

تحلیل اگزورژی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم با در نظر گرفتن اثرات افت فشار مبرد R134a

سبحان فتح‌اللهی^۱، حبیب‌اله صفرزاده^{۲*}

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۳۹۴/۱۲/۲۴	در این مقاله تحلیل اگزورژی یک سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم در شرایط آب و هوایی شهر کرمانشاه به صورت عددی بررسی شده و بر خلاف کارهای دیگر، اثرات افت فشار جریان مبرد R134a در کندانسور، تبخیرکننده / کلکتور خورشیدی و مجموعه‌ی لوله کشی در نظر گرفته شده است. به منظور محاسبه‌ی افت فشار مبرد دوفازی درون تبخیرکننده و کندانسور از مدل همگن افت فشار جریان درون لوله‌های افقی استفاده شد. سیستم شامل یک کلکتور خورشیدی صفحه تخت با مساحت ۴ مترمربع، یک تانک ذخیره‌ی آبگرم به حجم ۱۵۰ لیتر، یک کمپرسور چرخشی نوع هرمتیک و یک شیرانبساط ترموستاتیکی می‌باشد. همچنین تأثیر عوامل مختلفی مانند دمای محیط، تابش خورشیدی، مساحت سطح کلکتور و سرعت کمپرسور، بر بازده اگزورژی و میزان تخریب اگزورژی سیستم، بررسی گردید. نتایج حاصل از شبیه‌سازی هم‌خوانی خوبی با نتایج آزمایشگاهی داشته و نشان می‌دهند که افزایش افت فشار در کلکتور خورشیدی / تبخیرکننده، اثر نامطلوبی بر ضریب عملکرد گرمایی سیستم و بازده کلکتور خورشیدی دارد. همچنین در طول کارکرد یک ساله سیستم مشخص شد که بیشترین میزان بازده اگزورژی سیستم ۲۲/۷ درصد و کمترین تخریب اگزورژی سیستم ۱/۴۸ کیلووات، مربوط به ماه دسامبر با کمترین میزان تابش خورشیدی می‌باشد. نتایج نشان می‌دهند که از میان تمامی اجزای سیستم، کلکتور خورشیدی کمترین میزان بازده اگزورژی با مقدار ۱۲/۶ درصد و بیشترین مقدار تخریب اگزورژی با مقدار ۲/۱۹ کیلووات را دارد.
پذیرش مقاله: ۱۳۹۵/۰۷/۲۷	
واژگان کلیدی: تحلیل اگزورژی، پمپ حرارتی خورشیدی، تبخیرکننده، افت فشار، تخریب اگزورژی.	

۱- مقدمه

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. پمپ‌های حرارتی خورشیدی، سیستم‌های پاک، ارزان و با کارایی بالا هستند، که امروزه در صنعت تهویه مطبوع نوین، به منظور تأمین آب‌گرم مصرفی منازل، ساختمان‌ها و مراکز صنعتی مورد استفاده قرار می‌گیرند. ایده‌ی ترکیب این سیستم‌ها با انرژی تمیز، رایگان و تجدیدپذیر خورشید، در سال‌های اخیر، مورد توجه بسیاری از محققین قرار گرفته است و می‌توان گفت که این سیستم‌ها از امیدبخش‌ترین فناوری‌ها برای استفاده بهینه‌ی انرژی می‌باشند. از اقدامات مهم برای

سیستم‌های خورشیدی و پمپ‌های حرارتی، بهترین و با صرفه‌ترین ابزارها برای کاهش مصرف منابع انرژی تجدیدناپذیر به شمار می‌روند. اساس پمپ حرارتی، به عنوان استفاده معکوس از موتور حرارتی، ابتدا توسط شخصی به نام لردکلون در قرن نوزدهم پیشنهاد داده شد. سپس در اوایل سال ۱۹۷۰، ابتدا پمپ‌های حرارتی با منبع هوا مورد استفاده قرار گرفتند. این سیستم‌ها بر خلاف سیستم‌های رایج مورد استفاده، به واکنش‌های احتراقی نیاز ندارند و این یک امتیاز بزرگ به شمار می‌رود. در طول چند دهه‌ی اخیر به کارگیری سیستم‌های خورشیدی به همراه پمپ‌های حرارتی و تلفیق آنها مورد توجه بسیاری از

* پست الکترونیک نویسنده مسئول: hsafarzadeh@razi.ac.ir

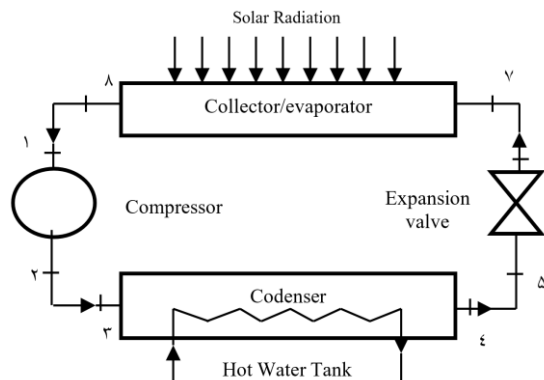
۱. کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی، دانشگاه رازی

۲. استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه رازی

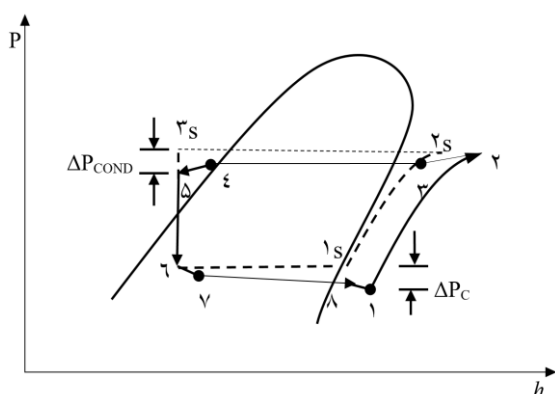
تحلیل اگزرژی این سیستم‌ها بوده است. اگزرژی به صورت حداکثر کار مفید انجام شده توسط سیستم در تعامل اجزاء سیستم با محیط یا یک حالت مرجع تعریف می‌گردد. تحلیل اگزرژی سیستم یک تکنیک تحلیل ترمودینامیکی بر پایه‌ی قانون دوم بوده و به طور خاص میزان نزدیک شدن عملکرد واقعی سیستم را به عملکرد ایده‌آل آن نشان می‌دهد. تحلیل اگزرژی ابزار مفیدی برای پرداختن به اثرات زیست محیطی استفاده از منابع انرژی بوده و بیان‌کننده‌ی این موضوع است که با طراحی سیستم‌های کارآمدتر چه مقدار از ناکارآمدی‌ها و تلفات سیستم را می‌توان کاهش داد. در زمینه‌ی مهندسی خورشیدی، ابتدا شخصی به نام پیتلا [۷]، اگزرژی تابش خورشیدی را مورد بررسی و آزمایش قرار داد و به این نتیجه رسید که تابش حرارتی خورشید یک منبع بسیار غنی از اگزرژی می‌باشد. در مطالعه‌ی پیشرفته‌تری بیجان [۸]، با به کارگیری تکنیک قانون دوم به بررسی سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی حرارتی پرداخت. اخیراً نیز تحقیقاتی در زمینه‌ی سیستم‌های پمپ حرارتی خورشیدی، توسط محققان مختلف انجام گرفته است. ریز و همکاران [۹]، به بررسی تئوری و آزمایشگاهی اگزرژی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی پرداختند که برای گرمایش هوا مورد استفاده قرار می‌گرفت. آنها یک روش برای بهینه‌سازی دماهای تبخیر و چگالش مبرد R22 ارائه کردند. سروانتس و همکاران [۱۰]، آزمایش‌هایی را به منظور اندازه‌گیری بیشترین میزان بازده اگزرژی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم انجام دادند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که بیشترین میزان بازگشت‌ناپذیری‌ها درون تبخیرکننده که همان کلکتور خورشیدی می‌باشد، اتفاق می‌افتد. بدسکو [۱۱]، با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک به بررسی اگزرژی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم گرم‌کننده‌ی آب پرداخته و مقادیر بازده اگزرژی سیستم و همچنین ضریب اتلاف اگزرژی هرکدام از اجزاء سیستم را محاسبه کرد. لی و همکاران [۱۲]، به مطالعه‌ی آزمایشگاهی عملکرد حرارتی و همچنین بهینه‌سازی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم پرداختند. نتایج آنها نشان می‌دهد که بیشترین میزان تخریب اگزرژی در کمپرسور و تبخیرکننده / کلکتور و سپس به ترتیب در کندانسور و شیر انبساط صورت می‌گیرد. ازجینر و همکاران [۱۳]، در یک مطالعه‌ی جامع، تحلیل اگزرژی و انرژی

ترکیب پمپ‌های حرارتی و سیستم‌های خورشیدی، استفاده مستقیم از کلکتورهای خورشیدی به جای تبخیرکننده در این سیستم‌ها می‌باشد که به آنها پمپ‌های حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم می‌گویند. ایده‌ی استفاده مستقیم از کلکتورهای خورشیدی به جای تبخیرکننده، برای اولین بار در سال ۱۹۵۵ توسط اسپورن و همکاران [۱] ارائه گردید و مطالعات انجام گرفته بر روی این موضوع در ۷۰ سال اخیر صورت گرفته است. موریسون [۲]، عملکرد پمپ‌های حرارتی خورشیدی از نوع گرمکن آب را مورد بررسی قرار داده و یک مدل شبیه‌سازی را برای کارکرد سالیانه ارائه داده است. هوانگ و همکاران [۳]، شبیه‌سازی این سیستم را با فرض جریان آرام برای تمام اجزا به جز تانک ذخیره، انجام دادند. نتایج شبیه‌سازی آنها هم‌خوانی خوبی با نتایج آزمایشگاهی دارد. زو و همکاران [۴]، عملکرد یک پمپ حرارتی دارای یک کلکتور خورشیدی جدید را که با منبع هوا گرم می‌شد، مورد بررسی قرار دادند. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که دمای آب در شرایط آب و هوایی شهر نانجینگ چین می‌تواند به ۵۵ 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. آذرکیش و همکاران [۵]، 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 همکاران [۶]، 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. یکی از موضوعات مورد مطالعه و تحلیل در چند سال اخیر،

مستقیم را در دو حالت ایده‌آل و واقعی نشان می‌دهد. خطوط تیره نشان‌دهنده‌ی سیکل تراکم بخار در حالت واقعی و با در نظر گرفتن افت فشارهای جریان مبرد درون کندانسور، تبخیرکننده و مجموعه‌ی لوله‌کشی سیستم و خطوط خط‌چین، بیان‌کننده‌ی چرخه در حالت ایده‌آل می‌باشند.



شکل ۱: شماتیک هندسه‌ی پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم



شکل ۲: نمودار دما - انتالپی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم

فرآیندهای ۱-۲، ۳-۴، ۵-۶، ۷-۸ و ۹-۱۰ به ترتیب بیان‌کننده تراکم بخار درون کمپرسور، چگالش واقعی مبرد درون کندانسور، اختناق انتالپی ثابت درون شیر انبساط و تبخیر واقعی سیال دوفازی درون تبخیرکننده می‌باشند. همچنین خطوط تیره‌ی ۱-۲، ۳-۴، ۵-۶ و ۷-۸ نیز به ترتیب افت فشار مبرد تک فازی درون مجموعه‌ی لوله‌کشی وصل‌کننده‌ی اجزاء سیستم را نشان می‌دهند. در حالت ایده‌آل مبرد خروجی از تبخیرکننده در نقطه‌ی 1 و در حالت بخار اشباع قرار داشته که در حالت واقعی به علت افت فشار درون کلکتور و اتصالات خروجی آن، به صورت بخار مافوق

سیستم‌های پمپ حرارتی خورشیدی را بازبینی کردند. آنها مطالعات انجام گرفته در زمینه‌ی تحلیل انرژی و انرژی سیستم‌های پمپ حرارتی خورشیدی را در ترکیه و سراسر جهان، به صورت خلاصه ارائه دادند. دیکسی و همکاران [۱۴]، مطالعات تئوری و آزمایشگاهی خود را بر سیستم‌های پمپ حرارتی خورشیدی، در شرایط آب و هوایی شهر الازیگ ترکیه انجام دادند. نتایج آنها نشان می‌دهد که با کاهش میزان تلفات انرژی تبخیرکننده، ضریب عملکرد گرمایی سیستم افزایش می‌یابد. فتح‌اللهی و صفرزاده [۱۵] با ارائه‌ی یک مدل ریاضی، به شبیه‌سازی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم پرداخته و با صرف نظر کردن از اثرات افت فشار اجزاء و همچنین با در نظر گرفتن کلکتور خورشیدی در دو حالت بدون پوشش و دارای پوشش، اثر تعداد پوشش کلکتور را بر عملکرد سیستم مورد بررسی قرار دادند.

در کارهای تحلیلی انجام گرفته معمولاً از اثرات افت فشار درون تبخیرکننده / کلکتور خورشیدی و کندانسور صرف نظر می‌شود. لذا در مطالعه‌ی حاضر با شبیه‌سازی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم و با اندازه‌گیری افت فشار مبرد درون کلکتور خورشیدی و کندانسور به بررسی تأثیر افت فشار بر ضریب عملکرد گرمایی سیستم و بازده کلکتور خورشیدی پرداخته شده و همچنین مقادیر بازده انرژی و تخریب انرژی هر کدام از اجزاء، به صورت جداگانه برای کارکرد سالانه سیستم در شرایط اقلیمی شهر کرمانشاه اندازه‌گیری شده است.

تأثیر عوامل مختلفی مانند دمای محیط، تابش خورشیدی، مساحت سطح کلکتور و سرعت کمپرسور، بر بازده انرژی و میزان تخریب انرژی سیستم نیز بررسی گردیده است.

۲- شرح سیستم و سیکل ترمودینامیکی

شکل (۱)، شماتیک هندسه‌ی پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم را نشان می‌دهد. این سیستم از یک کلکتور صفحه تخت با مساحت ۴ مترمربع به عنوان تبخیرکننده، یک کمپرسور چرخشی نوع همرمتیک^۱، یک کندانسور با لوله‌های شناور درون یک مخزن ذخیره‌ی آبگرم به حجم ۱۵۰ لیتر و همچنین یک شیر انبساط ترموستاتیکی تشکیل شده است. شکل (۲)، نمودار فشار - انتالپی سیکل تراکم بخار سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط

^۱ Hermetic

T_a ، T_p دمای میانگین سطح صفحه جذب، $(\alpha = 0.9)$ دمای محیط و I_T شدت کلی تابش خورشیدی می‌باشد. ضریب کلی اتلاف حرارتی کلکتور (U_L)، به علت عایق‌بندی سطوح پشتی و جانبی کلکتور فقط از تلفات حرارتی انتقال گرمای جابجایی باد و تابش خورشیدی تأثیر می‌پذیرد و برای کلکتور خورشیدی بدون پوشش صورت زیر تعریف می‌شود [۱۶]:

$$U_L = h_W + h_r \quad (2)$$

h_r ضریب انتقال حرارت تابش خورشیدی بوده و به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۶]. در این رابطه ε ضریب گسیل صفحه جذب بوده که مقدار آن 0.1 می‌باشد:

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2) \quad (3)$$

h_W ضریب انتقال حرارت جابجایی باد بوده که با استفاده از یک رابطه تجربی توسط واتماف و همکاران [۱۷] بر حسب سرعت باد، u_W ، به صورت زیر ارائه شده است:

$$h_W = 2.8 + 3u_W; \quad u_W \leq 5 \quad (4)$$

۳-۲- کمپرسور

برای سرعت مفروض کمپرسور دبی جرمی مبرد به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۸]:

$$\dot{m}_r = \frac{n\eta_v V_d}{60v_i} \quad (5)$$

که در این معادله η_v بازده حجمی کمپرسور، v_i حجم مخصوص مبرد ورودی به کمپرسور و V_d و n به ترتیب حجم جابجایی و سرعت کمپرسور بوده که مقدار آنها $13.4 \text{ cm}^3/\text{rev}$ و 2830 rpm می‌باشد. توان الکتریکی مصرفی کمپرسور به صورت معادله‌ی زیر بیان می‌گردد:

$$\dot{W}_{cm} = \dot{m}_r \frac{P_1 v_i}{\eta_{cm}} \frac{k}{k-1} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (6)$$

در این معادله، P_1 و P_2 فشارهای ورودی و خروجی کمپرسور، η_{cm} بازده کلی کمپرسور و k نمای پلی تروپیک مبرد R134a بوده که مقدار آن $1/1.06$ می‌باشد. مقادیر بازده حجمی و بازده کلی کمپرسور به ترتیب 0.91 و 0.75 می‌باشند.

۳-۳- کندانسور

کندانسور از یک لوله‌ی مسی با قطر داخلی $8/4$ میلی‌متر و

گرم بوده و در نقطه‌ی ۱ قرار دارد. نقاط s2 و s3 نیز نشان دهنده‌ی حالت مبرد خروجی از کمپرسور و کندانسور در حالت ایده‌آل می‌باشند.

۳- معادلات حاکم

برای شبیه‌سازی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم با در نظر گرفتن اثر افت فشار مبرد در چرخه، یک مدل ریاضی ساده‌ی یک‌بعدی، بر اساس فرضیات زیر ارائه گردیده است:

- شبیه‌سازی کلیه‌ی اجزا سیستم در حالت پایدار می‌باشد.
- فرآیند افزایش فشار مبرد درون کمپرسور به صورت یک فرآیند پلی‌تروپیک^۱ فرض شده است.
- فرآیند کاهش فشار مبرد مایع درون شیرانبساط به صورت یک فرآیند انتالپی ثابت فرض شده است.
- از تلفات حرارتی مخزن ذخیره آب و همچنین سطوح پشت و جانب کلکتور به علت عایق‌کاری صرف نظر شده است.

بر اساس فرضیات ذکر شده، معادلات اگزرژی سیستم و افت فشار جریان مبرد، در محیط نرم‌افزار حل مهندسی EES نسخه‌ی ۸/۴۰۰، که کاربرد زیادی در شبیه‌سازی مسائل ترمودینامیک دارد، حل شده‌اند. گفتنی است که برای محاسبه‌ی تمامی خواص ترمودینامیک مبرد R134a از توابع موجود در نرم‌افزار EES استفاده شده است.

۳-۱- تبخیرکننده / کلکتور خورشیدی صفحه تخت بدون پوشش

کلکتور خورشیدی صفحه تخت با مساحت 4 مترمربع، به صورت مستقیم به جای تبخیرکننده مورد استفاده قرار می‌گیرد. جنس صفحه جذب با ضخامت 4 میلی‌متر، آلومینیوم بوده که ضریب جذب و ضریب گسیل آن به ترتیب 0.9 و 0.1 می‌باشند. همچنین جنس لوله‌های کلکتور از مس بوده که قطر داخلی لوله‌ها $8/6$ میلی‌متر و طول کلی لوله‌ها $14/9$ متر می‌باشد. نرخ گرمای مفید دریافت شده توسط کلکتور در شرایط پایدار به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱۶]:

$$\dot{Q}_C = A_C [\alpha I_T - U_L (T_p - T_a)] \quad (1)$$

که در این معادله A_C مساحت سطح کلکتور، U_L که ضریب کلی اتلاف حرارتی کلکتور، α ضریب جذب صفحه جذب (

¹ Polytropic

که در این رابطه، G_r شار جرمی^۴ مبرد، D_i قطر داخلی لوله، L طول لوله و ρ_H چگالی همگن می‌باشند. ضریب اصطکاک برای لوله‌ی صاف به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۰]:

$$f_{tp} = [0.79 \ln(Re_{D_i}) - 1.64]^{-2} \quad (12)$$

که در این رابطه Re_{D_i} رینولدز جریان بر اساس قطر داخلی لوله می‌باشد به صورت رابطه‌ی زیر تعریف می‌گردد:

$$Re_{D_i} = \frac{G_r D_i}{\mu_{tp}} \quad (13)$$

$$\mu_{tp} = x\mu_g + (1-x)\mu_l \quad (14)$$

که در رابطه‌ی (۱۳)، μ_{tp} ویسکوزیته مبرد دوفازی است که به صورت رابطه‌ی (۱۴) تعریف می‌گردد. در رابطه‌ی (۱۴)، x کیفیت مبرد، μ_g و μ_l به ترتیب ویسکوزیته مبرد در فازهای بخار اشباع و مایع اشباع می‌باشند. چگالی همگن مبرد دوفازی نیز به صورت رابطه‌ی زیر تعریف می‌گردد:

$$\rho_H = \varepsilon_H \rho_g + (1 - \varepsilon_H) \rho_l \quad (15)$$

در این رابطه ρ_l و ρ_g به ترتیب چگالی مبرد در فازهای بخار اشباع و مایع اشباع می‌باشند. ε_H نیز کسر حجمی همگن سیال دوفازی است که به صورت رابطه‌ی زیر بیان می‌گردد که در این رابطه x کیفیت مبرد می‌باشد:

$$\varepsilon_H = \frac{1}{1 + \left(\frac{(1-x)\rho_g}{x\rho_l} \right)} \quad (16)$$

افت فشار مومنتوم نیز به صورت اختلاف انرژی‌های جنبشی مبرد در ورود و خروج از جزء مورد نظر سیستم می‌باشد و به صورت رابطه‌ی زیر تعریف می‌شود [۱۹]:

$$\Delta P_{mom} = G_r^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon_H)\rho_l} + \frac{x^2}{\varepsilon_H \rho_g} \right]_{out} - \left[\frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon_H)\rho_l} + \frac{x^2}{\varepsilon_H \rho_g} \right]_{in} \right\} \quad (17)$$

۳-۶- افت فشار مبرد تک فازی

افت فشار مبرد در حالت تک فازی، افت فشار اصطکاکی ناشی از اصطکاک دیواره‌ی لوله می‌باشد و به صورت رابطه‌ی زیر تعریف می‌شود [۱۹]:

$$\Delta P_{sp} = 2f_{sp} \frac{L}{D_i} \frac{G_r^2}{\rho_H} \quad (18)$$

طول ۶۰ متر تشکیل شده است که درون یک مخزن ذخیره‌ی آب گرم شناور می‌باشد. دیواره‌های مخزن ذخیره به خوبی عایق‌بندی شده و فرض می‌شود که تمام گرمای مبرد از طریق لوله‌های کندانسور به آب درون مخزن داده شده و از مقاومت جداره لوله‌های کندانسور به علت ضخامت کم لوله صرف نظر می‌شود. نرخ گرمای مفید به دست آمده از کندانسور به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (7)$$

که در این معادله، \dot{m}_r دبی جرمی مبرد، h_2 و h_3 نیز انتالپی‌های مخصوص مبرد در ورودی و خروجی کندانسور می‌باشند.

۳-۴- بازده کلکتور و ضریب عملکرد سیستم

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

$$\eta_C = \frac{\dot{Q}_C}{I_{TAc}} \quad (8)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{W_{cm}} \quad (9)$$

۳-۵- مدل همگن افت فشار مبرد دوفازی

در حالت کلی مبرد جریان یافته درون چرخه در دو حالت دوفازی، tp^1 و تک‌فازی، sp^2 (یا در فاز بخار مافوق گرم یا به صورت مایع مادون سرد) جریان می‌یابد. افت فشار مبرد درون لوله‌های افقی ناشی از تغییرات انرژی جنبشی سیال، به علت اصطکاک دیواره‌ی لوله و تغییرات انرژی پتانسیل سیال می‌باشد. بنابراین افت فشار کلی، از مجموع افت فشار مومنتوم، ΔP_{mom} و افت فشار اصطکاکی، ΔP_{frict} ، به دست می‌آید. برای محاسبه‌ی افت فشار مبرد در حالت دوفازی از مدل افت فشار همگن^۳ جریان درون لوله‌های صاف استفاده شده که رابطه‌ی آن به صورت زیر می‌باشد [۱۹]:

$$\Delta P_{tp} = \Delta P_{mom} + \Delta P_{frict} \quad (10)$$

رابطه‌ی افت فشار ناشی اصطکاکی به صورت معادله‌ی زیر می‌باشد [۱۹]:

$$\Delta P_{frict} = 2f_{tp} \frac{L}{D_i} \frac{G_r^2}{\rho_H} \quad (11)$$

⁴ Mass Flux

⁵ Homogeneous Void Fraction

¹ Two-phase

² Single-phase

³ Homogeneous Pressure Drop Model

انرژی جرمی خروجی از سیستم، $\dot{E}x_{mass,out}$ می‌باشد. $\sum \dot{E}x_{dest}$ نیز مجموع کل بازگشت‌ناپذیری‌های اجزای سیستم و یا به عبارتی تخریب انرژی کل سیستم را بیان می‌کند.

انرژی تخریب‌شده و یا مقدار بازگشت‌ناپذیری هر کدام از اجزای سیستم بر اساس تولید انرژی آن جز به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\dot{E}x_{dest} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (23)$$

که در این معادله T_0 دمای حالت مرده بوده که برابر دمای محیط در نظر گرفته می‌شود و \dot{S}_{gen} انرژی تولید شده می‌باشد. انرژی‌های گرمای ورودی به سیستم، کار انجام شده توسط سیستم و همچنین انرژی‌های جریان جرمی ورودی و خروجی از سیستم نیز به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\dot{E}x_{heat} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \quad (24)$$

$$\dot{E}x_{work} = \dot{W} \quad (25)$$

$$\dot{E}x_{mass,in} = \sum \dot{m}_{r,in} \psi_{in} \quad (26)$$

$$\dot{E}x_{mass,out} = \sum \dot{m}_{r,out} \psi_{out} \quad (27)$$

در این معادلات، \dot{Q} نرخ گرمای تولید شده، \dot{W} توان مصرف شده در واحد مورد نظر، T دما و $\dot{m}_{r,in}$ و $\dot{m}_{r,out}$ به ترتیب دبی جرمی ورودی و خروجی از واحد مورد نظر می‌باشند. ψ نیز جریان انرژی مخصوص مرده می‌باشد که در یک فرآیند حالت پایا با صرف نظر کردن از تغییرات انرژی پتانسیل و جنبشی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (28)$$

که در این معادله، h_0 و s_0 به ترتیب انتالپی و انترپی مخصوص در حالت مرده یا مرجع در فشار و دمای مرجع، P_0 و T_0 را نشان می‌دهند.

جدول ۱: مشخصات اتصالات لوله‌کشی به کار رفته در سیستم

طول (mm)	قطر داخلی (mm)	لوله‌کشی
۱,۵	۹,۱۵	متصل کننده کمپرسور و کندانسور
۱,۵	۷	متصل کننده کندانسور و شیرانبساط
۲,۵	۹	متصل کننده شیرانبساط و کلکتور
۲,۵	۹,۴	متصل کننده کلکتور و کمپرسور

که در این رابطه ρ_{sp} و f_{sp} به ترتیب چگالی و ضریب اصطکاک مبرد تک فازی می‌باشند. ضریب اصطکاک مبرد در حالت تک فازی می‌باشد که مشابه رابطه‌ی (۱۲) تعریف می‌گردد.

۳-۷- معادلات افت فشار تبخیرکننده و کندانسور

افت فشار کلی کلکتور خورشیدی / تبخیرکننده به صورت مجموع افت فشارهای مبرد تک فازی و دوفازی درون لوله های کلکتور و اتصالات لوله‌کشی ورودی به کلکتور از شیر انبساط و خروجی از کلکتور به کمپرسور، تعریف می‌گردد:

$$\Delta P_C = \Delta P_{tp(6-7)} + \Delta P_{tp(7-8)} + \Delta P_{sp(8-1)} \quad (19)$$

افت فشار کلی کندانسور نیز به صورت مجموع افت فشارهای مبرد تک فازی و دوفازی درون لوله‌های کندانسور و اتصالات لوله‌کشی ورودی به کندانسور از کمپرسور و خروجی از کندانسور به شیر انبساط، تعریف می‌شود:

$$\Delta P_{cond} = \Delta P_{sp(2-3)} + \Delta P_{tp(3-4)} + \Delta P_{sp(4-5)} \quad (20)$$

گفتنی است که جنس لوله‌کشی متصل کننده اجزاء سیستم از مس بوده و طول و قطر آنها به صورت جدول ۱ ارائه شده است:

۳-۸- معادلات انرژی سیستم

تخریب انرژی هر کدام از اجزای سیستم می‌تواند با نوشتن معادله‌ی تعادل انرژی برای آن جز بیان شود. معادله عمومی تعادل انرژی برای یک سیستم باز با جریان جرمی در حالا پایا به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\sum \dot{E}x_{in} - \sum \dot{E}x_{out} = \sum \dot{E}x_{dest} \quad (21)$$

و یا:

$$\dot{E}x_{heat} - \dot{E}x_{work} + \dot{E}x_{mass,in} - \dot{E}x_{mass,out} = \sum \dot{E}x_{dest} \quad (22)$$

معادلات (۲۱) و (۲۲)، $\sum \dot{E}x_{in}$ ، مجموع تمام انرژی‌های ورودی به سیستم می‌باشد که شامل انرژی گرمای ورودی به سیستم، $\dot{E}x_{heat}$ و انرژی جرمی ورودی به سیستم، $\dot{E}x_{mass,in}$ می‌باشد. همچنین $\sum \dot{E}x_{out}$ ، مجموع تمامی انرژی‌های خروجی از سیستم بوده که شامل انرژی کار انجام شده توسط سیستم، $\dot{E}x_{work}$ و همچنین

جدول ۲: تعادل انرژی برای هر کدام از اجزاء سیستم

بازده انرژی	تخریب انرژی یا بازگشت ناپذیری (kW)	انرژی خروجی (kW)	انرژی ورودی (kW)	جزء مورد نظر
$\frac{\dot{m}_r(\psi_{r1} - \psi_{r4})}{\dot{E}x_{rad}}$	$\dot{E}x_{rad} - \dot{m}_r(\psi_{r1} - \psi_{r4})$	$\dot{m}_r(\psi_{r1} - \psi_{r4})$	$\dot{E}x_{rad}$	کلکتور خورشیدی / تبخیرکننده
$\frac{\dot{m}_r(\psi_{r2} - \psi_{r1})}{\dot{W}_{cm}}$	$\dot{W}_{cm} - \dot{m}_r(\psi_{r2} - \psi_{r1})$	$\dot{m}_r(\psi_{r2} - \psi_{r1})$	\dot{W}_{cm}	کمپرسور
$\frac{\dot{Q}_{cond}(1 - \frac{T_0}{T_w})}{\dot{m}_r(\psi_{r2} - \psi_{r3})}$	$\dot{m}_r(\psi_{r2} - \psi_{r3}) - \dot{Q}_{cond}(1 - \frac{T_0}{T_w})$	$\dot{Q}_{cond}(1 - \frac{T_0}{T_w})$	$\dot{m}_r(\psi_{r2} - \psi_{r3})$	کندانسور
$\frac{\psi_{r4}}{\psi_{r3}}$	$\dot{m}_r(\psi_{r3} - \psi_{r4})$	$\dot{m}_r\psi_{r4}$	$\dot{m}_r\psi_{r3}$	شیرانساط

کمپرسور و انرژی تابش خورشیدی ورودی به کلکتور تعریف می‌شود:

$$\eta_{ex-sys} = \frac{\dot{Q}_{cond}(1 - \frac{T_0}{T_w})}{\dot{W}_{cm} + \dot{E}x_{rad}} \quad (31)$$

بازگشت‌ناپذیری یا تخریب انرژی سیستم نیز به صورت مجموع بازگشت‌ناپذیری‌های تمامی اجزای سیستم تعریف می‌شود:

$$\dot{E}x_{des_sys} = \dot{E}x_{des_c} + \dot{E}x_{des_cond} + \dot{E}x_{des_cm} + \dot{E}x_{des_exp} \quad (32)$$

۴- اعتبارسنجی شبیه‌سازی با نتایج آزمایشگاهی

به منظور اعتبارسنجی مدل ارائه شده، بازده کلکتور خورشیدی و ضریب عملکرد حرارتی سیستم با نتایج آزمایشگاهی لی و همکاران [۱۲] مقایسه گردیده است. آنها در شرایط آب و هوایی شهر شانگهای چین، به طراحی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم گرم کننده‌ی آب پرداخته و نتایج خود را برای چند روز آفتابی در سال ۲۰۰۵ ارائه کرده‌اند. شکل (۳)، مقادیر تابش خورشیدی و دمای محیط اندازه‌گیری شده توسط آنها را در روز ۲۲ آوریل و در مدت زمان ۹۰ دقیقه نشان می‌دهد. در شکل (۴) نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده‌اند. مقادیر آزمایشگاهی بازده کلکتور خورشیدی و ضریب عملکرد گرمایی سیستم برای گرمایش ۱۵۰ لیتر آب از دمای ۲۰/۵ تا ۵۰/۵ درجه‌ی سلسیوس توسط لی و همکاران [۱۲] ارائه گردیده است. مقادیر شبیه‌سازی ضریب عملکرد گرمایی بسیار نزدیک به نتایج آزمایشگاهی بوده و نتایج دارای روند یکسان با میزان خطای

بازده انرژی برای هر سیستم به صورت مجموع انرژی‌های خروجی به مجموع انرژی‌های ورودی تعریف می‌شود که توسط دیبیبو به صورت زیر ارائه شده است [۲۱]:

$$\eta_{ex} = \frac{\sum \dot{E}x_{out}}{\sum \dot{E}x_{in}} \quad (29)$$

با توجه به تعاریف ارائه شده، معادلات مربوط به انرژی ورودی، انرژی خروجی، تخریب انرژی یا بازگشت‌ناپذیری و همچنین بازده انرژی هر کدام از اجزای سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم مورد مطالعه در جدول ۲ تعریف شده‌اند.

در معادلات جدول ۲، ψ_r انرژی جریانی مبرد، \dot{W}_{cm} کار الکتریکی مصرفی کمپرسور، $\dot{E}x_{rad}$ انرژی تابش خورشیدی ورودی به کلکتور خورشیدی و T_w دمای میانگین آب درون مخزن می‌باشند. گفتنی است که دمای اولیه آب درون مخزن ذخیره برابر دمای محیط و دمای آب خروجی از آن برابر ۵۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است لذا دمای میانگین آب درون مخزن (T_w) به صورت میانگین دمای محیط و دمای آب خروجی محاسبه می‌گردد.

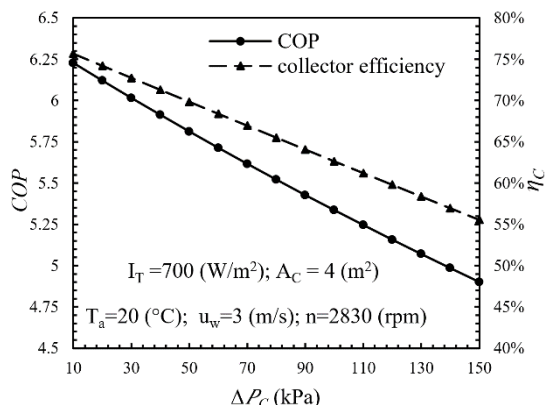
انرژی تابش خورشیدی ورودی به کلکتور توسط پیتلا به صورت زیر ارائه شده است [۲۲]:

$$\dot{E}x_{rad} = A_c I_T \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sr}} \right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sr}} \right) \right] \quad (30)$$

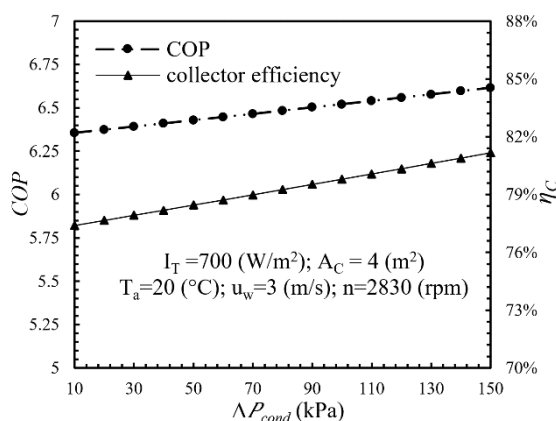
در این رابطه A_c مساحت کلکتور، I_T شدت تابش خورشیدی و T_{sr} دمای تابش خورشیدی است که مقدار آن ۶۰۰۰ کلوین می‌باشد.

بازده انرژی سیستم به صورت نسبت نرخ انرژی به دست آمده از گرمایش آب در کندانسور به مجموع کار الکتریکی

شرایط اقلیمی شهر کرمانشاه مورد بررسی قرار گرفته و نتایج ارائه گردیده‌اند.



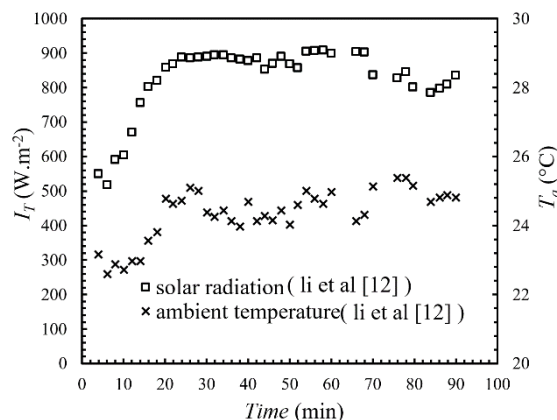
شکل ۵: تأثیر تغییرات افت فشار در تبخیرکننده بر عملکرد گرمایی سیستم



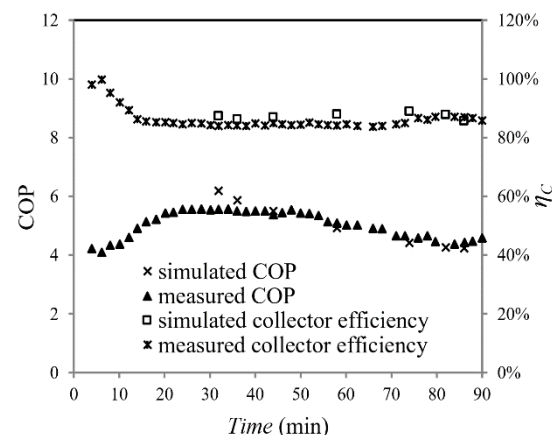
شکل ۶: تأثیر تغییرات افت فشار در کندانسور بر عملکرد گرمایی سیستم

شکل (۵) اثر تغییرات افت فشار در تبخیرکننده را در مساحت ثابت سطح کلکتور و تابش خورشیدی ثابت، بر ضریب عملکرد گرمایی سیستم و بازده کلکتور خورشیدی نشان می‌دهد. با افزایش افت فشار در تبخیرکننده و کاهش دمای تبخیر، میزان اتلافات حرارتی از سطح کلکتور افزایش یافته و همین امر سبب کاهش بازده کلکتور می‌گردد. همچنین با افزایش افت فشار در تبخیرکننده، میزان فوق داغ شدن بخار مبرد ورودی به کمپرسور افزایش می‌یابد، بنابراین تلفات حرارتی و توان مصرفی کمپرسور افزایش می‌یابد. در نتیجه با افزایش توان کمپرسور، ضریب عملکرد گرمایی سیستم کاهش می‌یابد. با افزایش افت فشار در تبخیرکننده از ۱۰ تا ۱۵۰ کیلوپاسکال و با فرض افت فشار ثابت در کندانسور به میزان ۵۰ کیلوپاسکال، ضریب عملکرد گرمایی سیستم از ۶/۲ تا ۴/۹ و بازده کلکتور از ۷۶ تا ۵۵

نسبی ۵/۹ درصد می‌باشند. همچنین مقادیر شبیه‌سازی بازده کلکتور خورشیدی به میزان بسیار اندکی کمتر از نتایج آزمایشگاهی بوده و نتایج دارای روند یکسان با میزان خطای نسبی ۳/۳ درصد می‌باشند که با در نظر گرفتن خطای نتایج آزمایشگاهی، خطاهای نسبی ذکر شده در این قسمت بیشتر از مقدار واقعی هستند.



شکل ۳: تغییرات شدت تابش خورشیدی و دمای محیط میانگین اندازه‌گیری شده توسط لی و همکاران [۱۲]



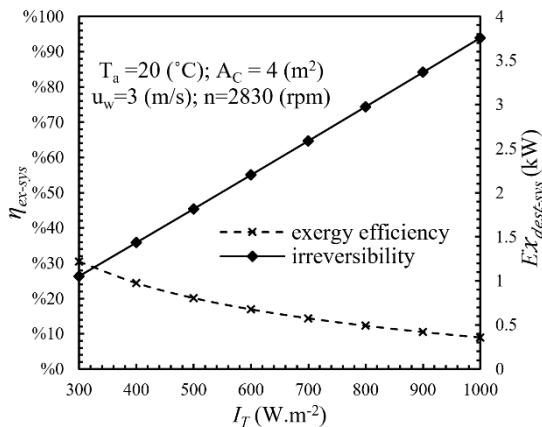
شکل ۴: مقایسه ضریب عملکرد گرمایی و بازده کلکتور خورشیدی حاصل از شبیه‌سازی عددی با نتایج

آزمایشگاهی [۱۲]

۵- تحلیل نتایج

در این قسمت به بررسی تأثیر افت فشار در تبخیرکننده / کلکتور خورشیدی و کندانسور بر عملکرد حرارتی سیستم و همچنین اثر عوامل مختلفی مانند دمای محیط، تابش خورشیدی، مساحت سطح کلکتور و سرعت کمپرسور، بر بازده انرژی و میزان تخریب انرژی سیستم، پرداخته شده و سپس در قسمت بعدی عملکرد حرارتی سیستم از دو دیدگاه انرژی و انرژی برای کارکرد سالانه سیستم در

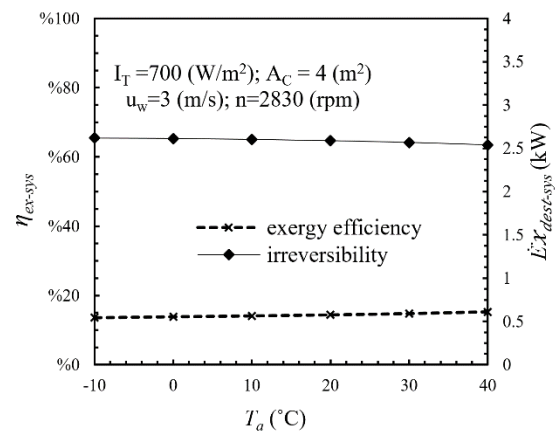
اگرژی و کاهش تخریب اگرژی سیستم داشته باشند. همان‌طور که از نتایج مشاهده می‌شود، تغییرات دمای محیط بر بازده اگرژی و تخریب اگرژی سیستم اثر چندان زیادی نداشته و با افزایش دمای محیط از ۱۰- تا ۴۰ درجه سلسیوس، با فرض ثابت ماندن تابش خورشیدی به میزان ۷۰۰ وات بر مترمربع، بازده اگرژی سیستم از ۱۴ تا ۱۵/۳ درصد افزایش یافته و میزان تخریب اگرژی سیستم از ۲/۶۲ تا ۲/۵۴ کیلووات کاهش می‌یابد.



شکل ۸: تأثیر تغییرات تابش خورشیدی بر بازده اگرژی و تخریب اگرژی سیستم

شکل (۸) اثر تغییرات شدت تابش خورشیدی را بر مقادیر بازده اگرژی و تخریب اگرژی سیستم، در دمای ثابت محیط نشان می‌دهد. با افزایش شدت تابش خورشیدی در دمای ثابت محیط، اختلاف بین دمای محیط و دمای سطح کلکتور افزایش می‌یابد، بنابراین این تلفات گرمایی از سطح کلکتور افزایش و بازده حرارتی کلکتور کاهش می‌یابد. در نتیجه تخریب اگرژی کلکتور خورشیدی افزایش می‌یابد. از طرفی با افزایش تلفات و کاهش گرمای دریافتی از کلکتور خورشیدی، کمپرسور کار بیشتری انجام می‌دهد، لذا تخریب اگرژی کمپرسور نیز افزایش می‌یابد. در حالت کلی افزایش تلفات گرمایی از سطح کلکتور و افزایش کار کمپرسور سبب افزایش تخریب اگرژی کل سیستم و در نتیجه کاهش بازده اگرژی سیستم می‌گردد. تأثیر تغییرات شدت تابش خورشیدی بر بازده اگرژی و تخریب اگرژی سیستم مشهودتر و به مراتب بیشتر از اثر تغییرات دمای محیط می‌باشد. با افزایش شدت تابش خورشیدی از ۳۰۰ تا ۱۰۰۰ وات بر مترمربع، با فرض دمای ثابت محیط به میزان ۲۰ درجه سلسیوس، بازده اگرژی سیستم از ۳۰/۵ تا ۸/۹ درصد کاهش یافته و میزان تخریب اگرژی سیستم

درصد کاهش می‌یابد.



شکل ۷: تأثیر تغییرات دمای محیط بر بازده اگرژی و تخریب اگرژی سیستم

شکل (۶) اثر تغییرات افت فشار در کندانسور را در مساحت ثابت سطح کلکتور و تابش خورشیدی ثابت، بر ضریب عملکرد گرمایی سیستم و بازده کلکتور نشان می‌دهد. با افزایش افت فشار در کندانسور، مبرد خروجی از کندانسور به میزان بیشتری مادون سرد شده و گرمای به دست آمده از کندانسور افزایش می‌یابد. همین امر سبب افزایش ضریب عملکرد گرمایی سیستم می‌شود. همچنین با افزایش افت فشار کندانسور و افزایش میزان مادون سرد شدن مبرد، انتالپی مبرد هنگام ورود به تبخیرکننده / کلکتور کمتر بوده و توان مبرد برای برداشت گرما از تبخیرکننده / کلکتور افزایش می‌یابد. بنابر این بازده کلکتور خورشیدی افزایش می‌یابد. همان‌طور که از نتایج شکل (۶) مشاهده می‌شود، اثر تغییرات افت فشار کندانسور بر ضریب عملکرد گرمایی سیستم و بازده کلکتور خورشیدی، بسیار کمتر از تأثیر افت فشار در تبخیرکننده است و با افزایش افت فشار از ۱۰ تا ۱۵۰ کیلوپاسکال در کندانسور و با فرض ثابت ماندن افت فشار در تبخیرکننده به میزان ۳۰ کیلوپاسکال، ضریب عملکرد گرمایی سیستم از ۶/۳ تا ۶/۶ و بازده کلکتور خورشیدی از ۷۷ تا ۸۱ درصد افزایش می‌یابد.

شکل (۷) اثر تغییرات دمای محیط را بر مقادیر بازده اگرژی و تخریب اگرژی سیستم، در تابش خورشیدی ثابت نشان می‌دهد. با افزایش دمای محیط، دمای تبخیر مبرد درون کلکتور افزایش یافته و مبرد اگرژی بیشتری را از کلکتور دریافت کرده و از طرف دیگر با افزایش دمای تبخیر مبرد، کار انجام شده توسط کمپرسور کاهش می‌یابد که این عوامل می‌توانند تأثیر مفیدی بر افزایش بازده

سیستم تأثیر می‌گذارد. همان‌طور که از نتایج شکل (۹) مشاهده می‌گردد، تأثیر تغییرات سرعت کمپرسور بر بازده انرژی سیستم به مراتب بیشتر از تأثیر آن بر میزان تخریب انرژی سیستم بوده و با افزایش سرعت کمپرسور از ۱۵۰۰ تا ۳۵۰۰ دور بر دقیقه، بازده انرژی سیستم از ۷/۲ تا ۱۹/۹ درصد افزایش یافته و میزان تخریب انرژی سیستم از ۲/۶۶ تا ۲/۶۱ کیلووات کاهش می‌یابد.

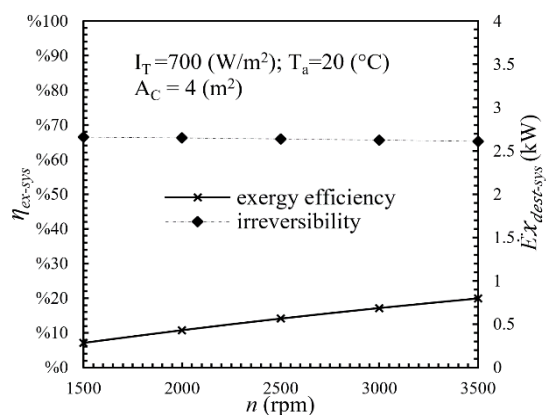
شکل (۱۰) اثر تغییرات مساحت سطح کلکتور خورشیدی را در دمای محیط و تابش خورشیدی ثابت، بر مقادیر بازده انرژی و تخریب انرژی سیستم نشان می‌دهد. با افزایش مساحت سطح کلکتور در دمای ثابت محیط، مقدار تابش خورشیدی جذب شده توسط صفحه جاذب افزایش می‌یابد یعنی نرخ گرمای مفید جذب‌شده توسط صفحه جاذب افزایش می‌یابد. همان‌طور که در بررسی شکل (۸) گفته شد، افزایش تابش خورشیدی سبب افزایش تخریب انرژی سیستم و در نتیجه سبب کاهش بازده انرژی سیستم می‌گردد. با افزایش مساحت سطح کلکتور خورشیدی از ۱ تا ۶ مترمربع، با فرض دمای ثابت محیط به میزان ۲۰ درجه سلسیوس، بازده انرژی سیستم از ۴۲ تا ۸۶ درصد کاهش یافته و میزان تخریب انرژی سیستم از ۰/۵۷ تا ۳/۹۴ کیلووات افزایش می‌یابد.

۵-۱- پیش‌بینی عملکرد حرارتی بلند مدت سیستم

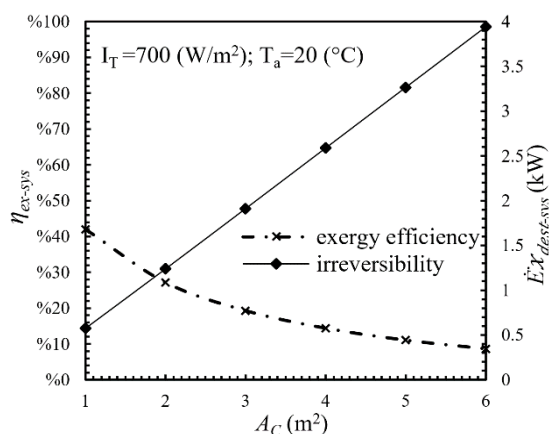
در این قسمت با استفاده از اطلاعات کسب‌شده از اداره هواشناسی استان کرمانشاه، به تحلیل عملکرد سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم جهت گرمایش آب یک مخزن تا دمای ۵۰ درجه‌ی سلسیوس پرداخته شده است. دمای اولیه آب درون مخزن ذخیره برابر دمای محیط در نظر گرفته شده است و آب گرم تأمین شده توسط سیستم درون یک مخزن عایق‌بندی شده به حجم ۱۵۰ لیتر ذخیره می‌شود. مساحت سطح کلکتور به کار رفته در این سیستم ۴ مترمربع بوده و سرعت کمپرسور مقدار ثابت ۲۸۳۰ rpm در نظر گرفته شده است.

در جدول ۳ مقادیر دبی جرمی مبرد درون چرخه، افت فشارهای مبرد درون کلکتور خورشیدی و کندانسور و مقادیر میانگین ضریب عملکرد گرمایی سیستم و بازده کلکتور خورشیدی بر اساس مقادیر میانگین ماهانه داده‌های هواشناسی سال ۲۰۱۴، از جمله شدت تابش خورشیدی، دمای محیط و سرعت باد برای شهر کرمانشاه

از ۱/۰۵ تا ۳/۷۶ کیلووات افزایش می‌یابد.



شکل ۹: تأثیر تغییرات سرعت کمپرسور بر بازده انرژی و تخریب انرژی سیستم



شکل ۱۰: تأثیر تغییرات مساحت سطح کلکتور خورشیدی بر بازده انرژی و تخریب انرژی سیستم

شکل (۹)، اثر تغییرات سرعت کمپرسور را در دمای محیط و تابش خورشیدی ثابت، بر مقادیر بازده انرژی و تخریب انرژی سیستم نشان می‌دهد. با افزایش سرعت کمپرسور، دمای تخلیه‌ی مبرد از کمپرسور افزایش می‌یابد، بنابراین نرخ گرمای کندانسور افزایش و در نتیجه بازده انرژی سیستم افزایش و تخریب انرژی در کندانسور کاهش می‌یابد. همچنین باید به این نکته توجه داشت که با افزایش سرعت کمپرسور، کمپرسور کار بیشتری انجام می‌دهد و در نتیجه میزان تخریب انرژی در کمپرسور بیشتر می‌شود، اما چون از طرف دیگر افزایش سرعت کمپرسور موجب کاهش تخریب انرژی در کندانسور می‌شود، با در نظر گرفتن مجموع تمامی بازگشت‌ناپذیری‌ها، اثر افزایش سرعت کمپرسور بر تخریب انرژی کل سیستم خنثی شده و در حالت کلی به میزان بسیار کمی بر تخریب انرژی

۷۰/۳۷ درصد می‌باشد.

همچنین نتایج جدول ۳ نشان می‌دهند که افت فشار درون کلکتور خورشیدی و کندانسور در ماه جولای که بیشترین میزان تابش خورشیدی و دمای محیط را دارد، بیشینه بوده و به ترتیب دارای مقادیر ۴۲/۵۲ و ۷۲/۶۸ کیلوپاسکال و همچنین در ماه زمستانی دسامبر با کمترین میزان تابش خورشیدی دارای مقادیر کمینه به میزان ۳۱/۰۳ و ۳۰/۲۳ کیلوپاسکال می‌باشند. در توجیه این امر می‌توان گفت که با افزایش دمای محیط و همچنین افزایش تابش خورشیدی، دمای سطح کلکتور و دمای تبخیر مبرد افزایش یافته که این امر سبب افزایش کیفیت بخار و کاهش ویسکوزیته شده و در نتیجه دبی جرمی مبرد افزایش می‌یابد. همان‌طور که از نتایج مشاهده می‌گردد، دبی جرمی جریان مبرد برای ماه جولای که بیشترین میزان تابش خورشیدی و دمای محیط را دارد بیشینه بوده و دارای مقدار ۱۷/۸۷ گرم بر ثانیه می‌باشد. با افزایش دبی جرمی و در نتیجه افزایش عدد رینولدز، شار جرمی مبرد عبوری از مجموعه افزایش یافته و این امر سبب کلی افزایش افت فشار درون کلکتور خورشیدی و کندانسور می‌گردد.

ارائه شده‌اند. 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 بوده و همان‌طور که از نتایج مشاهده می‌شود، ضریب عملکرد سیستم در ماه جولای که بیشترین میزان تابش خورشیدی و دمای محیط را دارد، بیشینه بوده و دارای مقدار ۶/۳۲ می‌باشد. همچنین کمترین میزان ضریب عملکرد سیستم ۴/۱۸ 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 بیشینه مقدار ۱۰/۱۵ درصد بوده که گفتنی است 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 ۱۰۰ درصد می‌باشد. 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

جدول ۳: نتایج مربوط به کارکرد سالانه سیستم در شرایط اقلیمی شهر کرمانشاه

ماه‌های میلادی	دمای محیط (°C)	تابش خورشیدی (W/m ²)	سرعت باد (m/s)	دبی جرمی مبرد (g/s)	افت فشار در کندانسور (kPa)	افت فشار در تبخیر کننده (kPa)	بازده کلکتور خورشیدی (%)	COP
ژانویه	۲/۸	۵۳۵/۷	۲/۸	۱۱/۷	۳۵/۵۱	۳۲/۸۹	۷۰/۴۵	۴/۴۴
فوریه	۲/۸	۵۳۱/۳	۲/۹	۱۱/۶۱	۳۵/۲۲	۳۲/۸	۷۰/۳۷	۴/۴۰
مارس	۹/۸	۶۴۷/۴	۲/۸	۱۴/۴۲	۵۰/۵۲	۳۷/۳۵	۷۴/۱۱	۵/۲۱
آوریل	۱۴/۳	۶۶۸/۳	۲/۸	۱۵/۵۲	۵۷/۳۶	۳۹/۰۸	۷۸/۱۳	۵/۵۵
می	۲۰/۱	۵۸۴/۱	۲/۹	۱۵/۴۱	۵۶/۹۶	۳۸/۹۹	۸۸/۵۷	۵/۵۱
ژوئن	۲۵/۹	۶۴۹/۷	۳/۲	۱۷/۴۵	۷۰/۱۹	۴۲	۹۱/۷۶	۶/۱۸
جولای	۲۹/۸	۶۲۱/۴	۳/۳	۱۷/۸۷	۷۲/۶۸	۴۲/۵۲	۹۸/۵۲	۶/۳۲
آگوست	۲۹/۱	۶۰۰/۲	۳	۱۷/۳۶	۶۹/۶۸	۴۱/۸۹	۹۸/۷۸	۶/۱۵
سپتامبر	۲۴	۴۸۸/۸	۳/۱	۱۴/۸۶	۵۳/۴۶	۳۸/۱۱	۱۰۱/۵	۵/۳۴
اکتبر	۱۶/۳	۴۹۱/۷	۳/۷	۱۳/۴۴	۴۵/۳۴	۳۵/۹۳	۹۰/۰۶	۴/۲۹
نوامبر	۸/۱	۴۱۵/۸	۲/۴	۱۱/۰۶	۳۲/۴۹	۳۱/۸۵	۸۵/۱۶	۴/۲۸
دسامبر	۵/۹	۴۰۸/۴	۲	۱۰/۶۵	۳۰/۲۳	۳۱/۰۳	۸۳/۱۹	۴/۱۸

جدول ۴: نتایج مربوط به تحلیل انرژی سیستم مورد استفاده در شرایط اقلیمی شهر کرمانشاه

$\dot{E}X_{dest-sys}$ (kW)	$\dot{E}X_{dest-exp}$ (kW)	$\dot{E}X_{dest-comp}$ (kW)	$\dot{E}X_{dest-cond}$ (kW)	$\dot{E}X_{dest-C}$ (kW)	η_{ex-sys} %	η_{ex-exp} %	$\eta_{ex-comp}$ %	$\eta_{ex-cond}$ %	η_{ex-C} %	ماه‌های میلادی
۱/۹۷	۰/۰۴۵	۰/۰۸۴	۰/۱۴۵	۱/۷۰۱	۱۷/۹	۸۷/۳	۷۸/۷	۵۱/۵	۱۵/۴	ژانویه
۱/۹۶	۰/۰۴۵	۰/۰۸۴	۰/۱۴۳	۱/۶۸۵	۱۸/۱	۸۷/۱	۷۸/۷	۵۱/۱	۱۵/۶	فوریه
۲/۴	۰/۰۳۸	۰/۰۹۲	۰/۱۵۷	۲/۱۱۳	۱۵/۳	۹۲/۲	۷۷/۴	۵۰/۱	۱۲/۹	مارس
۲/۴۷	۰/۰۳۶	۰/۰۹۵	۰/۱۵۴	۲/۱۹	۱۵	۹۳/۸	۷۶/۷	۴۹/۱	۱۲/۵	آوریل
۲/۱۴	۰/۰۳۷	۰/۰۹۶	۰/۱۳۵	۱/۸۷۴	۱۷/۴	۹۴/۲	۷۶/۳	۴۷/۸	۱۴/۲	می
۲/۳۸	۰/۰۳۱	۰/۱۰	۰/۱۳۰	۲/۱۲۱	۱۵/۸	۹۶	۷۵/۴	۴۵/۸	۱۲/۶	ژوئن
۲/۲۶	۰/۰۳۰	۰/۱۰	۰/۱۱۸	۲/۰۱۶	۱۶/۸	۹۶/۴	۷۴/۹	۴۴/۳	۱۳	جولای
۲/۱۸	۰/۰۳۲	۰/۱۰	۰/۱۱۷	۱/۹۳۶	۱۷/۴	۹۶/۱	۷۵/۱	۴۴/۷	۱۳/۶	اگوست
۱/۷۷	۰/۰۳۹	۰/۰۹۷	۰/۱۱۵	۱/۵۱۶	۲۰/۹	۹۴	۷۶/۱	۴۷	۱۷	سپتامبر
۱/۷۹	۰/۰۴۲	۰/۰۹۲	۰/۱۲۷	۱/۵۲۹	۲۰/۲	۹۱/۸	۷۷/۱	۴۹	۱۶/۹	اکتبر
۱/۵۱	۰/۰۴۷	۰/۰۸۴	۰/۱۲۴	۱/۲۵۳	۲۲/۶	۸۷/۲	۷۸/۵	۵۰/۷	۱۹/۶	نوامبر
۱/۴۸	۰/۰۴۸	۰/۰۸۲	۰/۱۲۵	۱/۲۲۸	۲۲/۷	۸۶	۷۸/۸	۵۱/۱	۱۹/۹	دسامبر

مقادیر بازده انرژی و میزان تخریب انرژی هر کدام از اجزای سیستم در جدول ۴ ذکر شده است. همان‌طور که نتایج نشان می‌دهند، از میان تمام اجزای سیستم، کلکتور خورشیدی کمترین میزان بازده انرژی با مقدار ۱۲/۵ درصد و بیشترین مقدار تخریب انرژی با مقدار ۲/۱۹ کیلووات را دارا می‌باشد. علت این امر این است که تأثیرگذارترین عامل بر کاهش بازده انرژی و افزایش تخریب انرژی سیستم، شدت تابش خورشیدی می‌باشد. لذا از بین تمامی اجزای سیستم، کلکتور خورشیدی بیشترین تأثیر را بر تخریب انرژی سیستم گذاشته و مقدار بازگشت‌ناپذیری‌ها در کلکتور خورشیدی بیشینه می‌باشند. همین امر عامل بسیار مهمی در توجه به طراحی بهینه و انتخاب دقیق کلکتورهای خورشیدی در استفاده از پمپ های حرارتی خورشیدی می‌باشد. همچنین بیشترین میزان بازده انرژی با مقدار ۹۶/۴ درصد و کمترین مقدار تخریب انرژی با مقدار ۰/۰۳ کیلووات، مربوط به شیر انبساط ترموستاتیکی می‌باشد. علت این امر این است که فرآیند انبساط مبرد درون شیر انبساط یک فرآیند انتالپی ثابت بوده و کمترین میزان اتلافات در حین فرآیند انبساط انتالپی ثابت مبرد رخ می‌دهد. همچنین انرژی جریانی مبرد از ورود به شیر انبساط تا خروج از آن به علت ثابت

جدول ۴ نیز مقادیر بازده انرژی و تخریب انرژی تمامی اجزای سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم را در شرایط اقلیمی شهر کرمانشاه، برای ماه‌های میلادی سال ۲۰۱۴ نشان می‌دهد. همان‌طور که قبلاً اشاره گردید، دمای محیط اثر مثبتی بر افزایش بازده انرژی سیستم دارد و از طرفی شدت تابش خورشیدی اثری منفی بر بازده انرژی داشته و سبب افزایش تخریب انرژی سیستم می‌گردد. با توجه به نتایج جدول ۴ برای ماه‌هایی که مقدار متوسط تابش خورشیدی بیشتر است، بازده انرژی سیستم کمتر و میزان تخریب انرژی سیستم بیشتر می‌باشد، به طوری که بیشترین میزان بازده انرژی و کمترین میزان تخریب انرژی سیستم به ترتیب، ۲۲/۷ درصد و ۱/۴۸ کیلووات است که مربوط به ماه سرد دسامبر با کمترین میزان تابش خورشیدی میانگین می‌باشد. همچنین برای ماه‌هایی که میزان دمای میانگین محیط کمتر می‌باشد، بازده انرژی سیستم کمترین مقدار و تخریب انرژی سیستم بیشترین مقدار را دارد. نتایج جدول ۴ نشان می‌دهند که کمترین بازده انرژی سیستم ۱۵ درصد و بیشترین میزان تخریب انرژی سیستم ۲/۴۷ کیلووات، مربوط به ماه آوریل می‌باشد. در این ماه دمای محیط به نسبت پایین و تابش خورشیدی بیشینه می‌باشد. همچنین

کرمانشاه مشخص گردید که بیشترین میزان ضریب عملکرد گرمایی سیستم با مقدار ۶/۳۲، مربوط به ماه جولای بوده و کمترین میزان ضریب عملکرد ۴/۱۸، مربوط به ماه دسامبر می‌باشد. بازده کلکتور نیز دارای بیشترین و کمترین مقادیر ۱۰/۱۵ و ۷۰/۳۷ درصد بوده و بیشترین میزان افت فشار درون کلکتور خورشیدی و کندانسور با مقادیر ۴۲/۵۲ و ۷۲/۶۸ کیلوپاسکال مربوط به ماه جولای و کمترین مقدار آنها به ترتیب ۳۱/۰۳ و ۳۰/۲۳ کیلوپاسکال بوده که مربوط به ماه زمستانی دسامبر می‌باشد. همچنین بیشترین میزان بازده انرژی سیستم ۲۲/۷ درصد و کمترین تخریب انرژی سیستم ۱/۴۸ کیلووات، مربوط به ماه دسامبر با کمترین میزان تابش خورشیدی میانگین می‌باشد. از میان تمام اجزای سیستم، کلکتور خورشیدی کمترین میزان بازده انرژی با مقدار کمینه ۱۲/۶ درصد و بیشترین مقدار تخریب انرژی با مقدار بیشینه ۲/۱۹ کیلووات را دارا می‌باشد. بیشترین میزان بازده انرژی با بیشینه ۹۶/۴ درصد و کمترین مقدار تخریب انرژی با کمینه ۰/۰۳ کیلووات، مربوط به شیرانبساط ترموستاتیکی می‌باشد.

بودن انتالپی مبرد، کمترین میزان تغییرات را داشته که همین امر سبب بالا بودن بازده انرژی و ناچیز بودن تخریب انرژی درون شیر انبساط می‌گردد.

۶- نتیجه‌گیری

در مطالعه‌ی حاضر با حل معادلات ریاضی در محیط نرم افزار حل مهندسی EES، به تحلیل انرژی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم با در نظر گرفتن اثر افت فشار جریان مبرد R134a برای شهر کرمانشاه پرداخته شده است. به منظور تحلیل افت فشار سیستم، با استفاده از روابط افت فشار تک فازی و دوفازی مبرد R134a، اثر افت فشار کندانسور، تبخیرکننده / کلکتور و مجموعه‌ی لوله‌کشی متصل، بر عملکرد سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم بررسی شد. برای اعتبارسنجی مدل، نتایج به دست آمده از تحلیل مدل ارائه شده در حالت پایدار، با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده و مقادیر ضریب عملکرد گرمایی سیستم و بازده کلکتور خورشیدی هم‌خوانی بسیار خوبی با نتایج آزمایشگاهی دارند. اثر عوامل مختلف همچون تابش خورشیدی، دمای محیط، مساحت سطح کلکتور و سرعت کمپرسور نیز بر بازده انرژی و تخریب انرژی سیستم بررسی شد. نتایج نشان می‌دهند که افزایش افت فشار در کلکتور خورشیدی / تبخیرکننده، اثر نامطلوبی بر عملکرد سیستم داشته اما افزایش افت فشار در کندانسور، موجب افزایش ضریب عملکرد گرمایی سیستم و بازده کلکتور خورشیدی می‌شود. همچنین افزایش دمای محیط اثر بسیار کمی بر بازده انرژی و تخریب انرژی سیستم داشته و سبب افزایش شدت تابش خورشیدی نیز نسبت به دمای محیط، اثر مشهودتری بر بازده انرژی و تخریب انرژی سیستم داشته و به مراتب سبب کاهش بازده انرژی و افزایش تخریب انرژی سیستم می‌شود. همچنین نتایج نشان می‌دهند که افزایش مساحت سطح کلکتور خورشیدی، موجب کاهش بازده انرژی سیستم و افزایش تخریب انرژی سیستم می‌شود. افزایش سرعت کمپرسور نیز، تأثیر چندانی بر تخریب انرژی سیستم نداشته و تأثیر آن بر بازده انرژی سیستم به مراتب بیشتر می‌باشد.

با تحلیل عملکرد حرارتی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم برای کارکرد سالانه در شرایط اقلیمی شهر

۶- مراجع

- [1] P. Sporn, and E. R. Ambrose, "The heat pump and solar energy", Proceedings of the world symposium on applied solar energy, Phoenix, Arizona, November 1955, pp. 1-5.
- [2] J. L. Morrison, "Simulation of packaged solar heat-pump water heaters", Solar Energy, Vol. 53, NO. 3, September 1994, pp. 249-257.
- [3] B. J. Huang, and J. P. Chyng, "Performance characteristics of integral type solar-assisted heat pump", Solar Energy, Vol. 71, NO. 6, December 2001, pp. 403-414.
- [4] G. Xu, X. Zhang, and S. Deng, "Simulation study on the operating performance of a solar-air source heat pump water heater", Applied Thermal Engineering, Vol. 26, NO. 11, August 2006, pp. 363 – 367.
- [5] میثاق مرادعلی، فرزاد جعفر کاظمی، "مدل سازی عملکرد یک پمپ حرارتی خورشیدی و مقایسه آن با پمپ حرارتی معمولی"، چهارمین کنفرانس بینالمللی گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع، تهران، هتل المپیک، ایران، ۱۵ شهریور ۱۳۹۴، صفحه ۱-۱۱.
- [6] حسن آذرکیش، امین بهزاد مهر، سیدمسعود حسینی سروری، "بررسی اثر میردهای مختلف در عملکرد پمپ حرارتی خورشیدی به منظور گرمایش یک واحد مسکونی"، هجدهمین کنفرانس سالانه مهندسی مکانیک، تهران، ایران، ۲۱ تا ۲۳ اردیبهشت، ۱۳۸۹.
- [7] R. Petela, "Exergy analysis of the solar cylindrical-parabolic cooker", Solar Energy, Vol. 79, NO. 3, September 2005, pp. 221-233.
- [8] A. Bejan, "Second Law Analysis in Heat Transfer", Energy, Vol. 5, NO. 8-9, August 1980, pp. 720-732.
- [9] E. T. Reyes, E. T. Picon-Nunez, and M. Cervantes, "Title of Paper", IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 23, NO. 4, April 1998, pp. 337-344.
- [10] J. G. Cervantes, and E. Torres-Reyes, "Experiments on a solar-assisted heat pump and an exergy analysis of the system", Applied Thermal Engineering, Vol. 22, NO. 12, August 2002, pp. 1289-1297.
- [11] V. Badescu, "First and second law analysis of a solar assisted heat pump based heating system", Energy Conversion Management, Vol. 43, NO. 18, December 2002, pp. 2539-2552.
- [12] Y. W. Li, R. Z. Wang, J. Y. Wu, and Y. X. Xu, "Experimental performance analysis and optimization of a direct expansion solar-assisted heat pump water heater", Energy, Vol. 32, NO. 8, August 2007, pp. 1361-1374..
- [13] O. Ozgener, and A. Hepbasli, "A review on the energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 11, NO. 3, April 2007, pp. 482-496.
- [14] A. Dikici, and A. Akbulut, "Performance characteristics and energy-exergy analysis of solar-assisted heat pump system", Building and Environment, Vol. 43, NO. 11, April 2007, pp. 1961-1972.
- [15] سبحان فتح‌اللهی و حبیب‌الله صفرزاده، "شبیه‌سازی عملکرد حرارتی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم جهت گرمایش آب در شرایط اقلیمی شهر کرمانشاه"، مجله مهندسی مکانیک مدرس، دوره ۱۵، شماره ۱۲، ۱۳۹۴، صفحه ۲۳۲-۲۴۲.
- [16] J. A. Duffie, and W. A. Beckman, "Solar Engineering of Thermal Processes", 4th Edition. New York: Wiley, 1991, pp. 256-266.
- [17] J. H. Wattmuff, W. W. S. Charters, and D. Proctor, "Solar and wind induced external coefficients for solar collectors", Conference of the Mediterranean Cooperation for Solar Energy, Paris, France, June 1997.
- [18] X. Q. Kong, D. Zhang, Y. Li, and Q.M. Yang, "Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater", Energy, Vol. 36, NO. 12, December 2011, pp. 6830-6838.
- [19] J. R. Thome, "Engineering Data Book III, Chapter 13", Lausanne, Switzerland, 2006.
- [20] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. Dewitt, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", Seventh Edition, New York: John Wiley and Sons, 2011, pp. 522-523.
- [21] R. DiPippo, "Second law assessment of binary plants generating power from low temperature geothermal fluids", Geothermics, Vol. 33, NO. 5, October 2002, pp. 565-586.
- [22] R. Petela, "Exergy of undiluted thermal radiation", Solar Energy, Vol. 74, NO. 6, June 2003, pp. 363 – 367.