمپرسور می‌باشند.

همانطور که قبل‌تر نیز اشاره شد، هنگامی که فرآیند افزایش فشار مبرد درون کمپرسور به صورت یک فرآیند پلی تروپیک فرض شود، توان الکتریکی مصرفی کمپرسور به صورت معادله‌ی زیر بیان می‌گردد:

$$\dot{W}_{\text{cm}} = \dot{m}_r \frac{P_1 v_i}{\eta_{\text{cm}}} \frac{k}{k-1} \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (17)$$

در این معادله،  $P_1$  و  $P_2$  فشارهای ورودی و خروجی کمپرسور،  $k$  نمای پلی تروپیک و  $\eta_{\text{cm}}$  بازده کلی کمپرسور می‌باشند. بازده حجمی و بازده کلی کمپرسور به ترتیب 0.91 و 0.75 می‌باشند.

### 3-3- کندانسور/ مخزن ذخیره آب گرم

کندانسور از یک لوله‌ی مسی با قطر داخلی 8.4 میلی‌متر و طول 60 متر تشکیل شده است که درون یک مخزن ذخیره‌ی آب گرم شناور می‌باشد. دیواره‌های مخزن ذخیره به خوبی عایق بندی شده و فرض می‌شود که تمام گرمای مبرد از طریق لوله‌های کندانسور به آب درون مخزن داده شده و از مقاومت جداره لوله‌ی کندانسور به علت ضخامت کم لوله صرف نظر می‌شود. موازنه‌ی انرژی برای کندانسور به صورت زیر بیان می‌گردد:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = M_w C_w \frac{(T_{wo} - T_{wi})}{t} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = 4.18 M_w \frac{(50 - T_a)}{t} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (19)$$

در معادله‌ی (18)،  $M_w$  جرم کل آب درون مخزن،  $C_w$  گرمای مخصوص آب،  $T_{wi}$  و  $T_{wo}$  به ترتیب دماهای اولیه و نهایی آب درون مخزن می‌باشند. دمای اولیه آب درون مخزن برابر دمای هوای محیط،  $T_{wi} = T_a$ ، و دمای آب گرم خروجی از مخزن 50 درجه‌ی سلسیوس در نظر گرفته شده است.  $h_2$  و  $h_3$  نیز آنتالپی‌های مخصوص مبرد در ورودی و خروجی کندانسور می‌باشند. همچنین  $t$ ، تعداد ساعات کارکرد سیستم پمپ حرارتی خورشیدی برای گرمایش آب مصرفی را در طول روز نشان می‌دهد که از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌گردد:

$$t = \frac{\dot{m}_r (h_2 - h_3)}{4.18 M_w (50 - T_a)} \quad (20)$$

### 3-4- شیر انبساط ترموستاتیکی

شیرانبساط به صورت یک روزنه در نظر گرفته شده است که مبرد با جریان یافتن درون آن از فشار چگالش به فشار تبخیر طی یک فرآیند آنتالپی ثابت، انبساط می‌یابد. فرآیند انبساط آنتالپی ثابت برای شیرانبساط به صورت زیر بیان می‌گردد:

$$h_3 = h_4 \quad (21)$$

1- Ozone Depletion Potential

2- Global Warming Potential



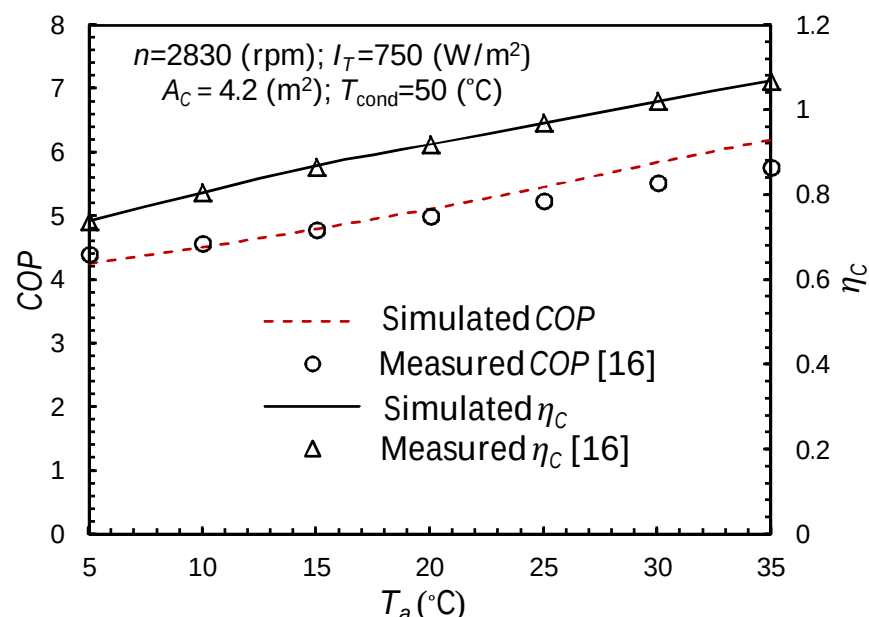


Fig. 3 Effect of ambient air temperature on the system performance

شکل 3 تأثیر تغییرات دمای هوای محیط بر عملکرد سیستم

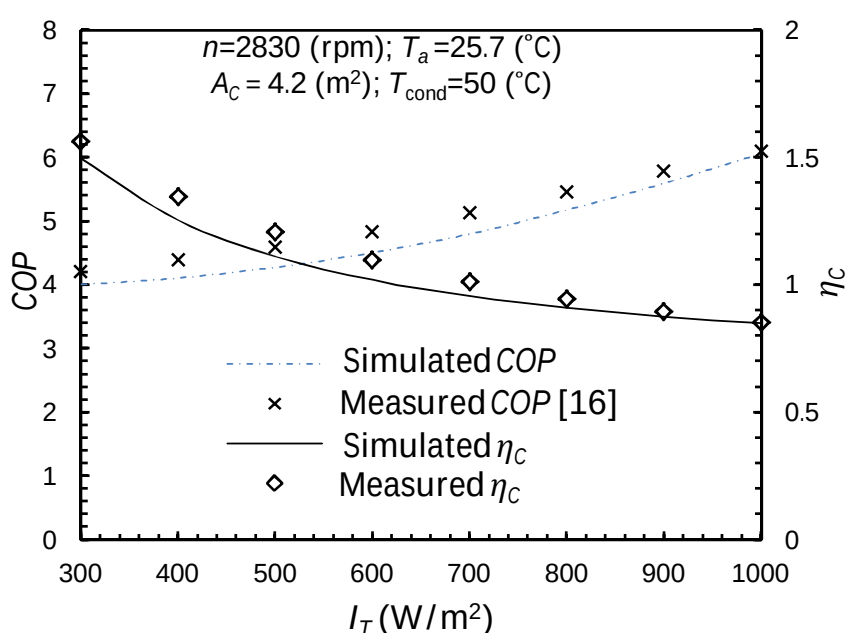


Fig. 4 Effect of solar radiation intensity on the system performance

شکل 4 تأثیر تغییرات شدت تابش خورشیدی بر عملکرد سیستم

کاهش دمای تبخیر میزان اتلاف حرارتی از سطح کلکتور بیشتر شده و در نتیجه بازده کلکتور کاهش می‌یابد. همانطور که مشاهده می‌شود، با افزایش دمای چگالش از 40 تا 70 درجه سلسیوس، مقدار ضریب عملکرد از 10.51 تا 4.43 و بازده کلکتور از 88 درصد تا 76 درصد کاهش می‌یابد.

شکل 7 نیز تغییرات ضریب عملکرد سیستم و بازده کلکتور را بر اساس تغییرات مساحت سطح کلکتور نشان می‌دهد. با افزایش سطح کلکتور، نرخ گرمای مفید جذب شده توسط صفحه جاذب افزایش می‌یابد؛ لذا دمای تبخیر مبرد و در نتیجه ضریب عملکرد حرارتی سیستم افزایش می‌یابد. همچنین هرچه مساحت سطح کلکتور بیشتر شود، اتلاف حرارتی از سطح کلکتور بیشتر شده و در نتیجه بازده کلکتور کاهش می‌یابد. با افزایش مساحت سطح از 2 تا 6 مترمربع، در دمای محیط، سرعت کمپرسور و تابش خورشیدی ثابت، ضریب عملکرد از مقدار 4.86 تا 10.18 افزایش پیدا کرده و بازده کلکتور از 100.07 درصد تا 72 درصد کاهش می‌یابد.

شکل 8، اثر تغییرات سرعت کمپرسور را بر مقادیر ضریب عملکرد گرمایی سیستم و بازده کلکتور خورشیدی، در دمای محیط و تابش خورشیدی ثابت نشان می‌دهد. با افزایش سرعت، کمپرسور کار بیشتری انجام داده و همچنین به علت افزایش دمای تخلیه مبرد، میزان برگشت‌ناپذیری‌ها و تلفات کمپرسور بیشتر شده و همین امر سبب کاهش ضریب عملکرد می‌گردد. اما با افزایش سرعت کمپرسور و در نتیجه افزایش دبی جرمی مبرد درون کلکتور، دمای سطح کلکتور کاهش یافته که این امر سبب کاهش تلفات حرارتی از سطح

عملکرد سیستم در مقایسه با نتایج مرجع [16]، دارای روند یکسان با میزان خطای نسبی به ترتیب 0.23 و 3.54 درصد می‌باشند که این میزان اختلاف ناشی از تفاوت عملکرد مبرد R134a نسبت به مبرد R22 می‌باشد و در حالت کلی می‌توان گفت که بین مقادیر ضریب عملکرد و بازده کلکتور با مقادیر گزارش شده در مرجع [16]، اختلاف اندکی وجود دارد. با افزایش دمای محیط دمای سطح کلکتور افزایش پیدا کرده که همین امر سبب افزایش دمای تبخیر و کاهش میزان اتلاف حرارتی از سطح کلکتور می‌باشد. در نتیجه بازده کلکتور خورشیدی و همچنین میزان ضریب عملکرد حرارتی سیستم افزایش می‌یابد.

در شکل 4، مقادیر بازده کلکتور و ضریب عملکرد سیستم، بر اساس تغییرات تابش خورشیدی، با نتایج مرجع [16] مقایسه شده‌اند که مقادیر شبیه‌سازی شده بازده کلکتور و ضریب عملکرد گرمایی سیستم به میزان اندکی کمتر از نتایج مرجع [16] بوده و دارای روند یکسان با میزان خطای نسبی به ترتیب، 4.68 و 4.92 درصد می‌باشند. قسمتی از این خطا به واسطه معادلات (21) تا (26) است که برای محاسبه خواص ترمودینامیکی سیال عامل به کار می‌روند. با افزایش شدت تابش خورشیدی، دمای تبخیر مبرد درون کلکتور افزایش یافته و این امر سبب افزایش میزان گرمای بدست آمده از کلکتور و در نتیجه افزایش ضریب عملکرد سیستم می‌گردد. همچنین افزایش تابش خورشیدی در دمای ثابت محیط سبب افزایش دمای سطح صفحه جاذب می‌شود و در نتیجه مقدار اختلاف دمای سطح صفحه جاذب و دمای محیط بزرگ‌تر شده که این امر سبب افزایش اتلاف حرارتی کلکتور و در نهایت موجب کاهش بازده کلکتور می‌گردد. گفتنی است که در مقادیر تابش کم که میزان دمای سطح صفحه جاذب کمتر از دمای محیط می‌باشد کلکتور علاوه بر جذب تابش خورشیدی، مقداری گرمای مفید ناشی از اختلاف دمای صفحه جاذب و دمای محیط را جذب کرده که این امر باعث بیشتر شدن مقدار بازده کلکتور از 100 درصد می‌باشد.

## 5- تحلیل نتایج

در این قسمت ابتدا به بررسی تاثیر عوامل مختلف بر عملکرد حرارتی سیستم پرداخته و سپس به مطالعه‌ی عملکرد بلند مدت سیستم در شرایط اقلیمی شهر کرمانشاه پرداخته شده است.

### 5-1- بررسی تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد حرارتی سیستم

شکل 5، مقادیر ضریب عملکرد سیستم و بازده کلکتور را بر اساس تغییرات دمای تبخیر نشان می‌دهد. تغییرات دمای تبخیر به میزان بسیار زیادی بر بازده کلکتور و ضریب عملکرد تاثیر می‌گذارد. با افزایش دمای تبخیر میزان اتلاف حرارتی سطح کلکتور کاهش یافته که این امر سبب افزایش بازده کلکتور می‌شود.

همچنین افزایش دمای تبخیر سبب افزایش گرمای به دست آمده از کلکتور شده که این امر سبب افزایش ضریب عملکرد می‌گردد به طوری که با تغییر دمای تبخیر از 10 تا 40 درجه سلسیوس، ضریب عملکرد از 3.98 تا 8.16 و بازده کلکتور از 51 تا 115 درصد افزایش می‌یابد.

شکل 6، مقادیر ضریب عملکرد سیستم و بازده کلکتور خورشیدی را بر اساس تغییرات دمای چگالش نشان می‌دهد. افزایش دمای چگالش، سبب افزایش کار کمپرسور شده که همین امر موجب کاهش میزان ضریب عملکرد سیستم می‌شود. همچنین با افزایش کار کمپرسور میزان دبی جرمی مبرد عبوری از کلکتور بیشتر شده و در نتیجه دمای تبخیر مبرد کاهش می‌یابد، با

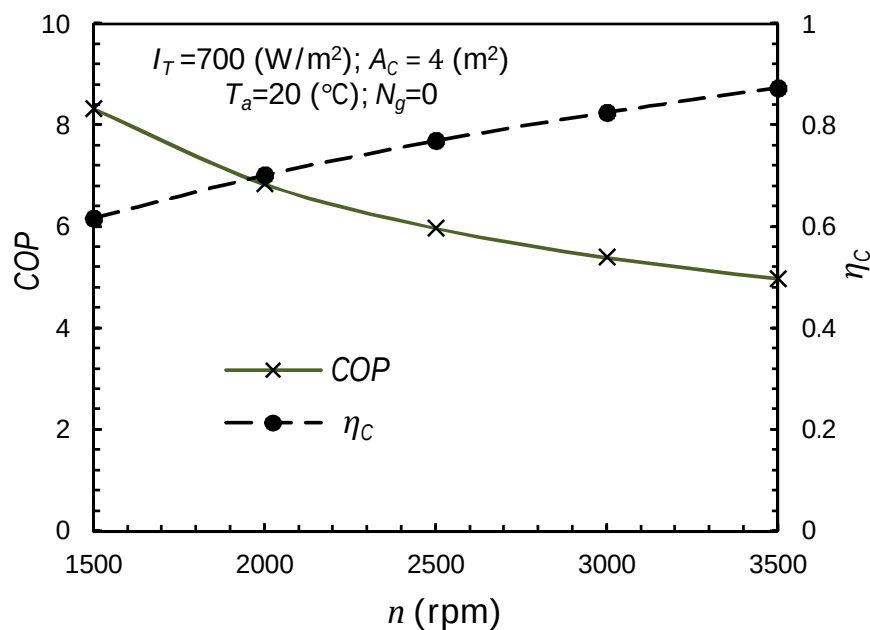


Fig. 8 Effect of compressor speed on the system performance

شکل 8 تأثیر تغییرات سرعت کمپرسور بر عملکرد سیستم

با افزایش سرعت کمپرسور از 1500 تا 3500 دور بر دقیقه، ضریب عملکرد از مقدار 8.32 تا 4.97 کاهش پیدا کرده و بازده کلکتور از 62 تا 87 درصد افزایش می‌یابد.

شکل 9 اثر تعداد پوشش کلکتور را بر ضریب کلی اتلاف حرارت کلکتور نشان می‌دهد. در شکل 9 مشاهده می‌شود که در کلکتور بدون پوشش، ضریب کلی اتلاف حرارتی دارای مقدار  $12.34(\text{W/m}^2\text{K})$  می‌باشد. با افزایش تعداد پوشش، میزان ضریب کلی اتلاف حرارتی بسیار کم شده، به طوری که برای کلکتور دارای یک پوشش شیشه‌ای این مقدار به  $2.64(\text{W/m}^2\text{K})$  کاهش می‌یابد. با استفاده‌ی بیش از یک پوشش، شیب نمودار کاهش یافته و ضریب کلی اتلاف حرارتی به میزان کمتری کاهش می‌یابد.

شکل 10 نیز اثر تعداد پوشش کلکتور را بر عملکرد حرارتی سیستم، برای چهار حالت کلکتور بدون پوشش و دارای یک تا سه پوشش شیشه‌ای نشان می‌دهد. لایه‌ی پوششی رو سطح صفحه جاذب مانند یک عایق حرارتی عمل کرده و سبب گیرانداختن تابش خورشیدی در یک طول موج مشخص می‌شود. این امر موجب کاهش انتقال گرمای سطح صفحه جاذب، کاهش اتلاف حرارتی از سطح کلکتور و در نتیجه افزایش بازده کلکتور می‌گردد. همچنین با کاهش انتقال گرمای سطح کلکتور، دمای سطح صفحه جاذب و دمای تبخیر مبرد افزایش پیدا کرده و مبرد گرمای بیشتری از کلکتور کسب

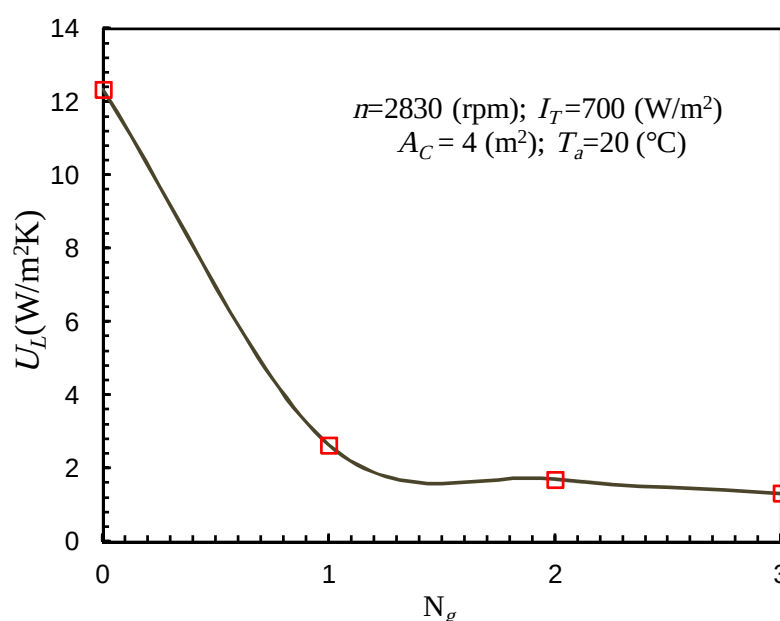


Fig. 9 Effect of number of solar collector covers on the total heat loss coefficient of the collector

شکل 9 تأثیر تعداد پوشش کلکتور خورشیدی بر ضریب کلی اتلاف حرارتی کلکتور

کلکتور و افزایش بازده کلکتور می‌گردد. عدم تطابق رفتاری ضریب عملکرد گرمایی سیستم و بازده کلکتور با تغییرات سرعت کمپرسور نشان دهنده‌ی این موضوع است که برای سطح ثابت کلکتور در تابش خورشیدی و دمای ثابت محیط، مقدار بهینه‌ای برای سرعت کمپرسور وجود دارد که طراحی سیستم باید بر اساس این مقدار بهینه انجام گردد.

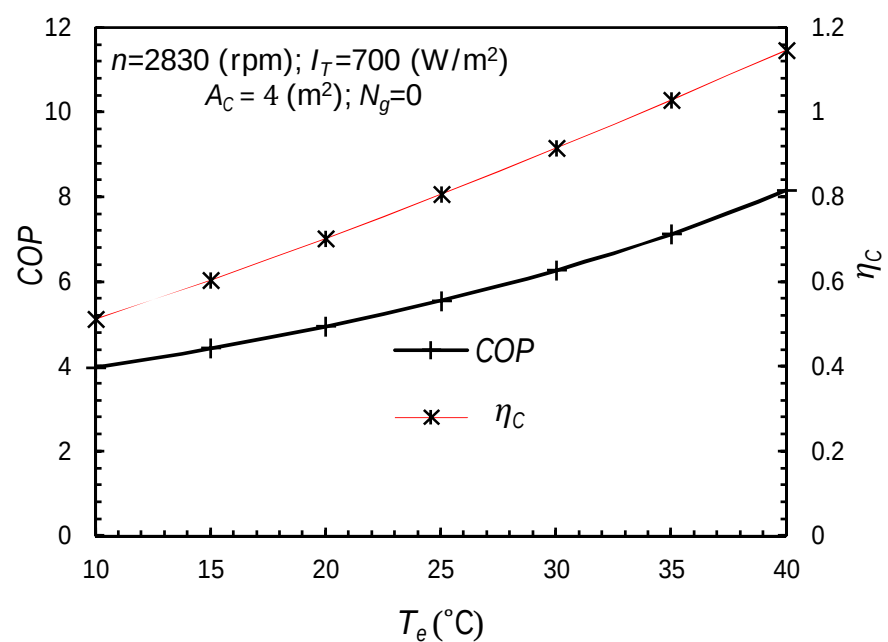


Fig. 5 Effect of evaporating temperature on the system performance

شکل 5 تأثیر تغییرات دمای تبخیر بر عملکرد سیستم

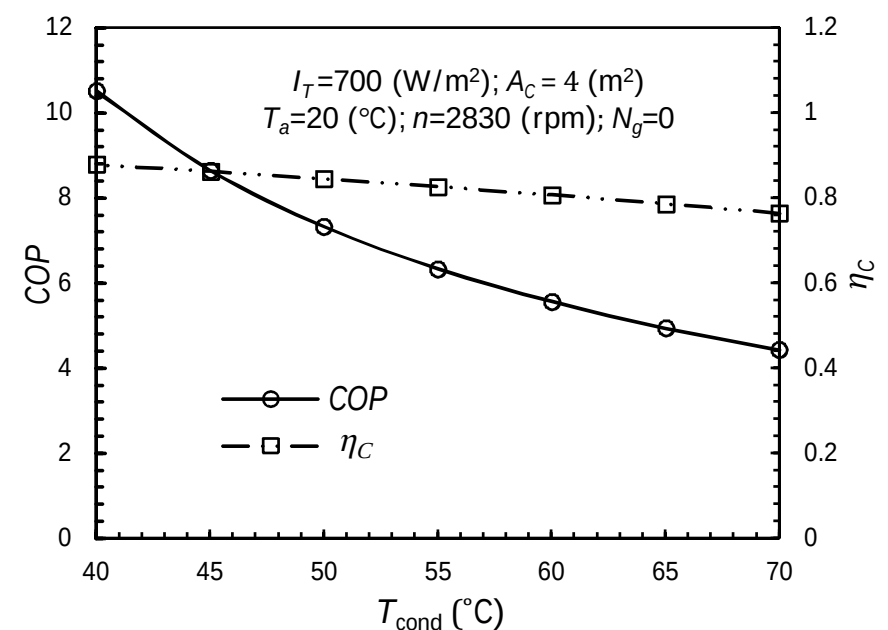


Fig. 6 Effect of condensing temperature on the system performance

شکل 6 تأثیر تغییرات دمای چگالش بر عملکرد سیستم

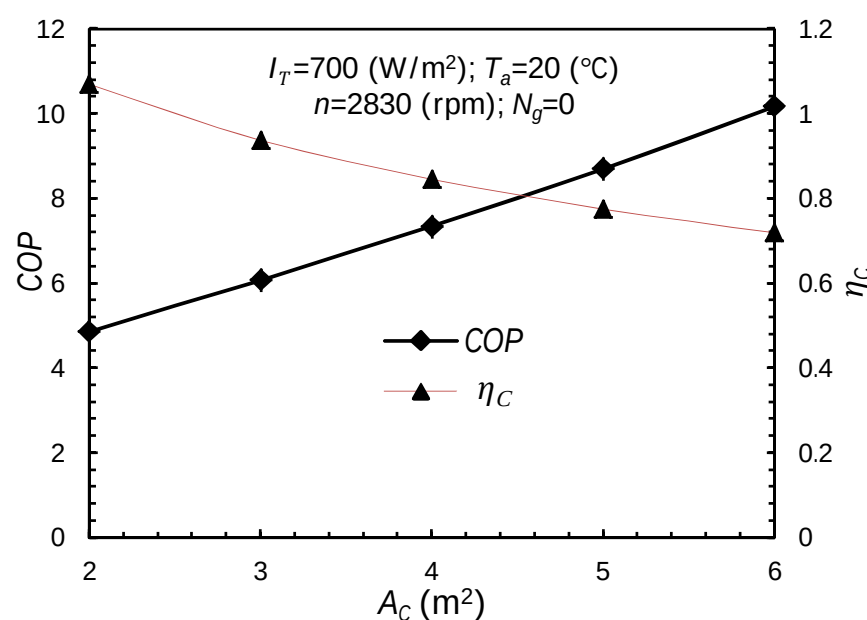
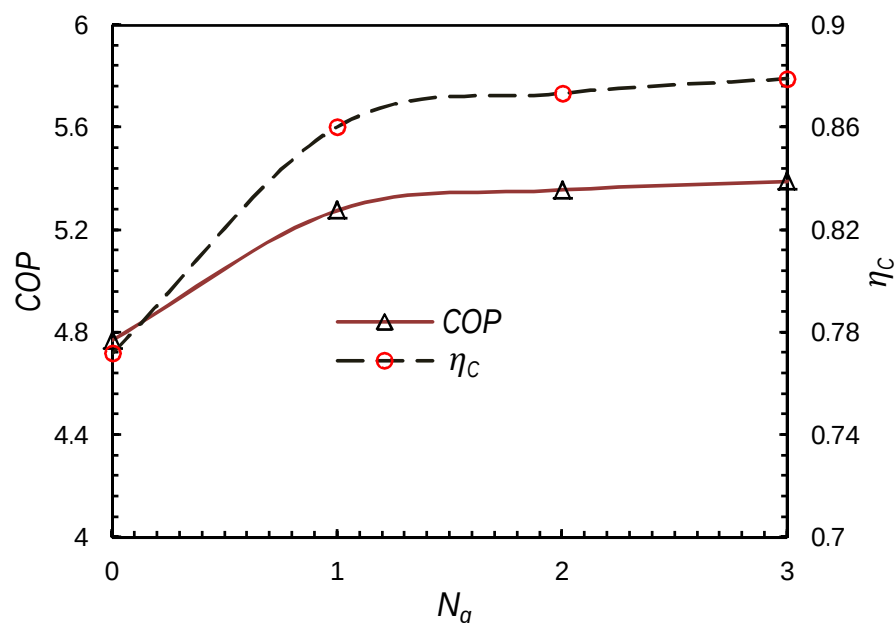


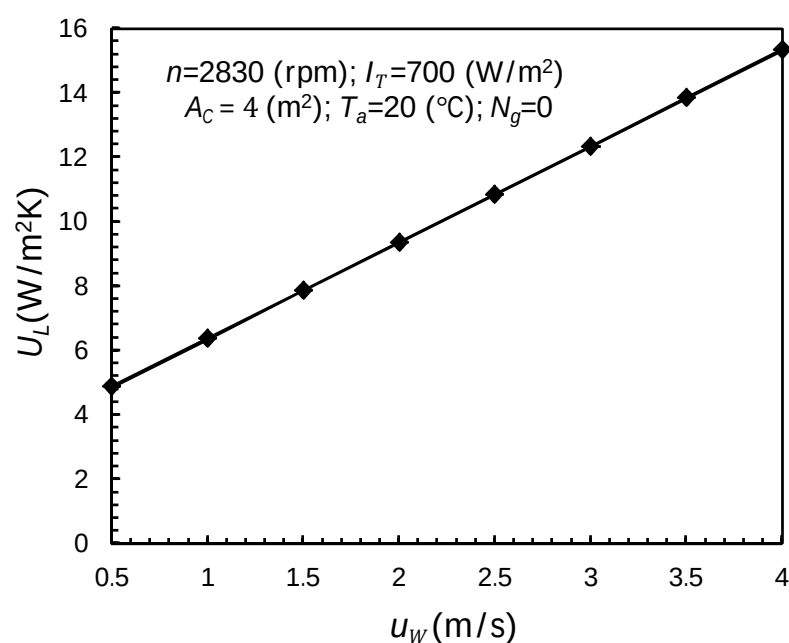
Fig. 7 Effect of collector surface area on the system performance

شکل 7 تأثیر تغییرات مساحت سطح کلکتور بر عملکرد سیستم



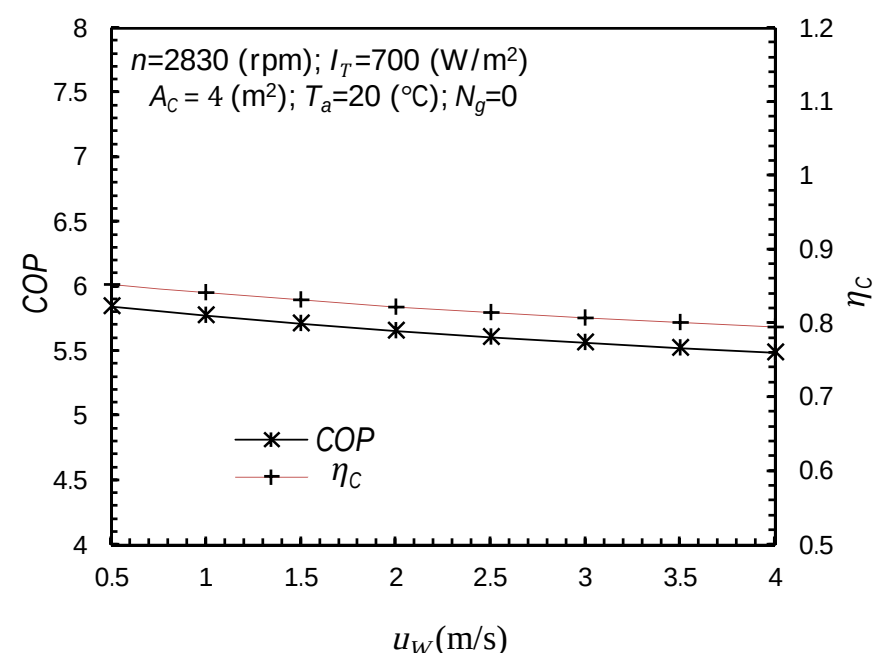
**Fig. 10** Effect of number of solar collector covers on the system performance

شکل 10 تأثیر تعداد پوشش کلکتور خورشیدی بر عملکرد سیستم



**Fig. 11** Effect of wind speed on total heat loss coefficient of the collector

شکل 11 تأثیر سرعت باد بر ضریب کلی اتلاف حرارتی کلکتور



**Fig. 12** Effect of wind speed on the system performance.

شکل 12 تأثیر سرعت باد بر بازده کلکتور و ضریب عملکرد گرمایی سیستم

بوده که مربوط به ماه زمستانی دسامبر با کمترین میزان تابش خورشیدی می‌باشد. مقدار بازده کلکتور خورشیدی در ماه سپتامبر که دارای مقدار تابش خورشیدی به نسبت پایین و دمای محیط به نسبت بالا می‌باشد، دارای

می‌کند که همین امر سبب افزایش ضریب عملکرد حرارتی سیستم می‌شود. همانطور که از شکل 10 مشاهده می‌گردد، ضریب عملکرد و بازده کلکتور خورشیدی در حالت دارای یک پوشش نسبت به حالت بدون پوشش، به ترتیب 11 و 12 درصد افزایش می‌یابند. اما با استفاده‌ی بیش از یک پوشش شیشه‌ای، ضریب عملکرد سیستم و بازده کلکتور به میزان بسیار کمی افزایش یافته و از طرفی باعث بیشتر شدن هزینه‌های ساخت سیستم می‌شود؛ لذا استفاده‌ی بیش از یک پوشش شیشه‌ای توجیه اقتصادی نداشته و توصیه نمی‌گردد.

شکل‌های 11 و 12، اثر تغییرات سرعت باد را بر ضریب کلی اتلاف حرارتی کلکتور بدون پوشش، بازده کلکتور و همچنین ضریب عملکرد حرارتی سیستم نشان می‌دهند. با افزایش سرعت باد میزان انتقال حرارت از سطح کلکتور افزایش یافته که همین امر سبب افزایش ضریب کلی تلفات حرارتی کلکتور و در نهایت باعث کاهش بازده کلکتور می‌گردد. همچنین دمای سطح صفحه جاذب و دمای تبخیر مبرد با افزایش سرعت باد کاهش یافته که این امر باعث کاهش میزان گرمای دریافتی از کلکتور و در نتیجه کاهش ضریب عملکرد سیستم می‌گردد.

همان‌طور که در شکل 11 مشاهده می‌شود، با افزایش سرعت باد از 0.5 تا 4 متر بر ثانیه، ضریب کلی اتلاف حرارتی کلکتور از 4.88 تا 15.33 ( $W/m^2K$ ) افزایش می‌یابد. در شکل 12 با افزایش سرعت باد از 0.5 تا 4 متر بر ثانیه، بازده کلکتور از 85 درصد تا 79 درصد و ضریب عملکرد سیستم از 5.85 تا 5.49 کاهش می‌یابد. همان‌طور که از نتایج مشاهده می‌شود، تغییرات سرعت باد در مقایسه با دیگر پارامترها، اثر چندانی بر عملکرد حرارتی سیستم ندارد.

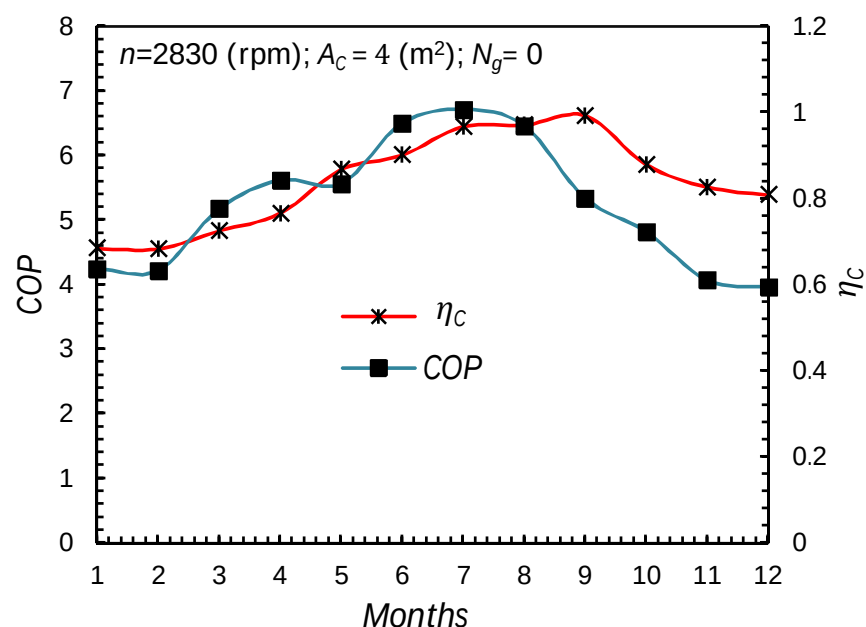
## 2-5- پیش‌بینی عملکرد حرارتی بلند مدت سیستم

در این قسمت با استفاده از اطلاعات کسب شده از اداره هواشناسی استان کرمانشاه، به بررسی عملکرد سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم در شرایط اقلیمی این شهر پرداخته شده است. نمونه‌ی مورد مطالعه یک واحد مسکونی به مساحت 100 مترمربع بوده و دمای آب گرمی که جهت استفاده این واحد مسکونی باید تامین شود، 50 درجه‌ی سلسیوس و دمای اولیه آب درون مخزن ذخیره برابر دمای محیط در نظر گرفته شده است. آب گرم تامین شده توسط سیستم درون یک مخزن عایق‌بندی شده به حجم 150 لیتر ذخیره می‌شود. میانگین ماهانه‌ی داده‌های هواشناسی سال 2014، از جمله شدت تابش خورشیدی، دمای محیط، سرعت باد و تعداد ساعات آفتابی برای شهر کرمانشاه، در جدول 2 لیست شده‌اند.

شکل 13 میانگین ماهانه‌ی تابش خورشیدی و دمای محیط را برای تمامی ماه‌های سال نشان می‌دهد. سه ماه ژانویه، دسامبر و فوریه، ماه‌های زمستانی و سرد سال بوده و همچنین سه ماه ژوئن، جولای و آگوست، ماه‌های تابستانی و گرم سال می‌باشند.

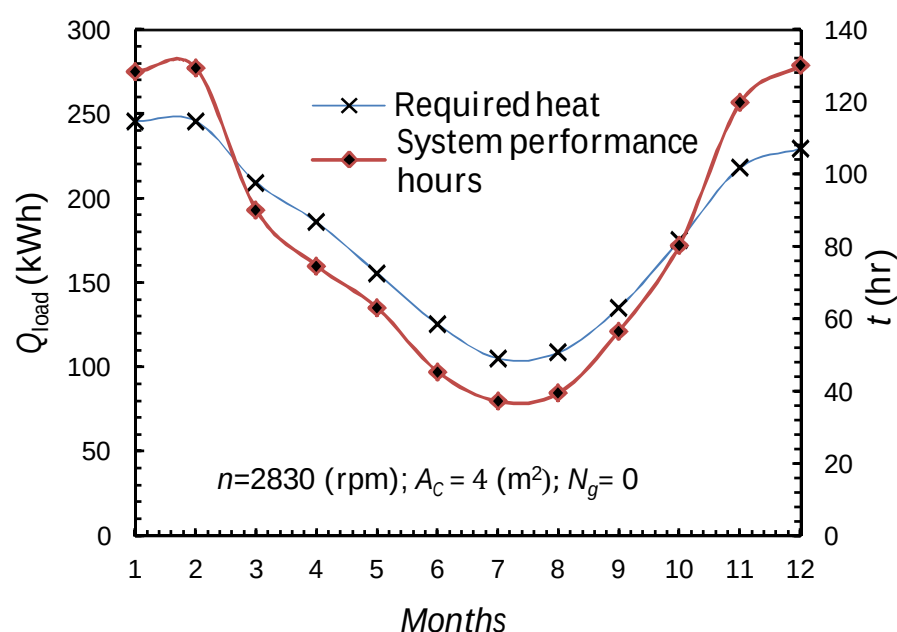
شکل 14، مقادیر میانگین ضریب عملکرد و بازده کلکتور را برای ماه‌های میلادی نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل‌های 3 و 4 نشان داده شد، افزایش دمای محیط سبب افزایش عملکرد حرارتی سیستم و افزایش بازده کلکتور می‌گردد. همچنین افزایش تابش خورشیدی، ضریب عملکرد سیستم را افزایش داده و باعث کاهش میزان بازده کلکتور می‌شود. لذا همان‌طور که در شکل 14 مشاهده می‌شود، ضریب عملکرد سیستم در ماه جولای که بیشترین میزان تابش خورشیدی و دمای محیط را دارد، بیشینه بوده و دارای مقدار 6.71 می‌باشد. همچنین کمترین میزان ضریب عملکرد سیستم 3.96





**Fig. 14** The average values of solar radiation and ambient temperature for the months of the year

شکل 14 مقادیر میانگین ضریب عملکرد گرمایی سیستم و بازده کلکتور خورشیدی برای ماه‌های مختلف سال



**Fig. 15** The values of monthly required heat load and the system performance hours for the months of the year

شکل 15 مقادیر گرمای بار مورد نیاز ماهانه و تعداد ساعات کاری سیستم ماه‌های مختلف سال

می‌یابد؛ به طوری که در ماه دسامبر سیستم باید 245.88 کیلووات ساعت گرما را در مدت 130 ساعت تأمین کند.

## 6- نتیجه‌گیری

در مطالعه‌ی حاضر با ارائه‌ی یک مدل ریاضی، با در نظر گرفتن کلکتور خورشیدی در حالت بدون پوشش و دارای پوشش، اثر تعداد پوشش کلکتور بر عملکرد سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم مورد بررسی قرار گرفته و همچنین به پیش‌بینی عملکرد حرارتی بلند مدت سیستم جهت گرمایش آب در شرایط اقلیمی شهر کرمانشاه پرداخته شده است. اثر عوامل مختلف همچون تابش خورشیدی، دمای محیط، مساحت سطح کلکتور، سرعت کمپرسور و سرعت باد نیز بر عملکرد حرارتی سیستم مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش دمای محیط، افزایش تابش خورشیدی و همچنین افزایش سطح کلکتور، میزان ضریب عملکرد سیستم افزایش یافته و با بیشتر شدن سرعت کمپرسور و دمای چگالش میزان ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. همچنین با بررسی کلکتور در حالت بدون پوشش و

بیشینه مقدار 99 درصد و همچنین کمترین مقدار بازده کلکتور مربوط به ماه فوریه با میزان تابش به نسبت بالا و دمای محیط به نسبت پایین بوده و دارای مقدار 68 درصد می‌باشد.

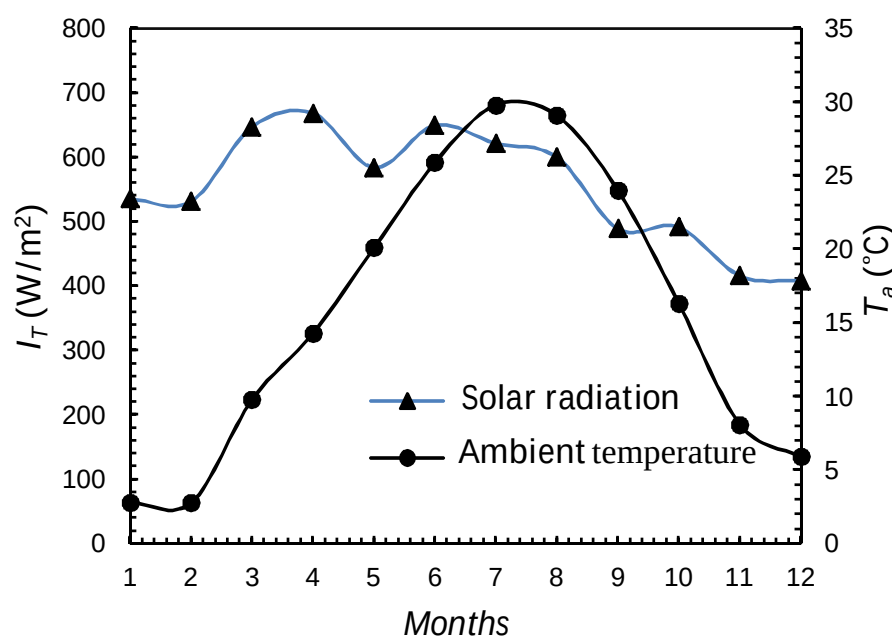
شکل 15، مقادیر گرمای بار مورد نیاز ماهانه و تعداد ساعات کارکرد سیستم جهت تأمین آب گرم مصرفی مورد نیاز را برای تمامی ماه‌های سال 2014 نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود، تعداد ساعات کارکرد سیستم برای ماه‌های سرد و گرم سال، بین 37 تا 130 ساعت بوده و مقدار گرمای مورد نیاز جهت افزایش دمای منبع 150 لیتری را تا 50 درجه‌ی سلسیوس، در این بازه‌ی زمانی تأمین می‌کند. همچنین گرمای بار مورد نیاز برای ماه‌های مختلف بین مقادیر 105.23 و 245.88 کیلووات ساعت متغیر می‌باشد. در ماه‌های تابستانی به علت بالابودن میزان تابش و گرم‌تر بودن محیط و دمای اولیه آب درون مخزن، سیستم گرمای مورد نیاز کمتری را تأمین کرده و تعداد ساعات کاری سیستم کمتر می‌باشد. به طوری که در ماه جولای سیستم فقط 37 ساعت در طول ماه کار می‌کند.

در ماه‌های زمستانی نیز، به علت کم‌تر بودن میزان تابش خورشیدی و دمای محیط، دمای اولیه آب درون مخزن سردتر بوده و سیستم باید گرمای بار مورد نیاز بیشتری را تأمین کند لذا تعداد ساعات کارکرد سیستم افزایش

**جدول 2** داده‌های هواشناسی شهر کرمانشاه به صورت میانگین ماهانه

**Table 2** Average monthly weather data for the Kermanshah

| ماه‌های<br>میلادی | $T_a$ (°C) | $I_T$ (W/m <sup>2</sup> ) | $u_w$ (m/s) | تعداد ساعات<br>آفتابی |
|-------------------|------------|---------------------------|-------------|-----------------------|
| ژانویه            | 2.8        | 535.7                     | 2.8         | 159.6                 |
| فوریه             | 2.8        | 531.3                     | 2.9         | 188.7                 |
| مارس              | 9.8        | 647.4                     | 2.8         | 206.4                 |
| آوریل             | 14.3       | 668.3                     | 2.8         | 224.2                 |
| می                | 20.1       | 584.1                     | 2.9         | 272                   |
| ژوئن              | 25.9       | 649.7                     | 3.2         | 294.7                 |
| جولای             | 29.8       | 621.4                     | 3.3         | 335.5                 |
| آگوست             | 29.1       | 600.2                     | 3           | 330.1                 |
| سپتامبر           | 24         | 488.8                     | 3.1         | 315.2                 |
| اکتبر             | 16.3       | 491.7                     | 3.7         | 221.7                 |
| نوامبر            | 8.1        | 415.8                     | 2.4         | 175.4                 |
| دسامبر            | 5.9        | 408.4                     | 2           | 169.1                 |



**Fig. 13** The values of solar radiation and ambient temperature for the months of the year

شکل 13 مقادیر میانگین تابش خورشیدی و دمای محیط برای ماه‌های مختلف سال

دارای یک تا سه پوشش شیشه‌ای مشخص شد که به کار بردن یک لایه پوشش باعث افزایش 11 درصدی ضریب عملکرد و افزایش 12 درصدی بازده کلکتور شده، اما با استفاده‌ی بیش از یک لایه پوشش، شیب افزایش ضریب عملکرد و بازده کلکتور کاهش یافته و این کار از نظر اقتصادی مقرون به صرفه نمی‌باشد؛ لذا استفاده‌ی بیش از یک لایه پوشش برای کلکتور توصیه نمی‌شود. همچنین مشخص شد که با افزایش سرعت باد ضریب کلی اتلاف حرارتی کلکتور افزایش یافته و بازده کلکتور و ضریب عملکرد گرمایی سیستم نیز به میزان کمی کاهش می‌یابند. همچنین عملکرد بلند مدت سیستم در طول یک سال در شرایط اقلیمی شهر کرمانشاه بررسی گردید. بیشترین میزان ضریب عملکرد سیستم با مقدار 6.71، مربوط به ماه جولای بوده و کمترین میزان ضریب عملکرد 3.96، مربوط به ماه دسامبر می‌باشد. بازده کلکتور نیز دارای بیشترین و کمترین مقادیر 99 و 68 درصد می‌باشد. همچنین نشان داده شد که سیستم در ماه‌های تابستانی که دمای محیط و همچنین دمای اولیه آب درون مخزن بیشتر می‌باشد، تعداد ساعات کاری کمتری داشته و برعکس در ماه‌های زمستانی ساعات کاری سیستم افزایش می‌یابد. بیشترین ساعات کاری سیستم در طول ماه برای تامین گرمای آب مصرفی، 130 ساعت و مربوط به ماه دسامبر بوده و کمترین ساعت کاری سیستم 37 ساعت مربوط به ماه جولای می‌باشد. گفتنی است که برای بهبود مدل ارائه شده در این مطالعه پیشنهاد می‌شود اثرات افت فشار جریان مبرد R134a درون چرخه و همچنین اثرات گردو غبار و آلودگی هوا بر عملکرد حرارتی کلکتور خورشیدی بررسی گردد.

## 7- فهرست علائم

|            |                                                            |
|------------|------------------------------------------------------------|
| $A$        | مساحت ( $m^2$ )                                            |
| $C$        | گرمای ویژه ( $kJ/kgK$ )                                    |
| $D$        | قطر خارجی لوله‌ی کلکتور (mm)                               |
| $F$        | بازده پره                                                  |
| $F'$       | ضریب بازده کلکتور                                          |
| $h$        | آنتالپی مخصوص ( $kJ/kg$ ) / ضریب انتقال حرارت ( $W/m^2K$ ) |
| $h_{fg}$   | گرمای نهان ( $kJ/kg$ )                                     |
| $I_T$      | شدت تابش خورشیدی ( $W/m^2$ )                               |
| $j$        | ثابت ابعادی                                                |
| $k$        | ضریب انتقال حرارت هدایت ( $W/mK$ ) / نمای پلی تروپیک       |
| $L$        | طول (m)                                                    |
| $M$        | جرم (kg)                                                   |
| $\dot{m}$  | دبی جرمی ( $kg/s$ )                                        |
| $N$        | تعداد پوشش                                                 |
| $n$        | سرعت کمپرسور (rpm)                                         |
| $P$        | فشار (kPa)                                                 |
| $Q_{Load}$ | گرمای بار ( $kWh$ )                                        |
| $\dot{Q}$  | نرخ گرما ( $W$ )                                           |
| $Re$       | عدد رینولدز                                                |
| $S$        | آنتروپی ( $kJ/kgK$ )                                       |
| $T$        | دما ( $^{\circ}C$ )                                        |
| $t$        | تعداد ساعات کارکرد سیستم در طول ماه (hr)                   |
| $U_L$      | ضریب کلی اتلاف حرارتی ( $W/m^2K$ )                         |
| $u$        | سرعت (m/s)                                                 |

## 8- مراجع

- [1] P. Sporn, E. R. Ambrose, The heat pump and solar energy, *Proceedings of the world symposium on applied solar energy*, Phonix, Arizona, 1955.
- [2] W. W. S. Charter, L. E. Taylor, Some performance characteristics of a solar boosted heat pump, *Proceeding of the International Institute of Refrigeration conference*, Melbourne, Australia, 1976.
- [3] H. L. Franklin, E. W. Saaski, A. Yamagiwa, A high efficiency direct expansion solar panel, *Proceeding of flat plate solar collector conference*, Orlando, Florida, 1977.
- [4] G. L. Morrison, Simulation of packaged solar heat-pump water heaters, *Solar Energy*, Vol. 53, No. 3, pp. 249-257, 1994.
- [5] E. Torres Reyes, M. Picon Nuñez, de. GJ. Cervantes Exergy analysis and optimization of a solar-assisted heat pump, *Energy*, Vol. 23, No. 4, pp. 337-344, 1998.
- [6] S. K. Chaturvedi, D. T. Chen, A. Kheireddine, Thermal performance of a variable capacity direct expansion solar-assisted heat pump, *Energy, Conversion and Management* Vol. 39, No. 3-4, pp. 181-191, 1998.
- [7] B. J. Huang, J. P. Chyng, Performance characteristics of integral type solar-assisted heat pump, *Solar Energy*, Vol. 71, No. 6, pp. 403-414, 2001.
- [8] Y. H. Kuang, R.Z. Wang, Performance of a multi-functional direct-expansion solar-assisted heat pump system, *Solar Energy*, Vol. 80, No. 7, pp. 795-803, 2006.

- heat pump system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 73, No. 1, pp. 522-528, 2014.
- [16] X. Q. Kong, D. Zhang, Y. Li, Q. M. Yang, Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater, *Energy*, Vol. 36, No. 12, pp. 6830-6838, 2011.
- [17] J. A. Duffie, W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4th Edition, pp. 256-266, New York: Wiley, 1991.
- [18] S. A. Klein, Calculation of flat-plate collector loss coefficients, *Solar Energy*, Vol. 17, No. 1, pp. 79-80, 1975.
- [19] J. H. Wattmuff, W. W. S. Charters, D. Proctor, Solar and wind induced external coefficients for solar collectors, *Conference of the Mediterranean Cooperation for Solar Energy*, Paris, Farance, 1977.
- [20] M. Altman, R. H. Norris, F. W. Staub, Local and average heat transfer and pressure drop for refrigerants evaporating in horizontal tubes, *Heat Transfer, The American Society of Mechanical Engineers*, Vol. 82, No. 3, pp. 189-196, 1960.
- [21] A. C. Cleland, Polynomial curve-fits for refrigerant thermodynamic properties: extension to include R134a, *Refrigeration*, Vol. 17, No. 4, pp. 245-249, 1994.
- [22] *ASHRAE handbook refrigeration*, Inch-Pound Edition ed., Atlanta, GA: the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2006.
- [9] G. Xu, X. Zhang, S. Deng, simulation study on the operating performance of a solar-air source heat pump water heater, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, No. 11-12, pp. 1257-1265, 2006.
- [10] S. Ito, N. Miura, A comparison of heat pump systems using different types of direct expansion solar collectors, *Proceeding of biennial congress of the International Solar Energy Society*, Denver, Colorado, USA, 1991.
- [11] S. Ito, N. Miura, K. Wang, Performance of a heat pump using direct expansion solar collectors, *Solar Energy*, Vol. 65, No. 3, pp. 189-196, 1999.
- [12] H. Azarkish, A. Behzadmehr, M. H. Sarvari, Effect of different refrigerands on the performance of a solar assisted heat pump for heating a residential unit, *Proceeding of 18th Annual Conference of Mechanical Engineering*, Tehran, Iran, 2010. (in Persian فارسی)
- [13] M. Moradali, F. Jafarkazemi, Simulation study on the performance of a solar-assisted heat pump compared to a conventional heat pump, *Proceeding of the 4th International Conference Heating Ventilation and Air Conditioning*, Tehran, Iran, 2012. (in Persian فارسی)
- [14] A. Moreno-Rodriguez, N. Garcia-Hernando, A. González-Gil, M. Izquierdo, Experimental validation of a theoretical model for a direct-expansion solar-assisted heat pump applied to heating, *Energy*, Vol. 60, issue C, pp. 242-253, 2013.
- [15] D. Zhang, Q. B. Wu, J. P. Li, X. Q. Kong, Effects of refrigerant charge and structural parameters on the performance of a direct-expansion solar-assisted