

شبیه‌سازی و بررسی فنی - اقتصادی سامانه چیلر جذبی تک اثره آب - لیتیم برومید مدد یافته با انرژی خورشیدی

حسین کریمی‌نیا، فتح‌الله فرهادی*⁺

تهران، دانشگاه صنعتی شریف، دانشکده مهندسی شیمی و نفت

چکیده: انرژی خورشیدی یکی از انرژی‌های تجدیدپذیر است که برای بسیاری از فرآیندهای طبیعی کره زمین، حیاتی می‌باشد. کاربرد انرژی خورشیدی به منظور تأمین آب گرم مصرفی، گرمایش و سرمایش ساختمان‌ها در ایران در دهه‌های اخیر بسیار مورد توجه قرار گرفته است. در این مقاله، شبیه‌سازی و بررسی فنی - اقتصادی یک سامانه چیلر جذبی تک اثره آب - لیتیم برومید خورشیدی در شرایط اقلیمی اصفهان مطالعه شده است. بیشترین تقاضای انرژی سرمایشی برای این ساختمان ۱۷ کیلو وات می‌باشد که در تیرماه اتفاق می‌افتد. بنابراین یک چیلر جذبی با ظرفیت ۱۹ کیلو وات (۵ تن تبرید، متناظر با ساختمانی با زیر بنای ۲۰۰ متر مربع) انتخاب شد. ساعت‌های استفاده مفید از این سامانه سرمایشی خورشیدی از ۷ صبح الی ۷ بعد از ظهر، در روزهای یازدهم اردیبهشت تا هشتم مهرماه در نظر گرفته شد. فعالیت سامانه در زمان کمبود تابش خورشیدی با استفاده از انرژی ذخیره شده در مخزن ذخیره گرما و همچنین یک گرم‌کن کمکی ادامه می‌یابد. نتیجه‌های اقتصادی نشان می‌دهد که کلکتور لوله‌ای تخلیه شده با مساحت ۳۰ متر مربع بهترین انتخاب برای این شرایط می‌باشد. این سامانه در مقایسه با چیلرهای جذبی شعله مستقیم با ظرفیت یکسان، سالانه ۱۹۵ متر مکعب صرفه‌جویی در مصرف گاز طبیعی را به همراه دارد.

واژه‌های کلیدی: سرمایش جذبی مدد یافته با انرژی خورشیدی، تک اثره، آب - لیتیم برومید، شبیه‌سازی، بهینه‌سازی.

KEY WORDS: Solar assisted absorption chiller, Single-effect, Water- lithium bromide, Simulation, Optimization.

مقدمه

مهار کرد که همگی علمی و امکان‌پذیر هستند. اما صنعتی شدن و مقرون به صرفه بودن این روش‌ها وابسته به این است که آیا انرژی تأمین شده با این روش‌ها، می‌تواند با انرژی به دست آمده از سوخت‌های فسیلی و هسته‌ای رقابت کند یا خیر؟ بنابراین کوشش اصلی برای پژوهش و توسعه در زمینه انرژی خورشیدی باید همسو با یافتن راهی اقتصادی باشد [۱].

کشور ما بر روی کمربند خورشیدی کره زمین قرار دارد و از نظر دریافت تابش خورشیدی یکی از مساعدترین مناطق زمین است.

در سال‌های اخیر مصرف انرژی‌های فسیلی در ایران و جهان چند برابر شده است؛ افزون بر آن روند رو به افزایش قیمت سوخت‌های فسیلی و اثرهای مخرب زیست محیطی آن‌ها مانند آلودگی‌ها، افزایش دمای کره زمین و تخریب لایه اوزون، میل به استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر و پاک، همچون انرژی خورشیدی را دو چندان کرده است. خورشید یک منبع انرژی بی‌پایان می‌باشد که پتانسیل تأمین درصد بزرگی از انرژی مورد نیاز دنیا را دارد. انرژی خورشیدی را می‌توان از راه‌های گوناگون

*E-mail: farhadi@sharif.ir

*عهده دار مکاتبات

به یک منبع گرم نیاز دارد. سوخت‌های فسیلی، بخار آب، آب گرم و انرژی خورشیدی می‌توانند به عنوان تأمین کننده گرما در چیلر جذبی مورد استفاده قرار گیرند. همچنین لازم است اشاره شود که در این سامانه‌ها از ترکیب‌های فلوتور - کلر استفاده نمی‌شود، بنابراین چیلر جذبی مخرب لایه اوزون و محیط زیست نمی‌باشد.

شرح سامانه خورشیدی

اولین چیلر جذبی خورشیدی در سال ۱۹۷۷ میلادی توسط شرکت یازاکی ژاپن در ظرفیت‌های ۱۹، ۳۵ و ۷۰ کیلووات به بازار عرضه شد. ظرفیت ۳۵ کیلووات آن در آن موقع، بیشترین تقاضا را داشته است. مهم‌ترین سازندگان چیلر جذبی خورشیدی در قاره اروپا از کشورهای آلمان و اسپانیا می‌باشند. بیشترین تقاضا در این کشورها به ظرفیت‌های ۱۹ تا ۳۵ کیلووات محدود می‌شود [۵]. در شکل ۱ نمای کلی یک سامانه چیلر جذبی خورشیدی نشان داده شده است.

انرژی دریافت شده از طریق کلکتور توسط سیال سیکل خورشیدی به درون مخزن ذخیره گرما (T) منتقل می‌شود. مخزن، وظیفه ذخیره انرژی و انتقال آن را بر عهده دارد. درون مخزن، انرژی از جریان با دمای بیشتر (سیال عامل سیکل خورشیدی) به جریان با دمای کم‌تر (سیال عامل سیکل تبرید) منتقل می‌شود. در سامانه چیلر جذبی، درون محفظه تبخیر کننده^(۱)، گرمای جریان برگشتی از درون ساختمان (آب سرد شده^(۲)) گرفته می‌شود و باعث تبخیر مبرد می‌شود. بخار مبرد از درون تبخیر کننده گذشته و جذب محلول جاذب (در A) می‌شود. این فرایند باعث رقیق شدن محلول جاذب می‌شود. بنابراین برای بالا بردن قدرت جذب، محلول جاذب توسط نیروی پمپ (P) به ژنراتور (G) فرستاده می‌شود. درون ژنراتور محلول جاذب رقیق با جذب گرما، تغلیظ شده و مبرد تبخیر می‌شود. گرمای مورد نیاز ژنراتور از سیال عامل چرخه گرمایی دریافت می‌شود. مبرد تبخیر شده که دارای دما و فشار بالا می‌باشد به محفظه چگالنده (CON) فرستاده می‌شود. گرمای مبرد تبخیر شده (Q_c) درون چگالنده توسط آب خنک کن^(۳) گرفته شده و سرانجام مایع مبرد از درون روزنه‌های ورودی وارد محفظه تبخیر کننده می‌شود که باعث افت فشار مایع مبرد می‌شود برای مواقعی که انرژی خورشیدی جذب شده توسط کلکتور کافی نباشد یک گرمکن کمکی (AU) تعبیه شده تا دمای سیال عامل سیکل جذب را به حد دلخواه برساند. انرژی مصرفی در گرمکن کمکی از سوخت‌های فسیلی یا برق تأمین می‌شود.

بر اساس گزارش سازمان انرژی‌های نو ایران [۲]، سواحل دریای خزر کم تابش‌ترین منطقه ایران است که روزانه ۲/۸ تا ۳/۸ کیلووات ساعت بر متر مربع در سطح افقی انرژی دریافت می‌کند. مناطق آذربایجان، خورستان و خراسان شمالی تابشی برابر با ۳/۸ تا ۴/۵ کیلووات ساعت بر متر مربع را دریافت می‌کنند. مناطق مرکزی با بیشترین میزان دریافت به طور متوسط روزانه ۴/۵ تا ۵/۲ کیلووات ساعت بر متر مربع تابش خورشیدی را دریافت می‌کنند؛ به عنوان نمونه استان‌های فارس و کرمان با دریافت ۵/۲ تا ۵/۴ کیلووات ساعت بر متر مربع، بالاترین میزان تابش روزانه خورشیدی را دارند. این عددها نشان دهنده در دسترس بودن و گستردگی انرژی خورشیدی در ایران می‌باشد. در استفاده از انرژی خورشیدی به عنوان منبع تأمین کننده سرمایه باید این نکته را در نظر داشت که تابش نور خورشید مهم‌ترین عامل تعیین کننده دمای محیطی است. بنابراین نیاز به سرمایش در دوره تابستان بیشتر از زمان‌های دیگر است. افزون بر این ساعت‌ها بیشترین دما رابطه نزدیکی با سطح تابش بیشینه خورشیدی دارد. عامل‌های دیگری همچون رطوبت، وزش باد نیز بر نیاز سرمایشی اثر گذاشته و می‌توانند همبستگی بین شدت تابش خورشید و تقاضای سرمایشی را تغییر دهند [۳]. به طور کلی می‌توان فرض کرد که میزان بار سرمایشی مورد نیاز، همگام با میزان تابش خورشیدی باشد.

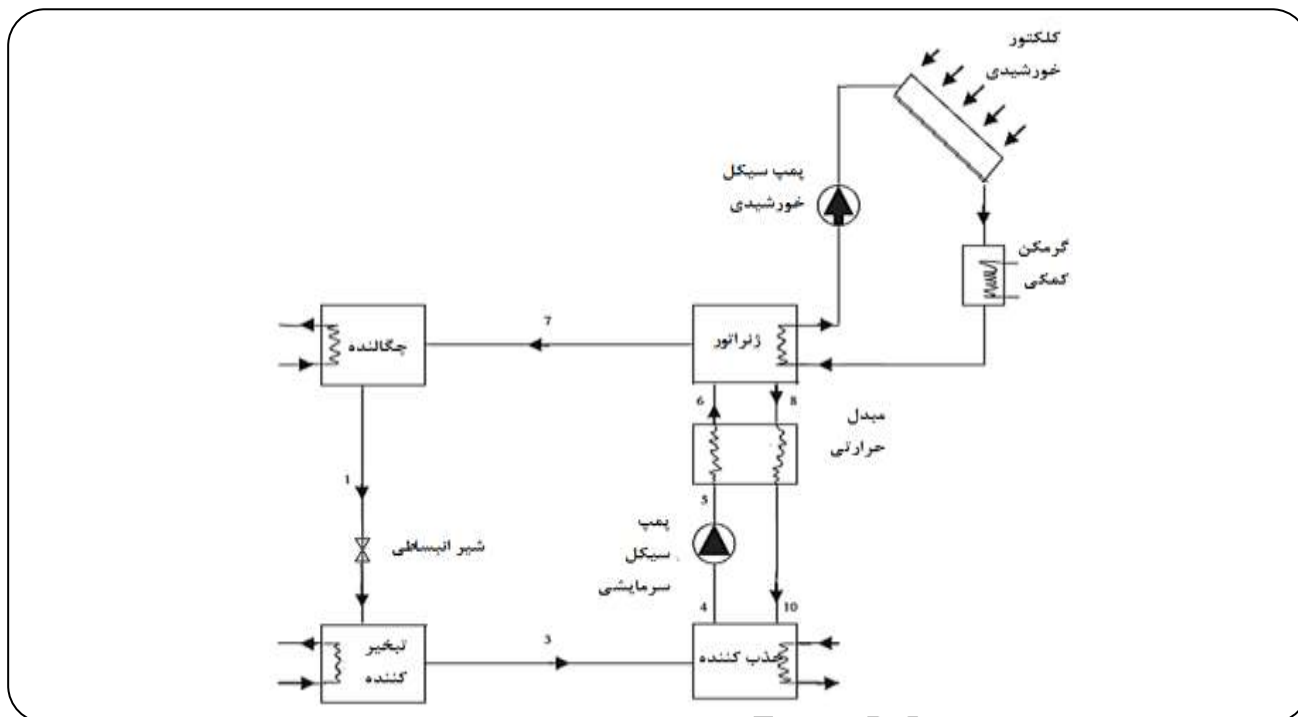
برای تأمین سرمایش فضاهای ساختمانی، سه نوع سامانه سرمایشی در کشور متداول است: تبخیری، تراکمی و جذبی. تفاوت عمده سامانه سرمایش تراکمی و جذبی، جایگزینی ژنراتور و ماده جاذب در سامانه‌های سرمایش جذبی به جای کمپرسور در سامانه تراکمی است. هدف از ایجاد این تغییرات، کاهش مصرف انرژی الکتریکی است؛ چرا که کمپرسور موجود در سامانه‌های تراکمی برای مترام کردن سیال با حجم مخصوص بالا، انرژی الکتریکی زیادی نیاز دارند ولی در سامانه‌های جذبی، برای تأمین سرمایش مورد نیاز احتیاج به یک منبع گرمایی می‌باشد. سرمایش جذبی یکی از اولین و قدیمی‌ترین روش‌های تهویه مطبوع و برودت می‌باشد. اولین چیلر جذبی در سال ۱۸۶۰ میلادی توسط فردیناند کاره^(۱) فرانسوی اختراع شد و در آمریکا به ثبت رسید. اساس کار دستگاه تبرید جذبی بر این اصل استوار است که می‌توان بخار سیال مبرد را در مایعی جذب کرد. هر چه دمای مایع جاذب کمتر باشد، میزان جذب بخار در آن بیشتر است [۴]. این سامانه برای جداسازی محلول رقیق جاذب و جذب شونده

(۱) Ferdinand Carré

(۲) Evaporator

(۳) Chilled water

(۴) Cooling water



شکل ۱- نمای ساده شده یک سامانه چیلر جذبی تک اثره مدد یافته خورشیدی برای شبیه سازی.

اجزای سامانه

چیلر جذبی

که به آن چیلر جذبی شعله مستقیم گویند. در روش دوم از بخار آب برای ژنراتور استفاده می‌شود. در روش سوم که به چیلر جذبی آب‌گرم معروف است، آب‌گرم در محدوده ۸۰ تا ۹۵ درجه سلسیوس وارد ژنراتور شده و گرمای مورد نیاز را تأمین می‌کند [۶].

در این پژوهش، سامانه سوم یاد شده برای ساختمانی با زیر بنای ۲۰۰ متر مربع در شهری با شرایط آب‌وهوایی اصفهان در نظر گرفته شد. برای این متراتژ یک چیلر جذبی آب‌گرم یک مرحله‌ای با ظرفیت ۱۹ کیلووات (۵ تن تبرید) کافی می‌باشد دمای آب‌گرم ورودی به ژنراتور ۸۸ درجه سلسیوس، آب خنک کننده ۳۱ درجه سلسیوس و آب سرد شده خروجی ۷ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است. همچنین ضریب کارایی^(۱) چیلر جذبی مورد نظر طبق کاتالوگ شرکت سازنده ۰/۷ می‌باشد [۷]. در این پژوهش یک سیکل تبرید جذبی شبیه‌سازی شد که بخشی از انرژی مورد نیاز آن از کلکتورهای خورشیدی تأمین می‌شود و سپس مقادارهای بهینه پارامترهای حاکم به‌دست آمد.

کلکتور خورشیدی

منبع اصلی تأمین انرژی در سامانه مورد بررسی تابش خورشید می‌باشد. کلکتور به عنوان قلب قسمت خورشیدی،

چیلرهای جذبی را به چند روش می‌توان تقسیم‌بندی نمود: یک روش متداول برای تقسیم‌بندی چیلرهای جذبی، برحسب نوع سیال کاری چیلر می‌باشد. دو سامانه متداول با استفاده از این روش آب - لیتیم برومید و آمونیاک - آب هستند. البته سامانه‌های دیگری همچون آب - سیلیکاژل و متانول - کربن فعال نیز ساخته شده‌اند اما به علت راندمان پایین، هنوز از آنها استفاده تجاری نمی‌شود. چیلرهای جذبی آمونیاک - آب برای کاربردهای سرمایشی زیر صفر درجه سانتی‌گراد و سامانه آب - لیتیم برومید برای کاربردهای سرمایشی بالای صفر درجه (۵ درجه) سلسیوس مورد استفاده قرار می‌گیرند افزون بر این روش، چیلرهای جذبی را می‌توان از نظر تعداد ژنراتور نیز تقسیم‌بندی نمود. از این منظر چیلرهای جذبی شامل دو دسته تک اثره و دو اثره می‌باشند. راندمان نوع دو اثره بیشتر از نوع تک اثره است؛ از طرفی دمای بالاتری در ژنراتور نوع دو اثره نسبت به نوع تک اثره مورد نیاز است. انرژی مورد نیاز در ژنراتور چیلرهای جذبی به سه طریق تأمین می‌شود. در روش اول انرژی گرمایی از طریق شعله مستقیم به سیال ژنراتور انتقال داده می‌شود

(۱) Coefficient of Performance

جدول ۱- ویژگی‌های کلکتور صفحه تخت ساخت شرکت پلار [۹].

واحد	مقدار		
m	۰٫۹۴×۲	اندازه‌های بیرونی	
m ²	۱٫۵۷	مساحت سطح جاذب	
kg	۴۲٫۹	وزن	
---	۰٫۷۸	a ₀	ضریب‌ها بازده
kJ/hr.m ² .K	۵٫۰۴	a ₁	
kJ/hr.m ² .K ²	۰٫۳۲۴	a ₂	

در دماهای بالاتری نسبت به کلکتور صفحه تخت کار کند. همچنین مهمترین تفاوت کلکتورهای لوله‌ای تخلیه شده با لوله‌های گرمایی این است که سیال داخل لوله کلکتورهای لوله‌ای تخلیه شده، که به‌طور معمول از متانول یا اتانول استفاده می‌شود، با سیال سیکل خورشیدی ارتباط ندارد. راندمان حرارتی کلکتورهای صفحه تخت و کلکتورهای لوله‌ای تخلیه شده بر اساس رابطه هاتل - ویلر (معادله (۱)) محاسبه می‌شود [۸]. ضرایب a₀، a₁ و a₂ که به ضرایب بازده کلکتور معروف می‌باشند، از آزمون‌های به عمل آمده بر روی کلکتورها با توجه به استاندارد ASHRAE محاسبه شوند.

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{(\Delta T)}{I_T} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_T} \quad (1)$$

توضیح‌های بیشتر در مورد اجزا و چگونگی عملکرد این نوع کلکتورها در مراجع [۸، ۳] موجود می‌باشد. در جدول‌های ۱ و ۲ ویژگی‌های کلکتور صفحه تخت و لوله‌ای تخلیه شده رایج در کشور و مورد استفاده در این مقاله آمده است.

مخزن ذخیره حرارت

انرژی خورشیدی، یک منبع انرژی ثانویه است. بنابراین در صورت نیاز به فعالیت مداوم سامانه تهویه مطبوع خورشیدی لازم است که در ساعت‌های کاهش یا عدم تابش خورشید، انرژی مورد نیاز سامانه به شکلی تأمین شود. تأمین گرمای مورد نیاز در زمان کمبود به دو روش صورت می‌گیرد. در روش اول گرمای جذب شده اضافی، در ساعت‌های پرتابش ذخیره می‌شود تا در صورت نیاز از آن استفاده شود [۱۰]. این کار با استفاده از مخزن ذخیره سازی گرمایی انجام می‌شود. در روش دوم با استفاده از یک سامانه پشتیبان گرمایی (به‌طور عموم برقی یا گرمایی) انرژی مورد نیاز تأمین می‌شود.

تابش خورشید را به انرژی گرمایی تبدیل می‌کند. سپس گرمای تولیدی توسط سیال سیکل خورشیدی به مخزن ذخیره سازی گرمای منتقل می‌شود. انواع مختلف کلکتورهای خورشیدی موجود را می‌توان برای کاربردهای تهویه مطبوع در نظر گرفت. کلکتورهای صفحه تخت^(۱)، کلکتورهای لوله‌ای تخلیه شده^(۲) از این دسته هستند. اما تشخیص این‌که کدام یک از کلکتورها برای سامانه مورد نظر مقرون به صرفه می‌باشد به انجام محاسبه‌های اقتصادی نیاز دارد که در بخش‌های بعدی بیان شده است. در کلکتورهای صفحه تخت، انرژی خورشیدی از پوشش شفاف عبور می‌کند و به سطح جذب کننده سیاه رنگ با ضریب جذب بالا که در زیر آن قرار دارد برخورد می‌کند، مقدار زیادی انرژی توسط صفحه سیاه رنگ جذب شده که قسمتی از آن به سیالی که در زیر آن در حال گردش است منتقل می‌شود و بقیه آن تلف می‌شود. کارایی کلکتورهای صفحه تخت به علت تلفات گرمایی از صفحه جذب کننده پایین می‌باشد.

کلکتورهای لوله‌ای تخلیه شده شامل یک استوانه دوجداره شیشه‌ای در بالای یک صفحه جذب کننده می‌باشد. گرمای جذب شده توسط صفحه جاذب به لوله قرار گرفته در زیر آن که به‌طور معمول مسی می‌باشد منتقل می‌شود. درون لوله مسی سیالی با نقطه جوش پایین (مانند اتانول) جریان دارد که حرارت جذب شده را به سیال دیگری که سیال سیکل خورشیدی نامیده می‌شود و به‌طور معمول محلول آب و گلیکول می‌باشد منتقل می‌کند. به علت شکل هندسی مدور، این کلکتور در مقابل فشارهای داخلی یا خارجی مقاوم بوده و بنابراین می‌تواند با خلا نمودن هوای بین دوجداره شیشه‌ای (تا حدود ۱۰^{-۴} میلیمتر جیوه)، به‌طور عملی اتلاف‌های ناشی از انتقال حرارت جابجایی از صفحه جذب کننده را به کمترین مقدار ممکن کاهش داد. بنابراین کلکتور می‌تواند

(۱) Flat plate collectors

(۲) Evacuated tube collector

جدول ۲- ویژگی‌های کلکتور لوله‌ای تخلیه شده ساخت شرکت یازاکی [۷].

واحد	مقدار		
mm	۲۰۰×۱۴۰۸	ابعاد بیرونی	
mm	۵۸×۱۷۲۰	سطح لوله جاذب	
---	۳۰	تعداد لوله‌ها	
m ²	۲۹۹۳	مساحت سطح جاذب	
kg	۱۱۰	وزن	
---	۰.۵۸۶	a ₀	ضرایب بازده
kJ/hr.m ² .K	۴,۱۴۳۶	a ₁	
kJ/hr.m ² .K ²	۰.۲۹۱۶	a ₂	

۶- خروجی تبخیرکننده و چگالنده به صورت مبرد اشباع است. برای تحلیل سیکل جذب، موازنه جرم و انرژی برای هر جز نشان داده شده در شکل ۱ لازم می‌باشد.

بازده میدل حرارتی (E) بر اساس تعریف رایج کارایی میدل‌ها، طبق معادله (۲) و استفاده از آنتالپی جریان‌ها چنین محاسبه می‌شود:

$$\varepsilon = \frac{h_g - h_a}{h_g - h_e} \quad (2)$$

دما و آنتالپی تعادلی محلول آب - لیتیم برومید طبق معادله‌های (۳) و (۴) قابل محاسبه می‌باشد [۱۱].

$$T_{sol} = T_{ref} \sum_{i=0}^3 a_i X^i + \sum_{i=0}^3 b_i X^i \quad (3)$$

$$h_{sol} = \sum_{i=0}^4 c_i X^i + T_{sol} \sum_{i=0}^4 d_i X^i + T_{sol}^2 \sum_{i=0}^4 e_i X^i \quad (4)$$

ضریب کارایی (COP) واقعی سیکل سرمایش جذبی برابر است با [۱۱]:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (5)$$

کلکتور خورشیدی

تابش خورشید از دو بخش مستقیم و پراکنده تشکیل شده است. به منظور محاسبه تابش نهایی باید سهم هر یک از بخش‌ها مشخص باشد. در این مقاله از منحنی‌های درونیابی برای بدست آوردن تابش در زمان‌های مختلف استفاده شده است. در صورتی که تنها، مقدارهای تابش بر روی سطح افقی معلوم باشد، می‌توان با استفاده از رابطه‌های همبستگی مقادیر دیگر تابش را به دست آورد.

در این مقاله از ترکیب دو روش استفاده شد. در صورتی که فقط از مخزن ذخیره گرما استفاده شود لازم است تا مخزنی با حجم زیاد مورد استفاده قرار گیرد [۱۱] و در صورتی که فقط از گرم‌کن کمکی استفاده شود انرژی جذب شده در زمان پرتابش خورشیدی به هدر می‌رود. بنابراین استفاده همزمان از این دو باعث کاهش حجم مخزن و سوخت مصرفی گرم‌کن کمکی می‌شود.

گرم‌کن کمکی

در چیلرهای جذبی خورشیدی متداول، انرژی تولید شده در گرم‌کن کمکی به مخزن ذخیره منتقل می‌شود و دمای مخزن همواره در سطح مشخصی ثابت نگه داشته می‌شود [۱۲]. در این پژوهش، گرمای تولیدی در گرم‌کن کمکی قبل از ژنراتور به چیلر جذبی انتقال داده شد تا موجب کاهش میزان انرژی مصرفی در گرم‌کن کمکی و افزایش راندمان کلکتور شود.

رابطه‌های مدل‌سازی

سیکل جذب

کارایی یک سیکل جذبی به خوبی توسط مدل‌های ترمودینامیکی، قابل شبیه‌سازی می‌باشد [۱۱]. فرضیه‌های اساسی برای مدل ترمودینامیکی سیکل جذب عبارتند از:

- ۱- پایا بودن سامانه.
- ۲- صرف‌نظر کردن از افت فشار و اتلاف گرمای ناشی از اجزا و لوله‌ها.
- ۳- بی‌دررو بودن شیر انبساط.
- ۴- آیزنتروپیک بودن پمپ‌ها.
- ۵- خروجی ژنراتور و جذب کننده به صورت محلول اشباع است.

می‌باشد. افزون بر آن سازماندهی سامانه‌های پیچیده به صورت قابل فهم، تخمین میزان انرژی منتقل شده از سامانه، پیش‌بینی دمای قسمت‌های مختلف و بررسی تغییرعامل‌های گوناگون بر عملکرد سامانه با استفاده از یک شرایط آب و هوایی همانند از برتری‌های دیگر شبیه‌سازی کامپیوتری می‌باشد. البته محدودیت‌هایی همچون نبود قابلیت بهینه‌سازی سامانه و نبود کنترل بر روی مرزها نیز وجود دارد.

در این پژوهش از نرم افزار شبیه‌سازی TRNSYS برای بخش خورشیدی استفاده شد. این نرم‌افزار توسط اعضای بخش انرژی خورشیدی دانشگاه ویسکانسین آمریکا تولید و توسعه یافته است و قابلیت مدل‌سازی و شبیه‌سازی سامانه کلکتور خورشیدی و سامانه تبرید جذبی را دارد.

داده‌های ورودی نرم‌افزار بیشتر مربوط به سیال مورد استفاده در چرخه خورشیدی مانند دمای سیال ورودی به کلکتور، شدت جریان و گرمای ویژه سیال عامل می‌باشد. یکی از ایرادهای این نرم‌افزار تنها انجام محاسبات گرمایی سامانه بدون انجام محاسبات هیدرولیکی و تأثیر فشار است. چون دمای خروجی از کلکتور می‌تواند از دمای جوش آب بالاتر رود پس لازم است تا برای جلوگیری از مشکلات ناشی از تبخیر سیال در سیکل خورشیدی و همچنین محاسبات مربوط، فشار سیکل خورشیدی را افزایش داد. این امکان در نرم افزار دیده نشده است به هر حال به علت نبود پارامتر فشار فرض می‌شود که با بالا رفتن دمای سیال تغییر فاز رخ ندهد و ضرایب گرمایی نیز تغییر نکنند. همچنین یادآور می‌شود که در این شبیه‌سازی سیال سیکل خورشیدی مخلوط آب - پروپیلن گلیکول با درصد وزنی برابر در نظر گرفته شد.

در این نرم افزار لازم است که ویژگی‌های آب و هوایی محل مورد نظر مشخص شوند که برای این منظور از اطلاعات هواشناسی شهر اصفهان استفاده شد. سپس اجزای سامانه مانند کلکتور، چیلر جذبی، مخزن ذخیره حرارت، گرمکن کمکی و ... انتخاب و مشخصات هر کدام تعیین شد. سپس با تغییر عامل‌های مؤثر بر راندمان سامانه مقدار بهینه انتخاب شدند.

دوره زمانی استفاده از چیلر خورشیدی از یازدهم اردیبهشت ماه (اول می) تا هشتم مهر ماه (آخر سپتامبر) از ساعت ۷ الی ۱۹ در نظر گرفته شد. جهت شبیه‌سازی سامانه فرضیاتی بر اساس رابطه‌های ریاضی و نتیجه‌های آزمایشگاهی منتشر شده سایر پژوهشگران در نظر گرفته شده‌اند [۸، ۱۲]:

محاسبه‌ها از زمان t_{d1} تا t_{d2} که برابر با ساعت خورشیدی ω_{d1} و ω_{d2} می‌باشد، انجام می‌پذیرد. اگر در این بازه زمانی غروب یا طلوع خورشید رخ دهد، در آن هنگام نسبتی از زمان که خورشید زیر خط افق قرار دارد در نظر گرفته نمی‌شود.

میزان کل تابش ویرای جو^(۱) محاسبه شده در بازه بین دو ساعت خورشیدی (ω' و ω'') به صورت تابعی از میل خورشیدی و عرض جغرافیایی محل برابر است با [۸]:

$$I_{\omega''}^{\omega'} = \int_{\omega''}^{\omega'} S_c E (\cos\Phi \cos\delta \cos\omega + \sin\Phi \sin\delta) d\omega \quad (6)$$

مخزن ذخیره گرما

ظرفیت گرمایی یک مخزن (Q_s) به‌طور کامل همزده و بدون عایق‌بندی حرارتی که مایع در همه نقاط آن دمای همسانی دارد با اختلاف دمای ΔT_s برابر است با:

$$Q_s = (M C_p)_s \Delta T_s \quad (7)$$

بقای انرژی در مخزن ذخیره عبارت خواهد بود از:

$$(M C_p)_s \frac{dT_s}{dt} = Q_u - Q_l - Q_{tl} \quad (8)$$

نرخ انرژی اتلافی از مخزن از رابطه ۹ به دست می‌آید:

$$Q_{tl} = (UA)_s (T_s - T_{env}) \quad (9)$$

برای تعیین عملکرد بلند مدت مخزن ذخیره معادله بقای انرژی مخزن به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$(M C_p)_s \frac{T_{s-n} - T_s}{\Delta t} = Q_u - Q_l - Q_{tl} \quad (10)$$

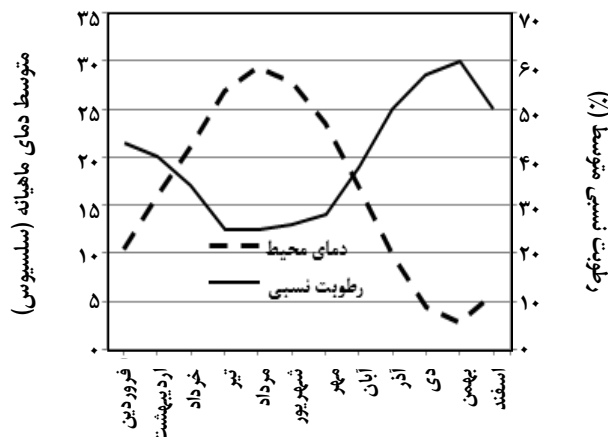
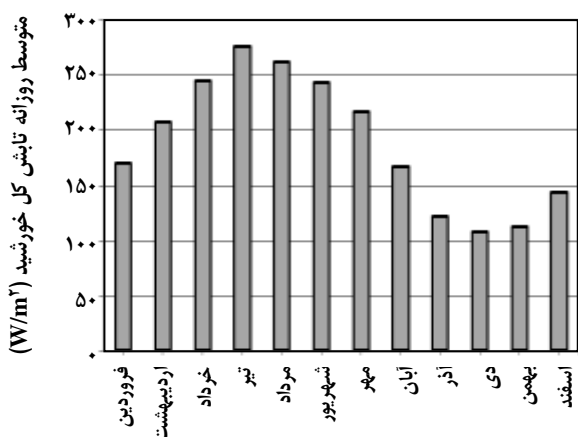
$$T_{s-n} = T_s + \frac{\Delta t}{(M C_p)_s} [Q_u - Q_l - (UA)_s (T_s - T_{env})] \quad (11)$$

در این دو معادله فرض شده است که اتلاف گرما در مدت زمان Δt ثابت است و همچنین چگالی سیال در اثر تغییرهای دما در مخزن تغییر نمی‌کند. این در حالی است که چگالی سیال با افزایش دما کاهش می‌یابد.

شبیه‌سازی و فرضیات

شبیه‌سازی کامپیوتری سامانه‌های گرمایی برتری‌های بسیاری را به همراه دارد. مهمترین آنها حذف هزینه ساخت نمونه پیش‌ساز

(۱) Extraterrestrial radiation



شکل ۳- متوسط تابش کل روزانه خورشید بر هر مترمربع از یک سطح افقی بر اساس اطلاعات سازمان هواشناسی برای شهر اصفهان [۲۱]

شکل ۳ متوسط تابش کل روزانه خورشید بر هر متر مربع از یک سطح افقی در این منطقه را نشان می‌دهد [۲۱]. متوسط تابش خورشیدی در مدت زمان اشاره شده به طور متوسط برابر $16/4 \text{ MJ/m}^2 \cdot \text{day}$ (190 W/m^2) می‌باشد. خورشید به طور متوسط در هر سال $3274/4$ ساعت به این منطقه تابش دارد. این عددها و داده‌های هواشناسی نشان دهنده تابش خورشیدی مناسب در این منطقه می‌باشد.

انتخاب شرایط بهینه سامانه

عامل‌های موثر زیادی بر تابش جذب شده سامانه تبرید خورشیدی دخالت دارند. دسته‌ای از این عامل‌ها همچون میزان تابش خورشیدی دریافتی در طول روز، دمای محیط، سرعت وزش باد و جهت آن و میزان رطوبت نسبی وابسته به شرایط آب و هوایی محل مورد نظر می‌باشند. دسته دیگری از این عامل‌ها در هنگام طراحی و نصب تجهیزات تعیین می‌شوند. این دسته باید به گونه‌ای انتخاب شوند که راندمان سامانه در بیشترین مقدار ممکن باشد. شیب و جهت نصب کلکتور خورشیدی، شدت جریان سیال خورشیدی و اندازه مساحت کلکتور نیز از این دسته می‌باشند. محاسبه شرایط بهینه برای این موارد به روش زیر می‌باشد:

- **شیب و جهت نصب کلکتور خورشیدی:** برای اینکه کلکتور خورشیدی در مدت استفاده بیشترین جذب تابش خورشیدی را داشته باشند، در نیم کره شمالی با زاویه‌ای نسبت به افق و رو به جنوب در امتداد نصف النهار نصب می‌شوند.

شکل ۲- متوسط دمای ماهیانه و متوسط رطوبت نسبی بر اساس اطلاعات اقلیمی شهر اصفهان [۲۰].

۱- تنها منبع مصرف کننده انرژی در این سامانه ژنراتور چیلر جذبی است و از انرژی مصرفی توسط سایر تجهیزات (مانند برق مصرفی پمپ‌ها و سامانه آب خنک کننده) صرف نظر شد.

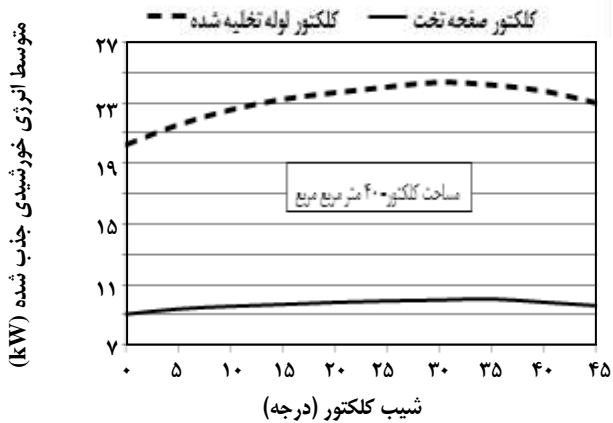
۲- از این سامانه خنک کننده در فصل‌های گرم سال که متوسط دمای روزانه محیط از دمای درون ساختمان بیشتر است، استفاده می‌شود. بنابراین برای کاهش انرژی اتلافی سامانه، مخزن ذخیره حرارت در بیرون از ساختمان و در زیر نور خورشید در نظر گرفته شد.

۳- در این سامانه احتیاج به ضد یخ نمی‌باشد زیرا دما در این دوره بالای صفر درجه سلسیوس می‌باشد.

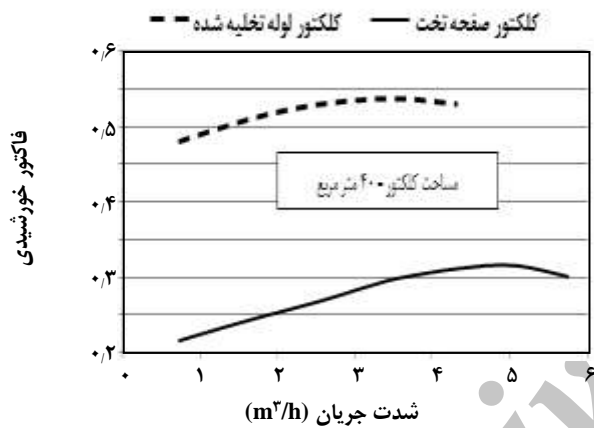
۴- یک پمپ در سیکل خورشیدی در نظر گرفته شد که سیال را از مخزن به کلکتور پمپ می‌کند. در شبیه سازی، سامانه کنترلی برای این مواقع پیش‌بینی شده است تا جریان سیکل خورشیدی را با ارسال پیغام به پمپ قطع کند. این کار با دریافت دمای سیال خروجی از کلکتور و دمای سیال خروجی از مخزن به سمت کلکتور انجام می‌شود. در نتیجه مدار خورشیدی به‌طور کامل از سامانه جدا می‌شود.

داده‌های هواشناسی

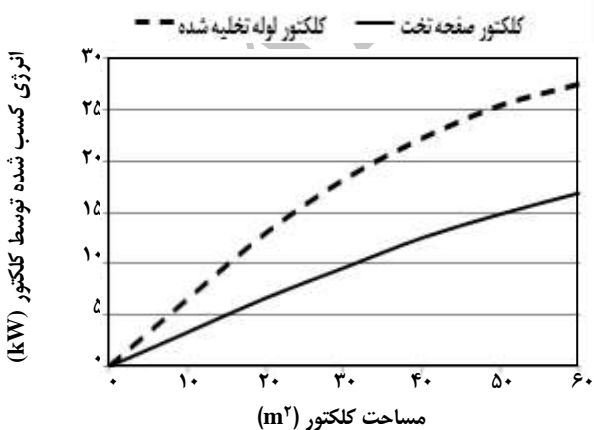
سامانه تبرید خورشیدی مورد نظر برای تهیه مطبوع فضای مسکونی به مساحت 200 متر مربع واقع در شهر اصفهان در نظر گرفته شد. اصفهان در عرض جغرافیایی $32/37 \text{ N}$ و طول جغرافیایی $51/40 \text{ E}$ و ارتفاع 1550 متر از سطح دریا قرار دارد. شکل ۲ متوسط دمای ماهیانه و متوسط رطوبت نسبی [۲۰] و



شکل ۴- اثر شیب صفحه کلکتور بر تابش خورشیدی جذب شده توسط دو نوع کلکتور تخت و لوله‌ای تخلیه شده بر اساس معادله (۶).



شکل ۵- تأثیر شدت جریان سیال سیکل خورشیدی بر فاکتور خورشیدی (نسبت انرژی صرفه جویی شده به خاطر استفاده از انرژی خورشیدی به انرژی مصرفی در سامانه بدون انرژی خورشیدی) برای دو نوع کلکتور.



شکل ۶- انرژی جذب شده توسط کلکتور بر حسب مساحت آن.

• در شکل ۴ تابش خورشیدی جذب شده توسط کلکتور صفحه تخت و کلکتور لوله‌ای تخلیه شده در زاویه‌های گوناگون نصب کلکتور نسبت به افق محاسبه و رسم شده است. بهترین زاویه در شهر اصفهان برای کلکتور لوله‌ای تخلیه شده برابر ۳۰ درجه و برای کلکتور صفحه تخت برابر ۳۵ درجه می‌باشد.

• **شدت جریان سیال سیکل خورشیدی:** در شکل ۵ تأثیر افزایش شدت جریان سیال سیکل خورشیدی بر انرژی جذب شده توسط کلکتور با استفاده از فاکتور خورشیدی نشان داده شده است. دیده می‌شود که با افزایش شدت جریان، فاکتور خورشیدی در ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد (فاکتور خورشیدی نسبت میزان انرژی صرفه جویی شده به خاطر استفاده از انرژی خورشیدی به میزان انرژی مصرفی در سامانه بدون انرژی خورشیدی می‌باشد). برای سیکل کلکتور صفحه تخت بهترین شدت جریان ۵ متر مکعب بر ساعت و برای کلکتور لوله‌ای تخلیه شده برابر ۳/۶ متر مکعب بر ساعت می‌باشد.

• **مساحت کلکتور خورشیدی:** این پارامتر تأثیر زیادی بر تابش جذب شده سامانه دارد. با افزایش مساحت کلکتور، انرژی جذب شده توسط کلکتور افزایش می‌یابد. این تغییرات در شکل ۶ نشان داده شده است. از طرفی با افزایش مساحت کلکتور هزینه سرمایه‌گذاری اولیه کلکتور افزایش می‌یابد. بنابراین لازم است تا اندازه کلکتور به گونه‌ای انتخاب گردد که هزینه کمتری برای خرید و نصب کلکتور و سوخت صرف شود. این کار نیاز به انجام محاسبات اقتصادی دارد که در بخش بعدی مورد بررسی قرار گرفته است.

تجزیه و تحلیل اقتصادی

مهمترین مسئله در طراحی فرآیندهای خورشیدی، یافتن سامانه‌ای با کمترین هزینه در طول عمر مفید آن می‌باشد. در اصل با یک سامانه چند تجهیز روبرو هستیم که هر تجهیز تأثیری بر روی کارایی کل سامانه خورشیدی و در نهایت بر روی هزینه‌های انجام شده دارد. اما در بیشتر موارد این مسئله به یک حالت ساده‌تر تبدیل می‌شود که آن تعیین اندازه کلکتور خورشیدی برای بار سرمایشی مورد نیاز (در صورت ثابت بودن سایر پارامترها همچون اندازه مخزن ذخیره حرارت) است. این ساده‌سازی تأثیر چندانی بر روی نتیجه‌ها نخواهد داشت زیرا اندازه کلکتور بیشترین تأثیر را بر روی راندمان سامانه و سرانجام هزینه‌ها می‌گذارد [۸].

جدول ۳ - مقدارهای استفاده شده در تجزیه و تحلیل اقتصادی.

پارامتر	مقدار	واحد
کلکتور خورشیدی صفحه تخت [۹]	۱/۶۰۰/۰۰۰	m ² / ریال
کلکتور خورشیدی لوله‌ای تخلیه شده [۷]	۳/۴۰۰/۰۰۰	m ² / ریال
مخزن ذخیره گرما [۲۲]	۲۰/۰۰۰/۰۰۰	m ³ / ریال
چیلر جذبی [۲۳]	۲۵/۵۰۰/۰۰۰	کیلووات / ریال
برج خنک کننده [۲۲]	۶۳۸/۰۰۰	کیلووات / ریال
گرم‌کن کمکی [۲۲]	۷۶۰/۰۰۰	کیلووات / ریال
پمپ [۲۲]	۲/۵۰۰/۰۰۰	ریال
قیمت برق [۲۴]	۱/۰۰۰	کیلووات ساعت / ریال
قیمت گاز طبیعی [۲۵]	۳/۰۰۰	مترمکعب / ریال
نرخ تورم سالانه [۲۶]	۲۰	%
نرخ افزایش قیمت سوخت [۲۶]	۱۵	%
عمر مفید	۲۵	سال

و نصب تجهیزات می‌باشد و هزینه بهره برداری این سامانه شامل هزینه برق و گاز مصرفی و هزینه تعمیر و نگهداری آن می‌باشد (جدول ۳). هزینه تعمیر و نگهداری نیز به صورت درصدی از هزینه سرمایه گذاری اولیه برآورد شده است. با در نظر گرفتن هزینه‌های ذکر شده می‌توان کل هزینه انجام شده در مدت زمان عمر مفید سامانه را به دست آورد. بنابراین برای محاسبه زمان بازگشت سرمایه (PBP) سطح کلکتور به عنوان متغیر مستقل و سایر پارامترها با توجه به آن محاسبه شده و هزینه انجام شده در مقابل هزینه صرفه جویی شده محاسبه شده و زمانی که این دو با هم برابر می‌شود، به دست می‌آید. نتیجه روش توضیح داده شده در شکل ۸ برای کلکتورهای صفحه تخت و تخلیه شده آورده شده است. همان گونه که در این شکل دیده می‌شود برای دو نوع کلکتور در نظر گرفته شده، سامانه‌ای با کلکتور لوله‌ای تخلیه شده به مساحت ۳۰ متر مربع و کلکتور صفحه تخت به مساحت ۷۰ متر مربع دوره بازگشت کمتری را دارند که به ترتیب ۱۶/۳ و ۳۵/۳ سال پس از شروع بهره‌برداری است. لازم است توجه شود که مدت زمان بازگشت سرمایه برای این سامانه با استفاده از کلکتور صفحه تخت بیش از عمر مفید سامانه می‌باشد. بنابراین استفاده از این نوع کلکتور مقرون به صرفه نمی‌باشد.

چند رابطه اقتصادی برای تخمین و بهینه‌سازی سامانه‌های خورشیدی پیشنهاد شده است. یکی از این روش‌ها، روش دوره بازگشت سرمایه (PBP) می‌باشد. در این روش مدت زمانی که باید از راه‌اندازی سامانه بگذرد تا صرفه‌جویی صورت گرفته در مصرف سوخت برابر با هزینه سرمایه‌گذاری اولیه شود محاسبه می‌شود [۸] (معادله (۱)).

$$PBP = \frac{\ln \left[\frac{C_s(i_f - d)}{FLC_{F1}} + 1 \right]}{\ln \left(\frac{1 + i_f}{1 + d} \right)} \quad (12)$$

$$C_s = C_{sc}A_{coll} + C_{st}V_{st} + C_{Abs}Q_{evp} + C_{ct}Q_{ct} + C_{ax}Q_{ax} + C_{pump}P_{pump} \quad (13)$$

مقادیر استفاده شده در تجزیه و تحلیل اقتصادی در جدول ۳ آورده شده است. محاسبات اقتصادی برای مساحت‌های مختلف کلکتور صفحه تخت و لوله‌ای تخلیه شده طبق معادله (۱۲) انجام شده است.

برای تجزیه و تحلیل اقتصادی چنین سامانه‌ای لازم است که سرمایه گذاری اولیه و هزینه تعمیر و نگهداری در مقابل انرژی صرفه جویی شده در طول عمر مفید آن با هم مقایسه شوند. هزینه سرمایه گذاری اولیه چنین سامانه‌ای شامل هزینه خرید

جدول ۴ - میزان انرژی و هزینه صرفه جویی شده سالیانه.

صرفه جویی سالیانه در مصرف انرژی (MJ)	صرفه‌جویی سالیانه در مصرف گاز (m ³)	صرفه جویی در هزینه سالیانه (ریال)
۳۷/۴۷۰	۸۹۵	۲/۶۸۵/۰۰۰

به قیمت مصرفی برق و گاز و همچنین طراحی سامانه بستگی مهمی دارد. به صورت نسبی در مقایسه با سایر طرح‌ها این زمان طولانی به نظر می‌آید ولی با توجه به تغییر شدید هزینه انرژی در کشور این رقم نیز دستخوش تغییر شده است. همچنین در این محاسبه زیان‌های غیر مستقیم و گراف زیست محیطی در نظر گرفته نشده که در روزهای وارونگی هوای شهرهایی مثل اصفهان و تهران بسیار سنگین است.

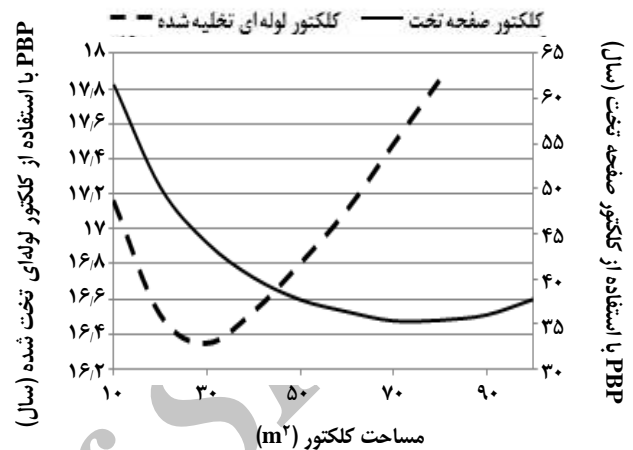
محاسب‌های بالا برای شرایط آب و هوایی اصفهان انجام گرفته است، می‌توان این نتیجه‌ها را برای منطقه‌هایی با تابش خورشیدی برابر یا بیشتر (مانند کرمان یا یزد) نیز در نظر گرفت. با در نظر گرفتن مشکلات زیست محیطی که به خاطر استفاده از سوخت‌های فسیلی ایجاد شده است، جبران بخشی از انرژی مصرفی دستگاه‌های تهویه مطبوع توسط انرژی خورشیدی می‌تواند گزینه زیست سازگار بسیار مناسبی باشد.

قدردانی

نویسندگان از شرکت بهینه سازی مصرف سوخت برای حمایت مالی این پژوهش و همچنین از تحصیلات تکمیلی دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم تحقیقات و جناب آقای دکتر عطایی برای در اختیار گذاشتن نرم‌افزار TRNSYS سپاس‌گذاری می‌کنند.

فهرست نمادها

A_{coll}	سطح کلکتور
a_2 و a_1 ، a_0	ضرایب بازده کلکتور
$a_i - e_i$	ثابت های موازنه آنتالپی
C_p	ظرفیت حرارتی مایع موجود در مخزن
C_s	هزینه کل سامانه
C_{sc}	هزینه کلکتور در واحد سطح
C_{St}	هزینه مخزن ذخیره‌سازی سیال سیکل کلکتور
C_{Abs}	هزینه سامانه جاذب
C_{ct}	هزینه کلکتور لوله‌ای تخلیه‌شده
C_{ax}	هزینه گرم‌کن کمکی



شکل ۷ - دوره بازگشت سرمایه.

میزان صرفه‌جویی سالیانه برای سامانه‌ای با چیلر جذبی خورشیدی به ظرفیت ۱۹ کیلووات و کلکتور لوله‌ای تخلیه شده به مساحت ۳۰ متر مربع در جدول ۴ نشان داده شده است.

نتیجه‌گیری

در این مقاله یک تحلیل فنی - اقتصادی چیلر جذبی تک اثره آب - لیتیم برومید خورشیدی به ظرفیت ۱۹ کیلووات (۵ تن تبرید) مورد بررسی قرار گرفت. در این سامانه سرمایشی بخشی از انرژی مورد نیاز با استفاده از کلکتور خورشیدی و مخزن ذخیره گرما و بقیه توسط گرم‌کن کمکی تأمین شد. از آنجا که عملکرد خورشید گذرا می‌باشد از شبیه‌ساز TRNSYS برای محاسبه تابش کمک گرفته شد.

برای استفاده از انرژی خورشیدی دو نوع کلکتور در نظر گرفته شد. نتیجه‌ها نشان می‌دهد که استفاده از کلکتور صفحه تخت برای این سامانه مقرون به صرفه نمی‌باشد، ولی استفاده از کلکتورهای لوله‌ای تخلیه شده باعث کاهش هزینه مصرفی در طی عمر مفید سامانه می‌گردد. اندازه بهینه کلکتور لوله‌ای تخلیه شده برای سرمایش مورد نظر ۳۰ متر مربع می‌باشد و مدت زمان بازگشت سرمایه برای سامانه ۱۶/۳ سال برآورد می‌شود که

Q_{ct}	بار گرمایی کلکتور لوله‌ای تخلیه‌شده	C_{Fl}	هزینه واحد انرژی صرفه جویی شده در اولین سال
Q_{evp}	بار گرمایی تبخیر کننده	C_{pump}	هزینه خرید پمپ
M	جرم مایع موجود در مخزن	COP	ضریب کارایی
PBP	دوره بازگشت سرمایه	d	نرخ تورم
P_{pump}	توان پمپ	E	ضریب جبرانی برای خروج از مرکز مدار زمین
S_c	ثابت جهانی خورشید	FL	مقدار انرژی صرفه جویی شده
Δt	گام زمانی	h_{sol}	انتالپی تعادلی محلول آب - لیتیم برومید
ΔT	تفاوت دمای کلکتور و محیط، $T_i - T_a$	h_g	انتالپی جریان از مولد بخار
ΔT_s	اختلاف دمای مایع داخل مخزن پیش و پس از دریافت تابش خورشیدی	h_a	انتالپی جریان به جاذب
T_{env}	دمای محیطی که مخزن ذخیره در آن نصب شده	h_e	انتالپی جریان از تبخیر کننده
T_{s-n}	دمای جدید مخزن بعد از مدت زمان Δt	i_f	نرخ افزایش قیمت سوخت
T_{sol}	دمای تعادلی محلول آب - لیتیم برومید	I_{ω}''	میزان کل تابش ماورای جو در بازه بین دو ساعت خورشیدی (ω'' و ω')
T_{ref}	دمای مرجع	I_T	مقدار تابش دریافتی بر کلکتور
U	ضریب کلی اتلاف گرمای مخزن	Q_e	بار گرمایی تبخیر کننده
V_{st}	حجم مخزن ذخیره سازی سیال کلکتور	Q_g	بار گرمایی مولد بخار
X^i	درصد غلظت لیتیم برومید در محلول	Q_u	نرخ انرژی جذب شده توسط سامانه کلکتور خورشیدی انتقالی به مخزن
η	بازده کلکتور	Q_l	نرخ انتقال انرژی از مخزن به چیلر جذبی
ε	بازده محلول مبدل گرمایی	Q_{li}	نرخ انرژی اتلافی از مخزن
Φ	عرض جغرافیایی - زاویه اوج (سمت الراس) خورشید	Q_{aux}	نرخ انرژی مصرفی توسط گرم‌کن خورشیدی
δ	زاویه میل خورشید	Q_{remov}	انرژی مورد نیاز برای آب خنک کننده
ω	زاویه ساعت خورشیدی طی روز (با ساعت محلی فرق دارد)	Q_s	ظرفیت گرمایی مخزن بدون عایق بندی سیال سیکل کلکتور
		Q_{ax}	بار گرمایی گرم‌کن کمکی

تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۵/۲۶ ؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۳/۷/۷

مراجع

- [1] Keyanpour-Rad M., Haghgou H.R., Bahar F., Afshari E., *Feasibility Study of the Application of Solar Heating Systems in Iran*, *Renewable Energy*, **20**: 333-345 (2000).
- [2] www.sana.ir
- [۳] آقاجنفی، سیروس؛ دهقانی، علی‌رضا؛ انتقال حرارت تابشی خورشید و کاربرد آن در ساختمان، انتشارات دانشگاه خواجه نصیر الدین طوسی، تهران، (۱۳۸۶).
- [4] Dieng A.O., Wang R.Z., *Literature Review on Solar Adsorption Technology for Ice-Making and Air-Condition Purposes and Recent Developments in Solar Technology*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **5**: 313-342 (2001).
- [5] Ishimatsu M., Yazaki Co, "Advanced Absorption Chillers Utilization of Various Heat Energies for Air-Conditioning, "1st European Conference on Polygeneration", pp. 235-243 (2007).

- [6] "ASHRAE Handbook of Fundamentals", American Society of Heating (2002).
- [7] www.solarpanelsplus.com
- [8] J.A. Duffie, W.A. Beckman, "Solar Engineering of Thermal Processes", John Wiley (1991).
- [9] www.solarpolar.ir
- [۱۰] آقاجفی، سیروس؛ دهقانی، علی‌رضا؛ انرژمی تشعشع خورشیدی پیشرفته و کاربردهای صنعتی، انتشارات دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی، تهران، (۱۳۸۶).
- [11] Ghaddar N.K., Shihab M., Bdeir F., [Modeling and Simulation of Solar Absorption System Performance in Beirut](#), *Renewable Energy*, **10**: 539-558 (1997).
- [12] Assilzadeh F., Kalogirou S.A., Ali Y., Sopian K., [Simulation and Optimization of a LiBr Solar Absorption Cooling System with Evacuated Tube Collectors](#), *Renewable Energy*, **30**: 1143-1159 (2005).
- [13] Sparber W., Napolitano A., Melograno P., Overview on Worldwide Install Solar Cooling Systems, "Proceeding of 2nd International Conference on Solar Air Conditioning", pp. 134-152 (2007).
- [14] Venegas M., Rodriguez-Hidalgo M.C., Salgado R., Lecuona A., Rodriguez P., Gutierrez G., [Experimental Diagnosis of the Influence of Operational Variables on the Performance of a Solar Absorption Cooling System](#), *Applied Energy*, **88**: 1447-1454 (2011).
- [15] Hammad M., Zurigat Y., [Performance of the Second Generation Solar Cooling Unit](#), *Solar Energy*, **62**: 79-84 (1998).
- [16] Bong T.Y., NG K.C., Tay A.O., [Performance Study of a Solar Powered Air Conditioning System](#), *Solar Energy*, **39**: 173-182 (1987).
- [17] Yeung M.R., Yuen P.K., Dunn A., Cornish L.S., [Performance of a Solar Powered Air Conditioning System in Hong Kong](#), *Solar Energy*, **48**: 309-319 (1992).
- [18] Florides G.A., Kalogirou S.A., Tassou S.A., Wrobel L.C., [Modeling, Simulation and Warming Impact Assessment of a Domestic-Size Absorption Solar Cooling System](#), *Applied Thermal Engineering*, **22**: 1313-1325 (2002).
- [19] Bermejo P., Pino F.J., Rosa F., [Solar Absorption Cooling Plant in Seville](#), *Solar Energy*, **84**: 1503-1512 (2010).
- [20] www.irimo.ir
- [۲۱] یزدان‌پناه، حجت‌الله؛ میرمجریان، راضیه؛ برقی، حمید؛ برآورد تابش کلی خورشید در سطح افقی زمین در اصفهان، *مجله جغرافیا و برنامه‌ریزی محیطی*، ۳۷: ۹۵ تا ۱۰۴ (۱۳۸۹).
- [22] www.nialimited.com
- [23] www.yazaki-airconditioning.com
- [24] www.igmc.ir
- [25] www.nigc.ir
- [26] www.cbi.ir