نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۲، شماره ۹، سال ۱۳۹۹، صفحات ۲۴۰۳ تا ۲۴۲۴
DOI: 10.22060/mej.2019.15105.6025

تحلیل عملکرد سیستم گرمایش ساختمان توسط پمپ حرارتی منبع زیرزمینی و گردآورنده فتوولتائیک حرارتی

ملیحه کرمی، فرامرز سرحدی*، فاطمه صبح‌نمایان

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی شهید نیکبخت، دانشگاه سیستان و بلوچستان، ایران

خلاصه: در پژوهش حاضر به تحلیل عملکرد سیستم گرمایش ساختمان مجهز به پمپ‌حرارتی منبع زیرزمینی و گردآورنده فتوولتائیک حرارتی پرداخته شده است. اجزاء سیستم مورد مطالعه شامل منبع کروی زیرزمینی، گردآورنده فتوولتائیک حرارتی و پمپ حرارتی می‌باشد. بررسی عملکرد سیستم ترکیبی از دو منظر انرژی و اکسرژی صورت گرفته است. توسط توسعه موازنه انرژی برای اجزاء مختلف سیستم روابطی تحلیلی برای محاسبه دمای آب منبع کمکی، دمای سلول خورشیدی، دمای صفحه جاذب و نرخ حرارت جذب شده گردآورنده فتوولتائیک حرارتی به‌دست آمده‌است. توان الکتریکی خروجی مدول فتوولتائیک توسط مدل الکتریکی چهار پارامتری جریان–ولتاژ محاسبه شده است. با نوشتن موازنه اکسرژی برای اجزاء مختلف سیستم برگشت‌ناپذیری آن‌ها مشخص شده‌است. نتایج شبیه‌سازی تحقیق حاضر در توافق خوبی با داده‌های آزمایشگاهی تحقیقات پیشین می‌باشد. بررسی نتایج نشان می‌دهد که برای تعداد گردآورنده ۶۵ عدد و دبی جرمی ۰/۲۵ کیلوگرم بر ثانیه راندمان انرژی و اکسرژی حداکثر می‌باشد. کاهش حجم منبع کاهش دمای آب منبع کمکی را به دنبال دارد. افزایش ۳۰ درصدی تعداد گردآورنده‌های فتوولتائیک حرارتی افزایش ۲۵ درصدی دمای آب را سبب می‌شود. بیشترین و کمترین دمای آب منبع کمکی به‌ترتیب در زمینی از جنس سنگ‌ریزه زبر و گرانیت مشاهده شد.

تاریخچه داوری:
دریافت: ۱۳۹۷/۰۷/۱۵
بازنگری: ۱۳۹۷/۱۰/۲۴
پذیرش: ۱۳۹۷/۱۲/۲۰
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۱۲/۲۹

کلمات کلیدی:
ذخیره انرژی
منبع زیرزمینی
گردآورنده فتوولتائیک حرارتی
بازگشت‌ناپذیری

۱- مقدمه

اتمام‌پذیری منابع سوخت‌های فسیلی، آلایندگی و مسایل زیست‌محیطی ناشی از آن توجه محققان را به استفاده از منابع انرژی‌های تجدیدپذیر هم‌چون انرژی زمین‌گرمایی و انرژی خورشیدی معطوف ساخته است. مشکلات متعددی جهت استفاده از منبع ذخیره‌سازی انرژی خورشیدی به طور تنها وجود دارد. یک عامل مهم محدود شدن استفاده از انرژی خورشیدی، چرخه‌ای و وابسته بودن آن به زمان است به‌طوری‌که در طول شب نمی‌توان از آن بهره برد. پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی نیز دارای معایبی از جمله هزینه اولیه بالا، نیاز به توان الکتریکی جهت پمپاژ سیال عامل و هم‌چنین کاهش توانایی منبع زمین در گرمایش در طول یک دوره کارکرد می‌باشند. اگر پمپ‌های حرارتی زمین‌گرمایی با گردآورنده‌های فتوولتائیک حرارتی خورشیدی ترکیب شوند سیستم ترکیبی حاصله از مزایای زیر برخوردار می‌باشد:

۱- سیستم پمپ حرارتی زمین خورشیدی مشکلات متعددی از جمله نامنظم بودن تولید انرژی را حل کرده‌است.

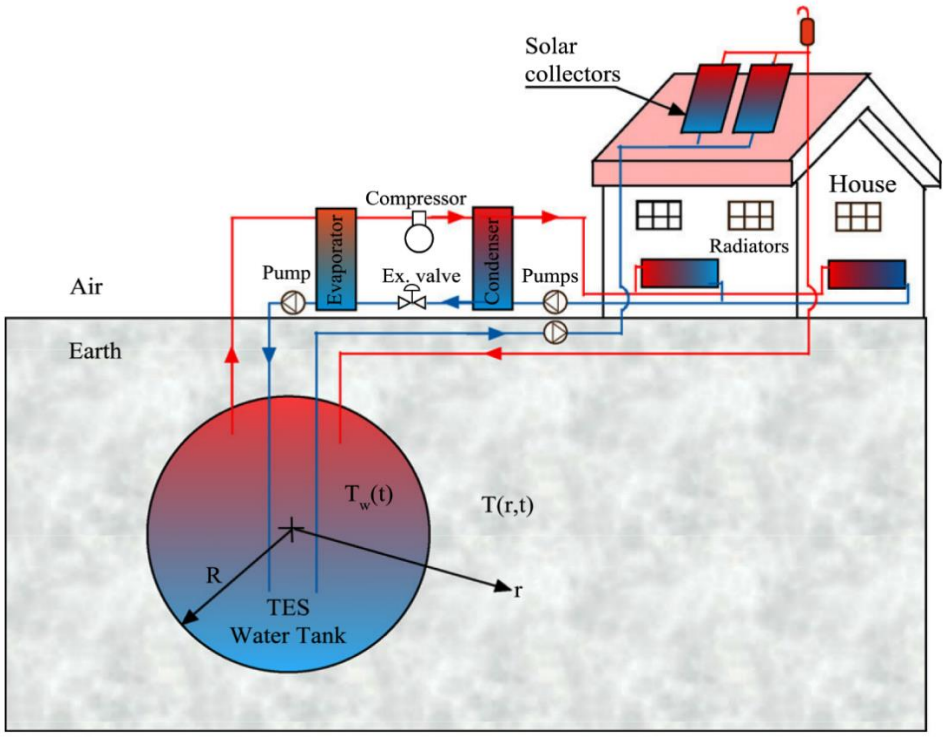
۲- این سیستم همچنین از افت درجه حرارت زمین به هنگام استفاده متناوب از سیستم پمپ حرارتی زمینی جلوگیری می‌کند.

۳- سیستم فتوولتائیک می‌تواند توان الکتریکی لازم در سیکل را در اختیار گذارد.

در سیستم‌های گرمایشی می‌توان از منبع زیرزمینی و لوله‌های مارپیچ استفاده کرد که کاربرد متفاوتی دارند. هدف از استفاده منبع ذخیره‌سازی زیرزمینی تبادل انتقال حرارت بسیار کم با زمین می‌باشد که بتواند انرژی را برای زمان مورد استفاده ذخیره کند. هدف از استفاده لوله‌های مارپیچ تبادل انتقال حرارت آنی بیشتر با زمین می‌باشد که سیال جاری در لوله‌ها بتوانند انتقال انرژی بیشتری با زمین انجام دهند. در این پژوهش از منبع زیرزمینی کروی برای ذخیره‌سازی انرژی استفاده شده است که با ترکیب با گردآورنده‌های فتوولتائیک حرارتی می‌تواند انرژی خورشید را در فصول گرم ذخیره و در فصول سرد انرژی مورد نیاز برای گرمایش ساختمان را تامین نماید. یک مخزن کروی به دلیل توزیع تنش یکنواخت در سطح داخلی و خارجی آن یا عدم وجود نقاط دارای تمرکز تنش از استحکام مناسبی برخوردار است. طرحی از سیستم گرمایشی مورد تحقیق در شکل ۱ نشان

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: fsarhaddi@eng.usb.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.



شکل ۱: سیستم گرمایشی توسط پمپ‌حرارتی منبع زیرزمینی و گردآورنده فتوولتائیک حرارتی [۱]

Fig. 1. Heating system by an underground source heat pump and photovoltaic thermal collector [1]

داده شده است.

تحقیقات متعددی در خصوص بررسی عملکرد سیستم گرمایشی مجهز به پمپ‌حرارتی منبع زیرزمینی و گردآورنده‌های خورشیدی انجام شده است. یامروتاس و آنسال [۲] در سال ۲۰۰۰ یک مدل محاسباتی برای سیستم گرمایشی با استفاده از پمپ گرمایی به همراه یک مخزن نیم‌کروی زمین‌گرمایی ارائه دادند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که استفاده از مواد با هدایت حرارتی بالا تبادل انرژی بین زمین و مخزن را افزایش می‌دهد که تبادل انرژی بالا، سبب افزایش دمای آب مخزن و عملکرد سیستم می‌شود و ضخامت بالای عایق و شعاع مخزن بزرگ‌تر از ۳۵متر دارای مزیت قابل توجهی نیستند. یامروتاس و همکاران [۳] در سال ۲۰۰۳ یک مدل تحلیلی و محاسباتی برای سیستم گرمایشی خورشیدی با کمک پمپ حرارتی و یک مخزن ذخیره‌سازی استوانه‌ای زیرزمینی را ارائه دادند. نتایج به‌دست آمده تاثیر نوع زمین و اندازه سیستم را بر عملکرد سیستم نشان‌دادند. دمای بالای آب مخزن در زمینی از جنس سنگ‌ریزه و دمای پایین آب مخزن در زمینی از جنس گرانیت اتفاق می‌افتد. با کاهش حجم مخزن دامنه درجه حرارت افزایش می‌یابد. یامروتاس و کاسکا [۴] در سال ۲۰۰۴ طراحی و ساخت یک سیستم پمپ حرارتی خورشیدی با یک مخزن ذخیره‌سازی انرژی استوانه‌ای روزانه جهت گرمایش فضا را انجام دادند و عملکرد حرارتی آن را بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که ضریب عملکرد پمپ حرارتی برای کم‌ترین دمای منبع ذخیره‌سازی در پایان یک روز ابری حدود ۲/۵ و در حدود ۳/۵ برای بالاترین دمای منبع در پایان یک روز آفتابی است و نوسان آن بین این مقادیر در زمان‌های دیگر است. هم‌چنین، ضریب عملکرد سیستم در حدود ۱۵–۲۰ درصد پایین‌تر از ضریب عملکرد پمپ حرارتی است. هنگامی‌که دمای آب مخزن ذخیره‌سازی از $^{\circ}C$ ۳۸ بیشتر باشد، آن را از میان سیستم گرمایش کف برای گرم کردن اتاق به چرخش در می‌آید که این باعث می‌شود ضریب عملکرد سیستم و ضریب عملکرد پمپ حرارتی به مقادیر بالاتری برسند. اسن و همکاران [۵] در سال ۲۰۰۷ به بررسی بازده انرژی و اکسرژی سیستم پمپ حرارتی منبع‌زمینی به عنوان تابعی از عمق گودال برای فصل‌گرم پرداختند. مبدل‌های حرارتی زمینی افقی مورد استفاده قرار گرفته در عمق‌های ۱ متری و ۲ متری دفن شدند. نتایج نشان می‌دهد که بازده انرژی و اکسرژی سیستم با افزایش دمای منبع گرما (زمین) برای فصل گرم افزایش می‌یابد و با افزایش درجه حرارت محیط مرجع راندمان اکسرژی در هر دو مبدل حرارتی زمینی کاهش می‌یابد. وانگ و همکاران [۶] در سال ۲۰۰۹ به مقایسه تحلیل اکسرژی یک سیستم پمپ گرمایی منبع زمینی برای

هر دو حالت گرمایش و سرمایش ساختمان پرداختند. نتایج نشان می‌دهد که از بین رفتن اکسرژی سیستم پمپ گرمایی منبع‌زمینی در حالت گرمایشی بیشتر از حالت سرمایشی است و راندمان اکسرژی کل سیستم پمپ گرمایی منبع‌زمینی به‌طور آشکار پایین‌تر از اجزاء آن در هر دو حالت سرمایشی و گرمایشی است، به همین دلیل باید به تحلیل اکسرژی کل سیستم توجه بیشتری شود. لوهانی و اسمیت [۷] در سال ۲۰۱۰ به مقایسه انرژی و تحلیل اکسرژی سیستم گرمایش فضای یک ساختمان با نیروگاه‌های تولید حرارت مختلف پرداختند. سه سیستم متعارف (با سوخت فسیلی) و سیستم پمپ گرمایی منبع‌زمینی و سیستم پمپ گرمایی منبع هوایی مقایسه شده‌اند. مقایسه این تجزیه و تحلیل نشان می‌دهد سیستم پمپ گرمایی منبع‌زمینی واقع بینانه‌ترین سیستم است که ضریب عملکرد اولیه کلی بالای حدود ۵۰ درصد و راندمان اکسرژی کلی اولیه در حدود ۲۵ درصد کمتر از تقاضای انرژی اولیه و اکسرژی در حالت پایه که سیستم متعارف است دارد. یامروتاس و آنسال [۱] در سال ۲۰۱۲ تحلیل انرژی و مدل‌سازی سیستم گرمایشی خورشیدی یک ساختمان با کمک پمپ حرارتی و مخزن ذخیره‌سازی انرژی زیرزمینی پرداختند. مدل ارائه شده برای پیش‌بینی عملکرد بلندمدت سیستم موردنظر است. نتایج به‌دست آمده از این تحقیق نشان داده‌است که حداقل مقدار دمای سالانه مخزن ذخیره‌سازی با کاهش حجم مخزن و یا مساحت گردآورنده خورشیدی ارتباط مستقیم دارد. ازترک [۸] در سال ۲۰۱۴ به تحلیل بازده انرژی و اکسرژی یک سیستم پمپ حرارتی منبع زیرزمینی پرداخت که در آن اواپراتور به عنوان گردآورنده فتوولتاییک حرارتی کار می‌کند. از نتایج راندمان اکسرژی، ضریب عملکرد سیستم و ضریب عملکرد اکسرژی سیستم به‌ترتیب ۷۲/۷۴، ۲/۸۹ و ۰/۳۹ درصد به‌دست آمدند. سیستم ترکیبی پمپ حرارتی منبع‌زمینی که توسط یک گردآورنده فتوولتاییک حرارتی نصب شده بر روی اواپراتور نسبت به سیستم پمپ حرارتی منبع‌زمینی ساده سودمندتر است و دلیل آن می‌تواند کاهش و یا از بین رفتن برق مصرفی از اجزای کمپرسور و پمپ باشد. ورما و موروگسان [۹] در سال ۲۰۱۷ به بررسی عملکرد یک سیستم پمپ حرارتی منبع‌زمینی با کمک خورشید برای ذخیره انرژی خورشیدی در روز و گرمایش فضا در شب پرداختند. نتایج به‌دست آمده نشان داد که در حین تزریق گرما از گردآورنده خورشیدی به داخل زمین، در حدود ۱۸-۵ درصد از انرژی هدر می‌رود و افزایش دبی جرمی سیال انتقال حرارت در کلکتور و مبدل حرارتی زمینی منجر به افزایش ۲۱ درصدی تزریق گرما به داخل زمین می‌شود. ورما و موروگسان [۱۰] در سال ۲۰۱۸ به تحقیق تجربی یک سیستم خورشیدی به کمک پمپ حرارتی منبع زیرزمینی برای تشخیص تغییرات عملکرد آن در مدت زمان گرمایش برای ۸ ساعت پیوسته از ۹ صبح تا ۵ عصر در شرایط آب و هوایی هند پرداختند. نتایج این تحقیق افزایش ۳ درصدی دمای خانه را نشان داد و همچنین آن‌ها نشان دادند که این سیستم توانایی نگهداری دمای خانه را بین ۲۱-۲۰ درجه سانتی‌گراد هنگامی‌که دمای بیرون حدود ۱۲ درجه سانتی‌گراد است را دارد. سایدام و همکاران [۱۱] در سال ۲۰۱۹ به طراحی و ساخت یک مبدل حرارتی مجهز به مواد تغییر فازدهنده و لوله‌های مارپیچ جهت استفاده در مخازن ذخیره انرژی حرارتی پرداختند. ماده تغییر فازدهنده و سیال عامل در تحقیق آن‌ها به ترتیب واکس پارافین و مخلوط آب-اتیلن گلیکول بود. آن‌ها اثر تغییرات دبی جرمی جریان و دمای ورود سیال را بر زمان شارژ و تخلیه ماده تغییر فازدهنده بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که افزایش دبی جرمی جریان و دمای سیال ورودی و به ترتیب باعث کاهش ۲۱ درصدی و ۳۵ درصدی زمان شارژ می‌گردد. مندز و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۱۹ به بررسی عددی امکان استفاده از تونل‌های زیرزمینی موجود در معادن متروک به عنوان مخزن ذخیره انرژی حرارتی جهت استفاده در پمپ گرمایی پرداختند. آن‌ها توسط روش دینامیک سیالات محاسباتی یک مدل سه‌بعدی جریان دو فاز برای تحلیل رفتار هیدرودینامیکی و حرارتی جریان آب و هوا را در تونل‌های زیرزمینی یک معدن متروک توسعه دادند. نتایج تحقیق آن‌ها نشان می‌دهد که استفاده از معادن زیرزمینی متروک به عنوان منبع ذخیره انرژی دما پایین از نظر تکنیکی امکان‌پذیر می‌باشد.

در پژوهش‌های گذشته [۱۲-۱] سیستم پمپ حرارتی منبع زیرزمینی با کمک گردآورنده معمولی برای گرمایش ساختمان مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته است. در پژوهش حاضر برای گرمایش ساختمان از گردآورنده‌های فتوولتائیک حرارتی به جای گردآورنده‌های خورشیدی معمولی استفاده شده‌است و به تحلیل عملکرد سیستم گرمایش ساختمان توسط پمپ حرارتی منبع ذخیره‌سازی زیرزمینی پرداخته می‌شود.

۲- معادلات حاکم بر مسئله

در این قسمت به تحلیل انرژی سیستم گرمایش ساختمان توسط پمپ‌حرارتی منبع زیرزمینی و گردآورنده فتوولتائیک حرارتی پرداخته می‌شود. هدف از تحلیل انرژی، به‌دست آوردن روابطی برای محاسبه دمای قسمت‌های مختلف سیستم همچون دمای آب منبع کمکی، دمای زمین اطراف منبع کمکی، دمای سلول و صفحه جاذب می‌باشد. با نوشتن موازنه انرژی برای منبع کمکی و قسمت‌های مختلف گردآورنده فتوولتائیک

حرارتی و حل معادلات به دست آمده، می‌توان به ازای پارامترهای ورودی مفروض همچون شدت تابش خورشیدی، دمای زمین و تعداد گردآورنده‌های فتوولتائیک حرارتی، پارامترهای خروجی مطلوب و دماهای اجزاء مختلف سیستم را به دست آورد.

۲- ۱- تعریف مسئله

هدف اصلی این تحقیق گرمایش ساختمان توسط ذخیره‌سازی انرژی خورشیدی در طول سال و استفاده از آن در ماه‌های سرد سال و همچنین تأثیر پارامترهای عملکردی و طراحی بر راندمان انرژی می‌باشد. همان‌طور که در شکل ۱ نشان داده شد، سیستم موردنظر ترکیبی از یک منبع کروی زیرزمینی و گردآورنده فتوولتائیک حرارتی می‌باشد، به همین دلیل معادلات انرژی برای دو قسمت منبع کروی زیرزمینی و گردآورنده فتوولتائیک حرارتی می‌باشد.

۲- ۲- تحلیل انرژی منبع ذخیره‌سازی کروی زیرزمینی

منبع زیرزمینی کمکی کروی شکل، حاوی آب بوده و در عمق ۱۰ متری زمین قرار دارد. دمای اولیه منبع در دمای عمق زمین فرض شده که در رابطه (۱) زیر نشان داده شده‌است [۱۳]:

$$T_{\infty}(z,t)=T_{mean}-T_{amp}e^{-z\sqrt{\frac{\omega}{\omega_s}}} \times\cos\left(\omega(t-t_{cold})-z\sqrt{\frac{\omega}{2a_s}}\right) \quad (۱)$$

در رابطه (۱)، T_{mean} متوسط دمای سالیانه زمین ($^{\circ}$ ۱۰/۲)، T_{amp} دامنه دمای سالیانه ($^{\circ}$ ۱۲/۸)، z ارتفاع منبع از زمین، ω فرکانس زاویه‌ای تغییرات دمای سالیانه ($۰/\mathrm{h}^{-1}$ ۰۰۰۷۱۷)، t_{cold} سردترین روز سال و a_s نفوذپذیری حرارتی زمین می‌باشند. با جایگذاری این مقادیر در رابطه (۱)، دمای اولیه منبع زیرزمینی (T_{∞}) به دست خواهد آمد.

دمای آب روی محیط منبع زیرزمینی ذخیره سازی T_s در نظر گرفته شده است. تغییرات زمانی دمای آب منبع به‌وسیله حل معادله حرارت گذرا در دمای $T_w(t)$ تعیین می‌شود. زمین با ساختار همگن و خواص حرارتی ثابت فرض شده‌است و از داده‌های تجربی تحقیقات گذشته استفاده شده‌است [۱]. سیستم گرمایشی پژوهش حاضر شامل معادله حرارت گذرای سه‌بعدی است که با فرض این‌که منبع ذخیره‌سازی مورد نظر در عمق ۱۰ متری زمین واقع

شکل ۲: مدار حرارتی معادل

Fig. 2. Equivalent thermal circuit

شده، می‌توان مسئله را به‌عنوان معادله انتقال‌حرارت گذرای تک‌بعدی در راستای شعاع در مختصات کروی در نظرگرفت [۱].

$$\frac{\partial^2 T_w}{\partial r^2}+\frac{2}{r}\frac{\partial T_w}{\partial r}=\frac{\rho_w c_w}{k_w}\frac{\partial T_w}{\partial t} \quad (۲)$$

$$T_w(0,t)=finite \quad (۳)$$

$$T_w(R,t)=T_s \quad (۴)$$

$$T(r,0)=T_0 \quad (۵)$$

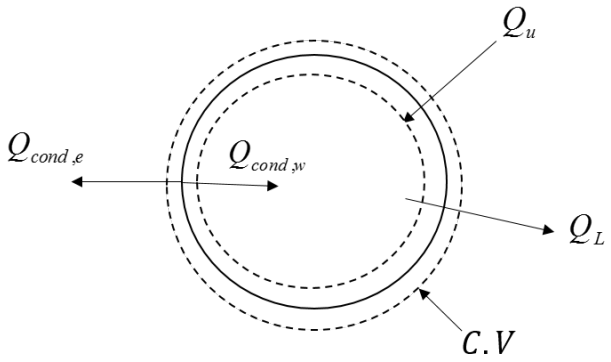
در این جا پارامترهای ρ_w ، c_w و k_w به ترتیب چگالی، ظرفیت ویژه و هدایت حرارتی آب درون منبع می‌باشند و R شعاع منبع است. با استفاده از تغییر متغیر مناسب به یک معادله انتقال حرارت گذرا در مختصات دکارتی تبدیل شده و با استفاده از روش جداسازی متغیرها، معادله گذرای دمای آب منبع زیرزمینی به صورت معادله (۶) به دست خواهد آمد:

$$T_w(r,t)=T_s+\sum_{n=1}^{\infty}\left(\frac{2R(T_s-T_0)(-1)^n}{n\pi}\right)e^{-\alpha_w(\frac{n\pi}{R})^2 t}\frac{1}{r}\sin(\frac{n\pi}{R}r) \quad (۶)$$

در رابطه (۶)، T_s دمای آب روی سطح منبع می‌باشد که جهت محاسبه آن از مدار حرارتی معادل شکل ۲ استفاده می‌شود.

معادله مربوط به مدار حرارتی معادل شکل ۲ به صورت زیر است:

$$Q_{cond,e}=\frac{T_s-T_{\infty}}{\frac{1}{4\pi k}(\frac{1}{R}-\frac{1}{R_o})} \quad (۷)$$



شکل ۳: حجم کنترل سطحی روی دیواره مخزن کروی در مکان r=R

Fig. 3. Surface control volume on spherical reservoir wall in place r=R

در معادله (۷)، $Q_{cond,e}$ انتقال حرارت هدایتی زمین می‌باشد و برای به دست آوردن آن یک حجم کنترل سطحی روی دیواره مخزن کروی در مکان r=R به صورت شکل ۳ گرفته و با نوشتن معادله بقای انرژی به‌دست می‌آید.

با نوشتن معادله بقای انرژی شکل ۳ خواهیم داشت:

$$Q_{cond,e} = Q_{cond,w} + Q_u - Q_L \qquad (۸)$$

در معادله (۸)، Q_L و $Q_{cond,w}$ و Q_u به‌ترتیب انرژی حرارتی مصرف شده توسط پمپ حرارتی و انتقال حرارت هدایتی منبع زیرزمینی و نرخ حرارت مفید جذب شده خورشیدی می باشند.

نرخ حرارت مفید جذب‌شده توسط گردآورنده فتوولتائیک حرارتی از رابطه (۹) محاسبه می‌شود [۱۴]:

$$Q_u = F_R A_c[(\alpha\tau)_{eff} G_c - U_L(T_{f,in} - T_a)]$$
$$F_R = \frac{\dot{m}c_w}{U_L A_c}\left[1 - \exp\left(\frac{-F'U_L A_c}{\dot{m}c_w}\right)\right] \qquad (۹)$$

در معادله (۹) پارامترهای F_R، A_c، $(\alpha\tau)_{eff}$، G_c، U_L، $T_{f,in}$، T_a و F' به ترتیب ضریب برداشت گرما، مساحت سطح گردآورنده، ضریب جذب–انتقال مؤثر، شدت تابش خورشیدی رسیده به گردآورنده، ضریب اتلاف حرارت کلی گردآورنده، دمای آب ورودی به گردآورنده، دمای محیط و ضریب بازده گردآورنده می‌باشند که به تفصیل در مرجع [۱۴] آورده شده است.

انرژی حرارتی مصرف شده توسط پمپ حرارتی (Q_L) به صورت زیر به‌دست می‌آید [۱]:

$$Q_L = Q_h - W \qquad (۱۰)$$

در رابطه (۹)، Q_hمقدار انرژی مورد نیاز ساختمان و W کار کمپرسور پمپ حرارتی می‌باشد که به صورت معادله (۱۱) به‌دست خواهد آمد [۱].

$$W = \frac{Q_h(T_h - T_w)}{\eta_c T_h} \qquad (۱۱)$$

در رابطه (۱۱) پارامتر T_h دمای سیال در گردش داخل رادیاتورها و η_c بازده چرخه کارنو می‌باشند.

انتقال حرارت هدایتی منبع ($Q_{cond,w}$) توسط قانون هدایت فوریه به صورت رابطه (۱۲) می‌باشد:

$$Q_{cond,w} = -k_w(4\pi R^2)\frac{\partial T_w(R,t)}{\partial r} = -8\pi R k_w (T_s - T_0)\sum_{n=1}^{\infty} e^{-\alpha_w(\frac{n\pi}{R})^2 t} \qquad (۱۲)$$

با به دست آوردن انتقال حرارت هدایتی زمین ($Q_{cond,e}$) و استفاده از معادله (۷) مقدار T_s به‌دست خواهد آمد:

$$T_s = \frac{\frac{T_\infty}{\frac{1}{\frac{1}{4\pi k}(\frac{1}{R}-\frac{1}{R_o})}} + \frac{Q_h T_h}{\eta_c T_h} + 8\pi R k_w T_0 \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\alpha_w(\frac{n\pi}{R})^2 t} + F_R A_c (\alpha\tau)_{eff} G + F_R A_c U_L}{\frac{1}{\frac{1}{4\pi k}(\frac{1}{R}-\frac{1}{R_o})} + \frac{Q_h}{\eta_c T_h} + 8\pi R k_w \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\alpha_w(\frac{n\pi}{R})^2 t} + F_R A_c U_L} \qquad (۱۳)$$

۲- ۳- تحلیل حرارتی و الکتریکی گردآورنده فتوولتائیک حرارتی

هدف از تحلیل حرارتی گردآورنده فتوولتائیک حرارتی محاسبه دمای سطح مدول فتوولتائیک، دمای تدلار، دمای سیال خروجی و نرخ حرارت مفید جذب شده توسط گردآورنده فتوولتائیک حرارتی می‌باشد که با نوشتن موازنه انرژی برای اجزای مختلف گردآورنده فتوولتائیک حرارتی شامل لایه سلول‌های فتوولتائیک، صفحه جاذب و جریان سیال داخل کانال می‌توان

پارامترهای ذکرشده را به دست آورد که در مرجع [۱۴] ذکرشده است. در پژوهش حاضر جهت تحلیل الکتریکی و محاسبه راندمان مدول فتوولتائیک از مدل چهار پارامتری جریان–ولتاژ استفاده شده است؛ مدل چهار پارامتری برای معرفی منحنی جریان–ولتاژ سلول خورشیدی به‌صورت رابطه (۱۳) تعریف می‌شود [۱].

$$I = I_L - I_O\left[\exp\left(\frac{V+IR_S}{a}\right)-1\right] \quad (۱۴)$$

چهار پارامتر این مدل I_L, I_O, R_s و a به ترتیب جریان نوری، جریان اشباع معکوس، مقاومت سری و ضریب مطلوبیت می‌باشند. برای محاسبه چهار پارامتر ذکر شده از معادلات (۱۵) تا (۱۸) استفاده می‌شود [۱۵].

$$I_{L,ref} = I_{sc,ref} \quad (۱۵)$$

$$I_{O,ref} = \frac{I_{sc,ref}}{\exp(V_{oc,ref}/a_{ref})} \quad (۱۶)$$

$$a_{ref} = \frac{2V_{mp,ref} - V_{oc,ref}}{(\frac{I_{mp,ref}}{I_{sc,ref}-I_{mp,ref}}) + Ln(1-\frac{I_{mp,ref}}{I_{sc,ref}})} \quad (۱۷)$$

$$R_{s,ref} = \frac{a_{ref}Ln\left(1-\frac{I_{mp,ref}}{I_{sc,ref}}\right)+V_{oc,ref}-V_{mp,ref}}{I_{mp,ref}} \quad (۱۸)$$

مقادیر $I_{mp,ref}, V_{mp,ref}, I_{sc,ref}$ و $V_{oc,ref}$ توسط سازندگان مدول‌های فتوولتائیک در شرایط مرجع ارائه می‌شوند. برای محاسبه ولتاژ و جریان و پارامترهای مدل در شرایط جدید (T_c, G_c) از معادلات انتقال استفاده می‌شود که به‌صورت روابط (۱۹) تا (۲۶) تعریف می‌شوند [۱۳].

$$R_s = R_{s,ref} \quad (۱۹)$$

$$\frac{a}{a_{ref}} = \frac{T_c}{T_{c,ref}} \quad (۲۰)$$

$$\frac{I_O}{I_{O,ref}} = \left(\frac{T_c}{T_{c,ref}}\right)^3 \exp\left[\left(\frac{\varepsilon_s N_c}{a_{ref}}\right)\left(1-\frac{T_c}{T_{c,ref}}\right)\right] \quad (۲۱)$$

$$I_L = \frac{G}{G_{ref}}\left[I_{L,ref} + \alpha\left(T_c - T_{c,ref}\right)\right] \quad (۲۲)$$

$$\Delta T = T_c - T_{c,ref} \quad (۲۳)$$

$$\Delta I = \alpha\left(\frac{G}{G_{ref}}\right)\Delta T + \left(\frac{G}{G_{ref}}-1\right)I_{sc,ref} \quad (۲۴)$$

$$I_{new} = I_{ref} + \Delta I \quad (۲۵)$$

$$V_{new} = V_{ref} + \Delta V \quad (۲۶)$$

در این روابط پارامترهای α, N_c, ε و β به ترتیب انرژی شکاف باند، تعداد سلول‌ها در مدول خورشیدی، ضرایب دمایی ولتاژ و جریان است. توان الکتریکی خروجی از مدول فتوولتائیک و راندمان الکتریکی مدول فتوولتائیک به ترتیب به‌صورت روابط (۲۷) و (۲۸) تعریف می‌شوند:

$$P_{el} = V_{mp} I_{mp} \quad (۲۷)$$

$$\eta_{el} = \frac{V_{mp} I_{mp}}{G_c A_c} \quad (۲۸)$$

۲– ۴– تابش خورشید بر سطح شیب‌دار

تابش کل برای هر سطح شیب‌دار (شیب=β) در هر راستا (برای راستای شرقی، جنوبی، غربی و شمالی) 90°، 0°، -90° و 180° در عرض جغرافیایی (φ) را می‌توان از رابطه لیو و جردن [۱۶] محاسبه کرد:

$$G_t = G_N \cos\theta_i + G_d R_d + \rho R_r (G_b + G_d) \quad (۲۹)$$

در رابطه (۲۹) پارامترهای G_N، G_d، G_b، R_d، R_r، θ_i و ρ به ترتیب تابش خورشیدی در سطح زمین، تابش پراکنده بر سطح افقی، تابش مستقیم زمینی دریافت شده بر سطح زمین، ضریب جریان تابش مستقیم

تابش شده، بخش بازتابیده شده، زاویه تابش و ضریب بازتابش زمین می‌باشد (برابر ۰/۲ در زمین معمولی) می‌باشند.

۲- ۵- راندمان انرژی

راندمان انرژی سیستم گرمایش خورشیدی فتوولتائیک حرارتی به‌صورت نسبت انرژی مطلوب خروجی به انرژی خالص ورودی به سیستم تعریف می‌شود. در معادله (۳۰) به‌دلیل متفاوت بودن کیفیت انرژی حرارتی و الکتریکی، ضریب C_f برای تبدیل انرژی الکتریکی به معادل حرارتی آن استفاده شده است.

$$\eta_{en}=\frac{Q_h+Q_{el}/C_f}{Q_{solar}+W_{comp}}=\frac{Q_h+V_{mp}I_{mp}/C_f}{A_cG+Q_h-Q_L} \qquad (۳۰)$$

۲- ۶- تحلیل اکسرژی

به دلیل این که قانون اول ترمودینامیک به تنهایی نمی‌تواند ابزار مناسبی برای ارزیابی عملکرد یک سیستم حرارتی باشد، در این بخش تحلیل اکسرژی که ریشه در قانون دوم ترمودینامیک دارد انجام می‌شود [۱۴ و ۱۵].

معادله موازنه اکسرژی برای یک حجم کنترل کلی به‌صورت معادله (۳۱) به دست می‌آید [۱۴]:

$$\sum(\dot{E}x)_{in}-\sum(\dot{E}x)_{out}=\dot{E}x_{des}+\left(\frac{dEx}{dt}\right)_{cv} \qquad (۳۱)$$

در معادله (۳۱) جملات $\sum(\dot{E}x)_{in}$، $\sum(\dot{E}x)_{out}$ و $\left(\frac{dEx}{dt}\right)_{cv}$ به ترتیب نرخ اکسرژی های ورودی به حجم کنترل، نرخ اکسرژی‌های خروجی از حجم کنترل و نرخ تغییرات اکسرژی در حجم کنترل می‌باشند. جمله $\dot{E}x_{des}$ نرخ تخریب اکسرژی در حجم کنترل ناشی از تولید آنتروپی در حجم کنترل می‌باشد.

۲- ۶- ۱- برگشت‌ناپذیری

در فرایندهای ترمودینامیکی واقعی تولید آنتروپی باعث برگشت‌ناپذیری و تخریب اکسرژی می‌شود، بنابراین ضروری است منابع برگشت‌ناپذیری در فرایندهای ترمودینامیکی به‌منظور کاهش آن‌ها شناسایی شوند.

برگشت‌ناپذیری از مجموع اکسرژی تلف‌شده و اکسرژی تخریب به‌صورت معادله (۳۲) به دست می‌آید [۱۴]:

$$\dot{I}r=\dot{E}x_{loss}+\dot{E}x_{des} \qquad (۳۲)$$

مقدار اکسرژی بلااستفاده که حجم کنترل را ترک می‌کند، اکسرژی تلف‌شده نامیده می‌شود و با علامت $\dot{E}x_{loss}$ نمایش داده می‌شود. به‌منظور به دست آوردن نرخ برگشت‌ناپذیری، موازنه اکسرژی برای اجزای مختلف سیستم نوشته می‌شود.

برگشت‌ناپذیری منبع زیرزمینی کمکی:

$$\begin{aligned}\dot{I}r_{tank}&=\dot{E}x_{des,tank}+\dot{E}x_{loss,tank}=\\&\dot{E}x_{st}-\dot{E}x_{Q_u}+\dot{E}x_{Q_L}+\dot{E}x_{Q_{loss}}=\\&-m_wC_w\left[\frac{dT_w}{dt}(1-\frac{T_a+273}{T_w+273})+\frac{dT_a}{dt}\ln(1-\frac{T_w+273}{T_a+273})\right]\\&-Q_u(1-\frac{T_a+273}{T_w+273})+Q_L(1-\frac{T_a+273}{T_w+273})+Q_{loss}(1-\frac{T_a+273}{T_w+273})\end{aligned} \qquad (۳۳)$$

در رابطه بالا $\dot{E}x_{des,tank}$، $\dot{E}x_{loss,tank}$، $\dot{E}x_{st}$، $\dot{E}x_{Q_u}$، $\dot{E}x_{Q_L}$ و $\dot{E}x_{Q_{loss}}$ به‌ترتیب نرخ تخریب اکسرژی منبع، نرخ اکسرژی تلف شده از منبع، نرخ اکسرژی ذخیره شده در منبع، نرخ اکسرژی خورشیدی مفید جذب شده، نرخ اکسرژی حرارتی مصرف شده توسط پمپ حرارتی و نرخ اکسرژی هدر رفته می‌باشند.

برگشت‌ناپذیری پمپ حرارتی:

$$\begin{aligned}\dot{I}r_{HP}&=\dot{E}x_{des,HP}+\dot{E}x_{loss,HP}=\\&\dot{E}x_{Q_h}+\dot{E}x_W-\dot{E}x_{Q_L}=\\&Q_h(1-\frac{T_a+273}{T_h+273})+W-Q_L(1-\frac{T_a+273}{T_w+273})\end{aligned} \qquad (۳۴)$$

در رابطه (۳۴) جملات $\dot{E}x_{des,HP}$، $\dot{E}x_{loss,HP}$، $\dot{E}x_{Q_h}$، $\dot{E}x_W$ و $\dot{E}x_{Q_L}$ به‌ترتیب نرخ تخریب اکسرژی پمپ حرارتی، نرخ اکسرژی تلف شده از پمپ حرارتی، نرخ اکسرژی کار پمپ حرارتی ، نرخ اکسرژی و نرخ اکسرژی حرارتی مصرف شده توسط پمپ حرارتی می‌باشند.

برگشت‌ناپذیری گردآورنده فتوولتائیک حرارتی:

$$\dot{I}r_{PV/T} = \dot{E}x_{des,PV/T} + \dot{E}x_{loss,PV/T} = \dot{E}x_{Q_u} + \dot{E}x_{Q_{loss}} + \dot{E}x_{Q_{el}} - \dot{E}x_{Q_{solar}} = Q_u\left(1-\frac{T_a+273}{T_w+273}\right) + Q_{loss}\left(1-\frac{T_a+273}{T_c+273}\right) + Q_{el} - Q_{solar}\left[1-\frac{4}{3}\left(\frac{T_a+273}{T_s}\right)+\frac{1}{3}\left(\frac{T_a+273}{T_s}\right)^4\right] \quad (۳۵)$$

در رابطه (۳۵) جملات $\dot{E}x_{des,PV/T}$، $\dot{E}x_{loss,PV/T}$، $\dot{E}x_{Q_u}$، $\dot{E}x_{Q_{loss}}$، $\dot{E}x_{Q_{el}}$ و $\dot{E}x_{Q_{solar}}$ به‌ترتیب نرخ تخریب اکسرژی گردآورنده فتوولتائیک حرارتی، نرخ اکسرژی تلف شده از گردآورنده فتوولتائیک حرارتی، نرخ اکسرژی خورشیدی مفید جذب شده ، نرخ اکسرژی، نرخ اکسرژی هدر رفته، نرخ اکسرژی الکتریکی و نرخ اکسرژی خورشیدی می‌باشند.

راندمان اکسرژی سیستم:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{Q_h} + \dot{E}x_{Q_{el}}}{\dot{E}x_{Q_{solar}} + W_{comp}} = \frac{Q_h\left(1-\frac{T_a+273}{T_h+273}\right)+V_{mp}I_{mp}}{A_cG\left[1-\frac{4}{3}\left(\frac{T_a+273}{T_s}\right)+\frac{1}{3}\left(\frac{T_a+273}{T_s}\right)^4\right]+Q_h-Q_L} = 1-\frac{\sum \dot{I}r}{\dot{E}x_{Q_{solar}}+W_{comp}} = 1-\frac{\dot{I}r_{tank}+\dot{I}r_{HP}+\dot{I}r_{PV/T}}{\dot{E}x_{Q_{solar}}+W_{comp}} \quad (۳۶)$$

۳- نتایج و بحث

۳- ۱- اعتبارسنجی

هدف از حل معادلات قبل یافتن دمای اجزاء مختلف سیستم می‌باشد. جهت بررسی صحت کد نوشته شده از حل معادلات حاکم نیاز به اعتبارسنجی آن با داده‌های آزمایشگاهی می‌باشد. به‌دلیل عدم وجود تحقیق منطبق بر پژوهش حاضر، اعتبارسنجی در طی دو مرحله به شرح زیر صورت می‌گیرد:

اعتبارسنجی کد نوشته شده برای شدت تابش خورشیدی و گردآورنده فتوولتائیک حرارتی توسط مقایسه با داده‌های دستگاه آزمایش گردآورنده فتوولتائیک حرارتی مستقر در گروه مهندسی مکانیک دانشگاه سیستان و بلوچستان [۱۴].

اعتبارسنجی کد نوشته شده برای سیستم گرمایش کمکی با داده‌های تجربی یامروتاس و آنسال [۱].

یک نمونه آزمایشگاهی از گردآورنده فتوولتائیک حرارتی که شامل یک مدول سیلیکونی ۹۰ وات متصل به گردآورنده حرارتی می‌باشد در گروه مهندسی مکانیک دانشگاه سیستان و بلوچستان طراحی و ساخته شده است [۱۴]. پارامترهای مختلف جوی و عملکردی گردآورنده فتوولتائیک حرارتی شامل شدت تابش خورشیدی، دمای سلول خورشیدی، دمای آب ورودی و خروجی، دمای محیط و توان الکتریکی خروجی در روز ۲۴ آبان ۱۳۹۴ تحت شرایطی که گردآورنده رو به سمت جنوب با زاویه ۳۰ درجه قرار داشته است اندازه‌گیری شده است. پارامترهای حرارتی و الکتریکی گردآورنده فتوولتائیک حرارتی و شدت تابش خورشیدی محاسبه شده توسط رابطه لیو و جردن [۱۶] با داده‌های تجربی دستگاه آزمایش دانشگاه سیستان و بلوچستان مقایسه شده است. در جدول ۱ پارامترهای جوی، عملکردی و طراحی گردآورنده فتوولتائیک حرارتی و در جدول ۲ مشخصات سیستم پمپ حرارتی خورشیدی با منبع زیرزمینی کروی آورده شده است. جهت مقایسه داده‌های شبیه‌سازی با داده‌های تجربی متناظر درصد خطای نسبی متوسط و ضریب خطی رگرسیون توسط روابط (۳۷) و (۳۸) محاسبه و استفاده شده است [۱۷].

$$Er = \frac{1}{n}\times\sum_{i=1}^{n}\left|\frac{X_{sim,i}-X_{\exp,i}}{X_{\exp,i}}\right|\times 100 \quad (۳۷)$$

$$r = \frac{n\left(\sum_{i=1}^{n}X_{\exp,i}X_{sim,i}\right)-\left(\sum_{i=1}^{n}X_{\exp,i}\right)\left(\sum_{i=1}^{n}X_{sim,i}\right)}{\sqrt{n\left(\sum_{i=1}^{n}X^2_{\exp,i}\right)\left(\sum_{i=1}^{n}X_{\exp,i}\right)^2}\sqrt{\left(\sum_{i=1}^{n}X^2_{sim,i}\right)\left(\sum_{i=1}^{n}X_{sim,i}\right)^2}} \quad (۳۸)$$

که در روابط بالا X و n به ترتیب مقدار داده‌های تجربی با شبیه‌سازی و تعداد داده‌های آزمایش می‌باشد.

داده‌های آزمایشگاهی موجود در شکل‌های ۴ و ۵ از دستگاه آزمایش گردآورنده فتوولتائیک حرارتی مستقر در دانشگاه سیستان و بلوچستان استخراج شده است [۱۴]. در پژوهش حاضر نتایج شبیه‌سازی برای شدت تابش خورشیدی و دمای اجزاء مختلف گردآورنده فتوولتائیک حرارتی با داده‌های آزمایشگاهی متناظر استخراج شده از دستگاه مذکور اعتبارسنجی شده‌اند. همچنین در شکل ۶ دمای آب شبیه‌سازی پژوهش حاضر با مقادیر تجربی به‌دست آمده توسط یامروتاس و آنسال [۱] مقایسه شده است.

در شکل ۴ مقایسه‌ای بین مقادیر شبیه‌سازی و تجربی شدت تابش خورشیدی اندازه‌گیری شده توسط گردآورنده فتوولتائیک حرارتی مستقر در دانشگاه سیستان و بلوچستان [۱۴] انجام شده است. خطای نسبی شدت

Table 1. Climatic, operating and design parameters of photovoltaic thermal collector [14]

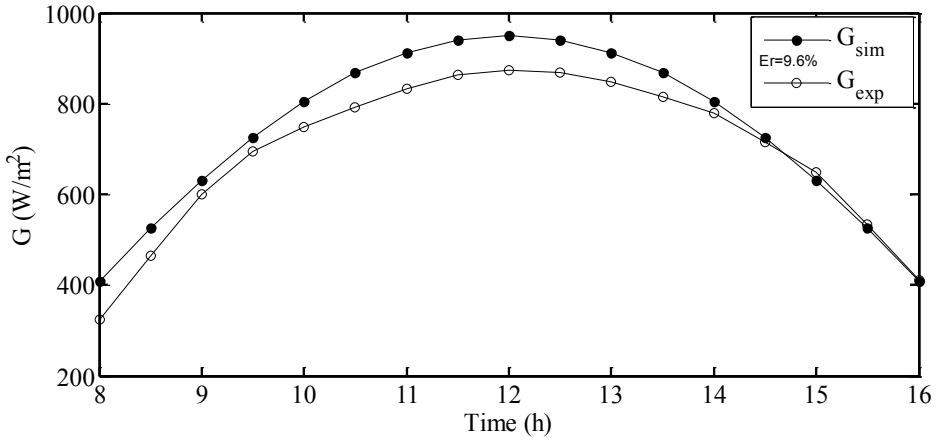
جدول ۱: پارامترهای جوی، عملکردی و طراحی گردآورنده فتوولتائیک حرارتی [۱۴]

پارامتر گردآورنده	مقدار	پارامتر گردآورنده	مقدار
نوع مدول	مونوکریستال سیلیکون[1] (۹۰W)	شدت تابش خورشیدی در شرایط مرجع	G_{ref} = ۱۰۰۰ W/m^2
طول مدول فتوولتائیک	L = ۱/۳ m	دمای محیط در شرایط مرجع	$T_{a,ref}$ = ۲۹۸/۱۵ K
عرض مدول فتوولتائیک	b = ۰/۵ m	دمای مدول فتوولتائیک در شرایط مرجع	$T_{c,ref}$ =۲۹۸/۱۵ K
جریان اتصال کوتاه در شرایط مرجع	$I_{sc,ref}$ = ۵/۲۹ A	راندمان الکتریکی در شرایط مرجع	$\eta_{el,ref}$ = ۰/۱
ولتاژ مدار باز در شرایط مرجع	$V_{oc,ref}$ = ۲۱ V	ضریب دمایی جریان	α =۲/۰۶ mA/ºC
جریان نقطه توان ماکزیمم در شرایط مرجع ضخامت صفحه جاذب	$I_{mp,ref}$ = ۴/۲۹ A L_p = ۰/۰۰۲ m	ولتاژ نقطه توان ماکزیمم در شرایط مرجع قابلیت هدایت صفحه جاذب	$V_{mp,ref}$ = ۱۸/۳ V K_p = ۴۰۰ W/m.K

Table 2. Design parameters of the system of solar heat pump with an underground spherical reservoir [1]

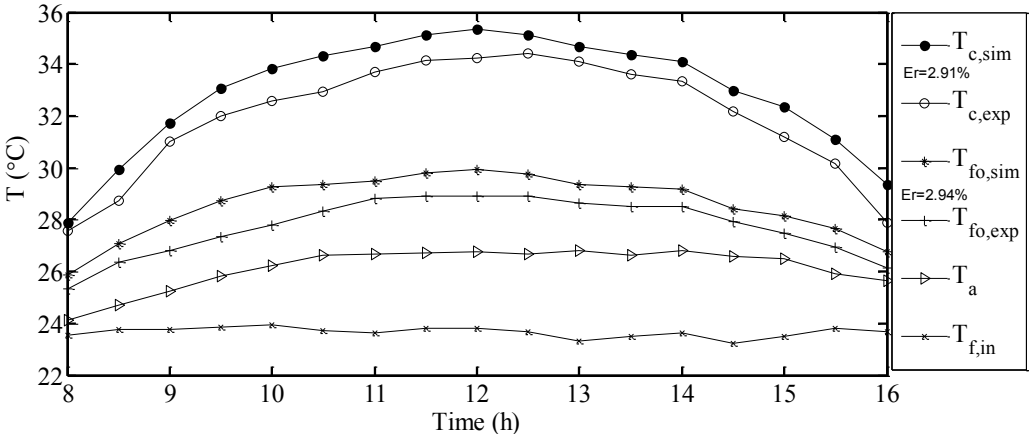
جدول ۲: پارامترهای طراحی سیستم پمپ حرارتی خورشیدی با منبع زیرزمینی کروی [۱]

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
مساحت ساختمان	A = ۱۰۰ m^2	بار گرمایشی ساختمان	Q_h= ۱۰ kW
دمای طراحی داخل	T_i= ۲۰ ºC	دمای طراحی خارج	T_a= -۹ ºC
دمای اولیه منبع زیرزمینی کروی	$T_w(۰)$= ۲۰ ºC	حجم منبع زیرزمینی کروی	V= ۳۰۰ m^3
دمای زمین	T_∞= ۱۵ ºC	قابلیت هدایت حرارتی زمین (سنگ آهک)	K_e = ۱/۳ W/m.K
مساحت گردآورنده خورشیدی	A_c = ۲۰ m^2	بازده کارنو	η_c = ۰/۴



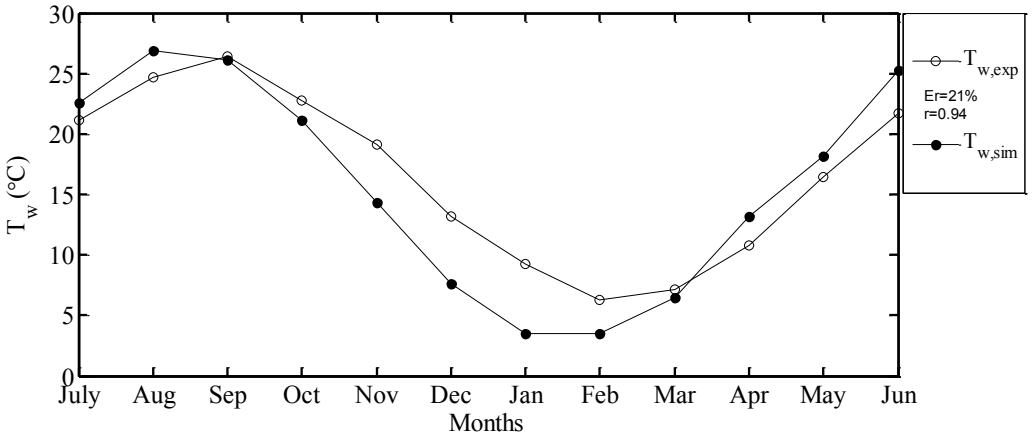
شکل ۴: داده‌های شبیه‌سازی و تجربی شدت تابش خورشیدی برحسب زمان آزمایش

Fig. 4. Simulated and experimental data of solar radiation intensity versus test time



شکل ۵: دماهای مختلف گردآورنده فتوولتائیک حرارتی برحسب زمان آزمایش

Fig. 5. Various temperatures of photovoltaic thermal collector versus test time



شکل ۶: مقادیر شبیه‌سازی و تجربی دمای آب منبع زیرزمینی کمکی

Fig. 6. Simulated and experimental values of the water temperature of auxiliary underground reservoir

تابش مذکور برابر با ۹/۶ درصد می‌باشد. در شکل ۵ دماهای مختلف گردآورنده فتوولتائیک حرارتی شامل دمای مدول فتوولتائیک، دمای آب خروجی و دمای آب ورودی و همچنین دمای محیط برحسب زمان آزمایش نشان داده‌شده است.

با توجه به شکل ۵ مقایسه‌ای بین مقادیر شبیه‌سازی و تجربی دمای مدول فتوولتائیک و دمای آب خروجی انجام‌شده است. خطای نسبی متوسط دماهای مذکور به ترتیب برابر ۲/۹۱ و ۲/۹۴ درصد می‌باشد.

در شکل ۶ مقادیر شبیه‌سازی و تجربی دمای آب منبع زیرزمینی کمکی در ماه‌های مختلف نشان داده شده است.

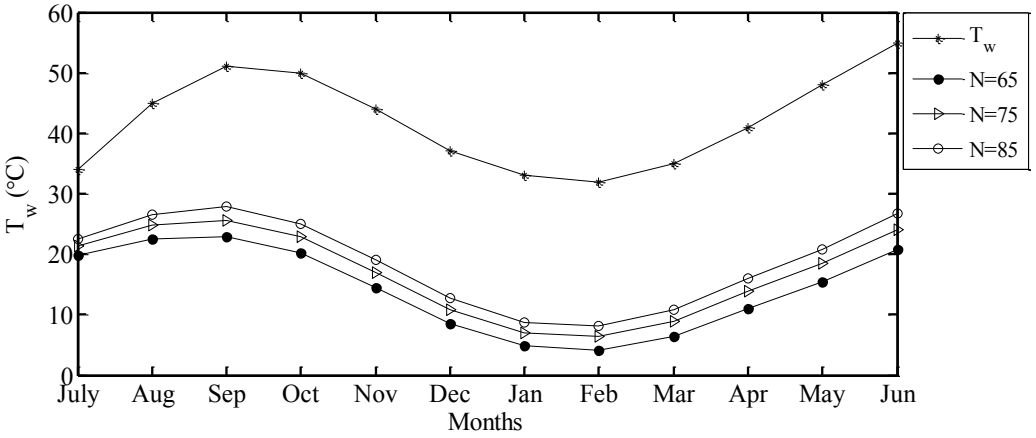
مطابق شکل ۶ مقایسه‌ای بین مقادیر تجربی مربوط به تحقیق یامروتاس و آنسال [۱] و مقادیر شبیه‌سازی تحقیق حاضر برای دمای آب منبع زیرزمینی کمکی انجام‌شده است. خطای نسبی متوسط دمای مذکور برابر با ۲۱ درصد می‌باشد.

از نتایج شکل‌های ۴، ۵ و ۶ می‌توان اظهار داشت توافق نسبتاً خوبی بین نتایج‌شبیه‌سازی تحقیق حاضر و داده‌های آزمایشگاهی برقرار است. دلایل خطای مربوطه می‌تواند به شرح زیر باشد:

خطای داده‌های آزمایشگاهی

استفاده از مدل انتقال حرارت یک‌بعدی شبه دائم برای شبیه‌سازی گردآورنده فتولتائیک حرارتی

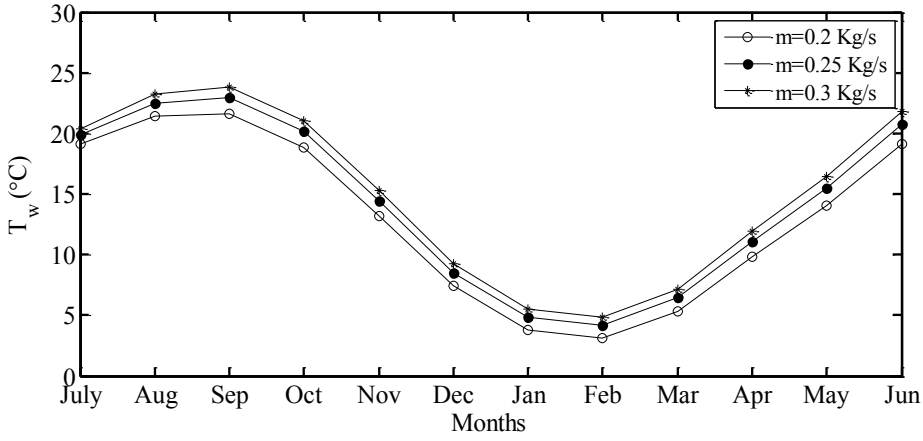
ثابت در نظر گرفتن برخی ضرایب انتقال حرارت و برخی ضرایب



(Limestone, $\dot{m}$ = 0.25 kg/s, V=300 m^3)

شکل ۷: تاثیر تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی بر دمای آب منبع زیرزمینی کمکی

Fig. 7. Effect of the number of photovoltaic thermal collectors on the water temperature of the auxiliary underground reservoir



(Limestone, N=65, V=300 m^3)

شکل ۸: تاثیر تغییرات دبی جرمی آب بر دمای آب منبع زیرزمینی کمکی

Fig. 8. Effect of changes in water mass flow rate on the water temperature of the auxiliary underground reservoir

الکتریکی در فرایند شبیه‌سازی

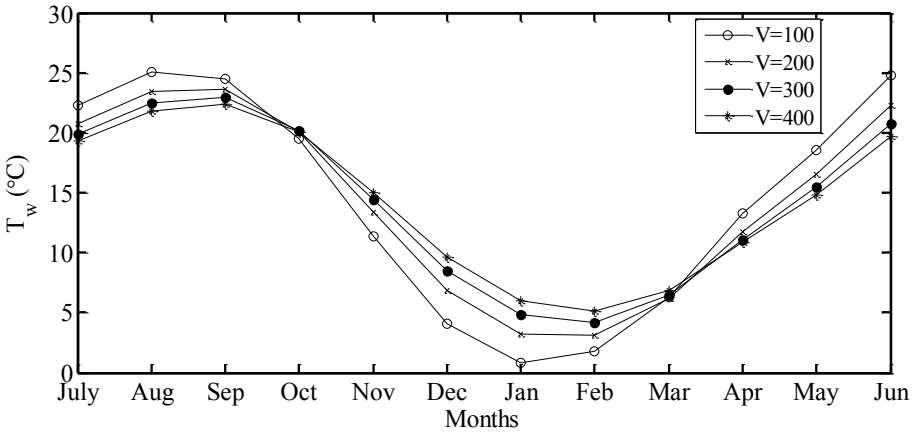
۳- ۲- مطالعات پارامتری بر روی دمای آب منبع زیرزمینی ذخیره‌سازی کمکی

در این بخش به بررسی تأثیر پارامترهای طراحی و عملکردی شامل تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی، دبی جرمی آب، حجم منبع زیرزمینی کمکی، جنس زمین بر روی دمای آب منبع زیرزمینی کمکی پرداخته می‌شود.

شکل ۷ تاثیر تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی را بر روی دمای آب منبع زیرزمینی کمکی نشان می‌دهد.

مطابق با شکل ۷ با افزایش ۳۰ درصدی تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی دمای آب منبع زیرزمینی کمکی در حدود ۲۵ درصد افزایش می‌یابد و دلیل این امر افزایش دمای آب خروجی از گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی بواسطه افزایش حرارت مفید جذب شده توسط گردآورنده‌ها می‌باشد. در این شکل نمودار اول نشان‌دهنده دمای آب منبع زیرزمینی در طول ماه‌های سال قبل از برداشت انرژی برای گرمایش ساختمان موردنظر می‌باشد.

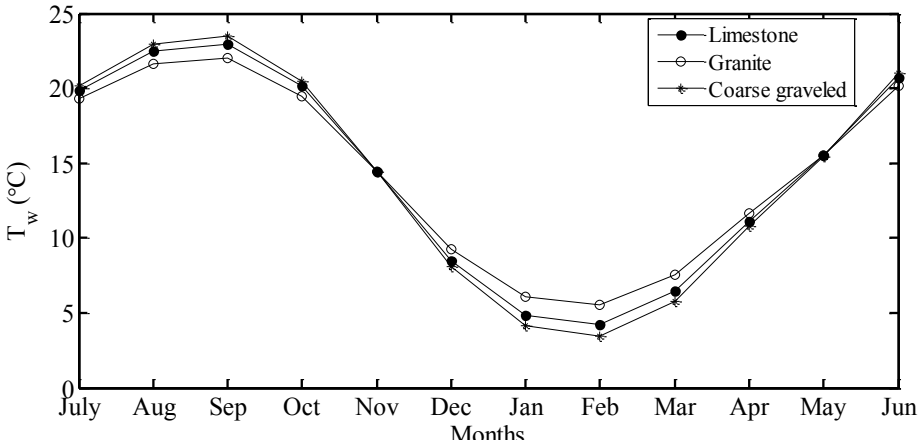
شکل ۸ تاثیر تغییرات دبی جرمی آب درون مجرا را بر روی دمای آب



(Limestone, N=65, $\dot{m}$ = 0.25 kg/s)

شکل ۹: تاثیر تغییرات حجم منبع آب بر دمای آب منبع زیرزمینی کمکی

Fig. 9. Effect of changes in the volume of water tank on the water temperature of the auxiliary underground reservoir



(N=65, $\dot{m}$ = 0.25 kg/s, V=300 m^3)

شکل ۱۰: تاثیر تغییرات جنس زمین بر دمای آب منبع زیرزمینی کمکی

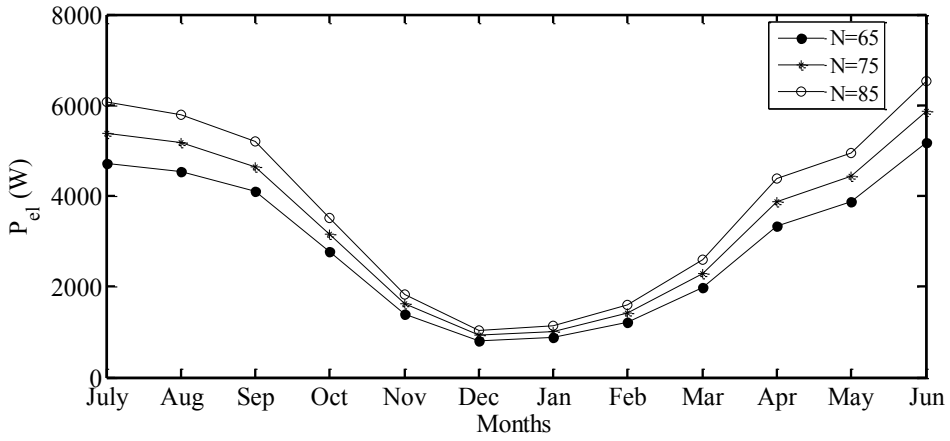
Fig. 10. Effect of changes in ground type on the water temperature of the auxiliary underground reservoir

منبع زیرزمینی کمکی نشان می‌دهد.

همان‌طور که در شکل ۸ نشان داده شده است افزایش ۵۰ درصدی دبی جریان آب افزایش ۱۵ درصدی دمای آب منبع را به دنبال دارد. با افزایش دبی جرمی جریان ضریب انتقال حرارت جابجایی و در نتیجه ضریب برداشت افزایش پیدا می‌کند و این امر باعث افزایش دمای آب خروجی از گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی و در نتیجه افزایش دمای آب منبع زیرزمینی کمکی شده است. با افزایش دبی جرمی از ۰/۲۵ کیلوگرم بر ثانیه به ۰/۳ کیلوگرم بر ثانیه دمای آب منبع زیرزمینی ۲/۱ درجه سانتی‌گراد افزایش می‌یابد.

شکل ۹ تغییرات دمای آب منبع زیرزمینی را برحسب حجم منبع نشان می‌دهد.

شکل ۹ نشان می‌دهد که با افزایش حجم منبع زیرزمینی کمکی، دامنه



(Limestone, $\dot{m}$ = 0.25 kg/s, V=300 m^3)

شکل ۱۱: تاثیر تغییرات تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی بر روی توان الکتریکی

Fig. 11. Effect of changes in the number of photovoltaic thermal collectors on electrical power

تغییرات دمای آب منبع کاهش می‌یابد. آب به عنوان سیال ذخیره‌کننده انرژی حرارتی از قابلیت نسبتاً مناسبی برخوردار است. افزایش حجم منبع به معنای افزایش جرم آب منبع نیز می‌باشد. هرچه حجم منبع ذخیره بزرگ‌تر باشد به مفهوم ترمودینامیکی منبع حرارتی نزدیک‌تر خواهد بود. در ترمودینامیک منبع حرارتی یک منبعی تعریف می‌شود که با ورود و خروج انرژی دمای آن چندان تغییر نمی‌کند. با افزایش حجم منبع به تعریف منبع حرارتی نزدیک می‌شویم به نحوی‌که با ورود و خروج حرارت نوسانات دمایی آب کاهش می‌یابد. در ضمن باید به خاطر داشت که افزایش حجم منبع زیرزمینی باعث افزایش هزینه اقتصادی می‌گردد. در حجم منبع زیرزمینی ۱۰۰ مترمکعب دمای آب در ماه‌های سرد کاهش بیشتری دارد. دلیل آن کمتر بودن پتانسیل ذخیره انرژی حرارتی منبع به دلیل جرم آب کمتر درون آن می‌باشد. با این حال دمای آب مخزن در فصول سرد همچنان از صفر درجه سانتی‌گراد بالاتر است. شکل ۱۰ تغییرات دمای آب منبع زیرزمینی را بر حسب جنس زمین نشان می‌دهد.

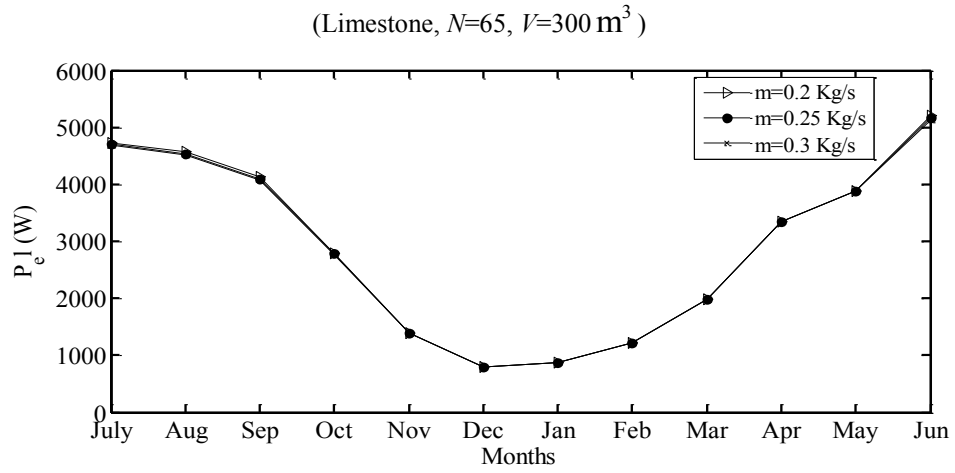
شکل ۱۰ نشان می‌دهد که در زمین گرانیت دمای آب منبع زیرزمینی کاهش می‌یابد و در زمین سنگ‌ریزه دمای بیشتری مشاهده می‌شود که دلیل آن هدایت حرارتی بالای گرانیت می‌باشد. هر چه هدایت حرارتی زمین بیشتر باشد اتلاف حرارت از طریق هدایت حرارتی به زمین بیشتر و به طبع دمای آب مخزن کمتر خواهد شد. با تغییر جنس زمین از سنگ آهک به گرانیت دمای منبع زیرزمینی ۱/۱ درجه سانتی‌گراد کاهش می‌یابد.

۳- ۳- مطالعات پارامتری بر روی توان الکتریکی

در این بخش به بررسی تأثیر پارامترهای طراحی و عملکردی شامل تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی، دبی جرمی آب، حجم منبع زیرزمینی کمکی، جنس زمین بر روی توان الکتریکی پرداخته می‌شود. شکل ۱۱ تاثیر تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی را بر روی توان الکتریکی نشان می‌دهد. مطابق شکل ۱۱ با افزایش ۳۰ درصدی تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی میزان توان الکتریکی در حدود ۳۰ درصد افزایش می‌یابد. علت این امر افزایش ولتاژ و جریان در سلول می‌باشد. در ماه‌های سردتر به دلیل این‌که پمپ حرارتی فعال می‌باشد و توان الکتریکی مصرفی آن از گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی تأمین می‌شود تغییرات توان الکتریکی چندان محسوس نیست.

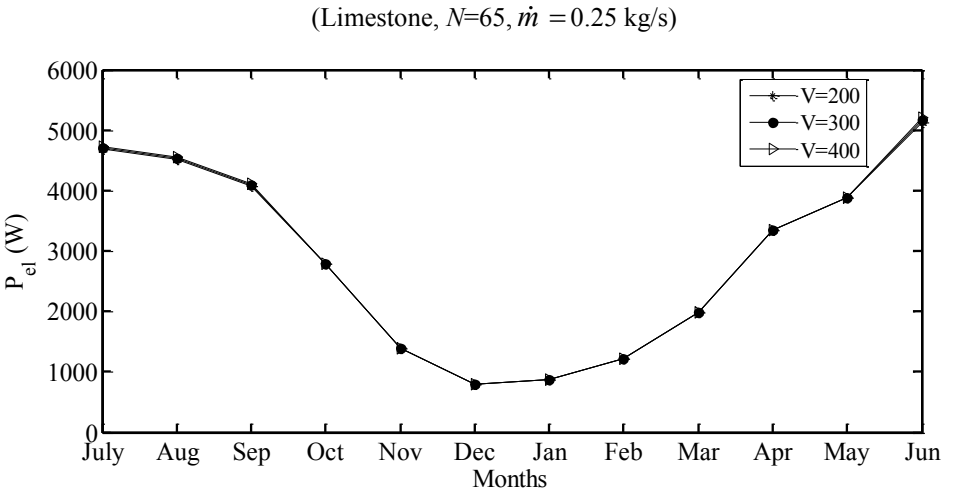
شکل ۱۲ تاثیر دبی جرمی آب درون مجرا را بر روی توان الکتریکی نشان می‌دهد.

مطابق شکل ۱۲ با افزایش دبی جرمی آب درون مجرا تغییر محسوسی در توان الکتریکی مشاهده نمی‌شود. افزایش دبی جرمی آب، تغییرات دمای صفحه جاذب و دمای سطح سلول‌های خورشیدی در گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی را به دنبال دارد. ولی محدوده تغییرات دبی جرمی به نحوی انتخاب شده است که نوسانات دمای سلول‌های خورشیدی زیاد نباشد و باعث تغییرات محسوس در توان الکتریکی نگردد. افزایش بیشتر دبی جرمی آب خارج از محدوده مذکور توان مصرفی پمپاژ را بالا می‌برد که مناسب نخواهد بود. شکل ۱۳ تاثیر حجم منبع زیرزمینی کمکی را بر روی توان الکتریکی



شکل ۱۲: تاثیر تغییرات دبی جرمی آب بر روی توان الکتریکی

Fig. 12. Effect of changes in the water mass flow rate on the electrical power



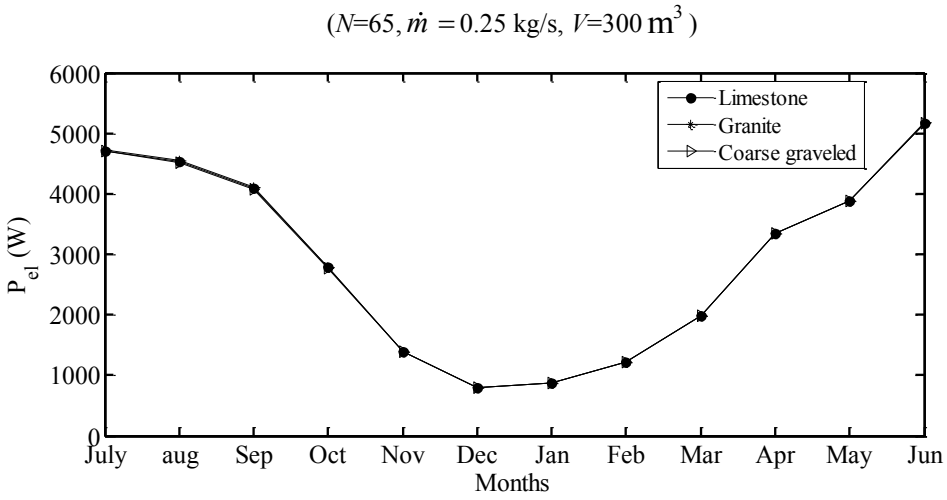
شکل ۱۳: تاثیر تغییرات حجم منبع زیرزمینی کمکی بر روی توان الکتریکی

Fig. 13. Effect of changes in the volume of the auxiliary underground reservoir on the electrical power

نشان می‌دهد. مطابق با شکل ۱۳ افزایش حجم منبع زیرزمینی به معنای نزدیک شدن به تعریف ترمودینامیکی منبع حرارتی می‌باشد. لذا نوسانات دمای آب منبع کاهش می‌یابد. از سوی دیگر آب ورودی به گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی از منبع حرارتی تغذیه می‌باشد. به طبع کاهش نوسانات دمای آب به واسطه افزایش حجم منبع، کاهش نوسانات دمای صفحه جاذب و سلول‌های خورشیدی را در گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی به دنبال دارد که باعث می‌شود تغییرات توان الکتریکی اصلاً محسوس نباشد.

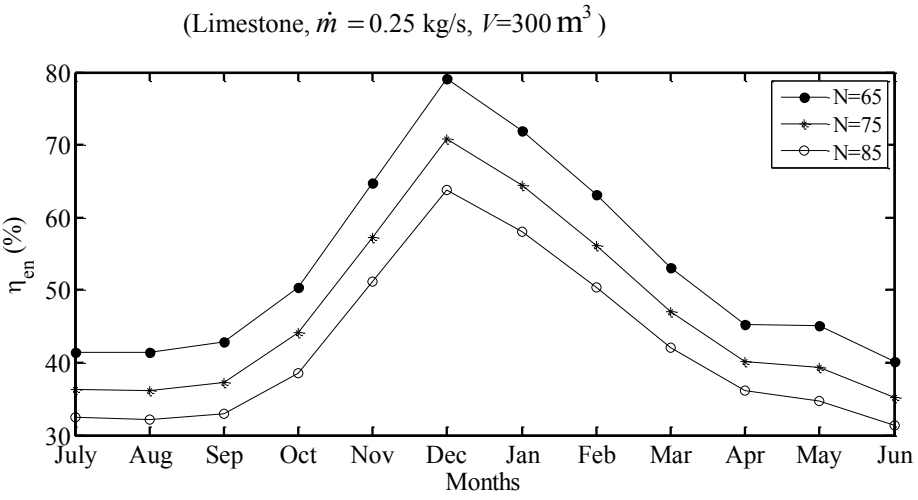
شکل ۱۴ تاثیر جنس زمین را بر روی توان الکتریکی نشان می‌دهد.

مطابق با شکل ۱۴ با تغییر جنس زمین، تغییرات توان الکتریکی محسوس نیست. با ارجاع به شکل ۱۰ تغییرات دمای آب مخزن نسبت به تغییرات جنس زمین در حدود ۱/۱ درجه سانتی‌گراد می‌باشد. به طبع این تغییرات کم در دمای آب نمی‌تواند تغییرات چشمگیر در دمای صفحه جاذب و سلول‌های خورشیدی داشته باشد. لذا توان الکتریکی با تغییرات جنس زمین چندان تغییر نمی‌کند. در خصوص شکل‌های ۱۲، ۱۳ و ۱۴ می‌توان



شکل ۱۴: تاثیر تغییرات جنس زمین بر روی توان الکتریکی

Fig. 14. Effect of changes in the ground type on the electrical power



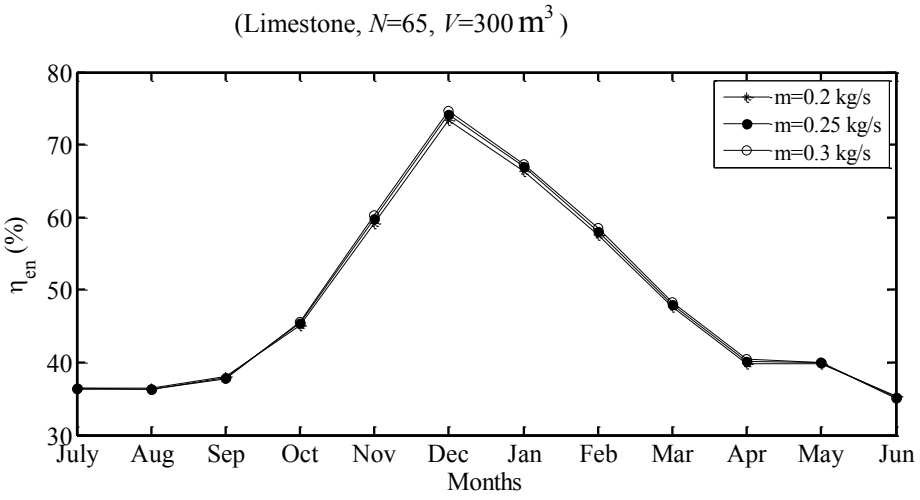
شکل ۱۵: تاثیر تغییرات تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی بر راندمان انرژی

Fig. 15. Effect of changes in the number of photovoltaic thermal collectors on the energy efficiency

اظهار کرد که پارامتر مهم بر مقدار توان الکتریکی تولیدی دمای سطح گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی می‌باشد. دمای سطح نیز پارامتر مستقل نبوده و خود نیز با واسطه به دمای آب مخزن مرتبط می‌باشد. نوسانات دمای سطح گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی به واسطه تغییرات دمای آب مخزن چندان زیاد نیست که باعث تغییرات مقدار توان الکتریکی تولیدی سیستم شود. به عبارت دیگر نحوه‌ی انتخاب محدوده‌ی پارامترهای مذکور به نحوی بوده است که در ضمن افزایش دمای آب مخزن، مقدار توان الکتریکی تولیدی ضمن داشتن نوسانات کمتر در وضعیت مناسبی نیز قرار داشته باشد.

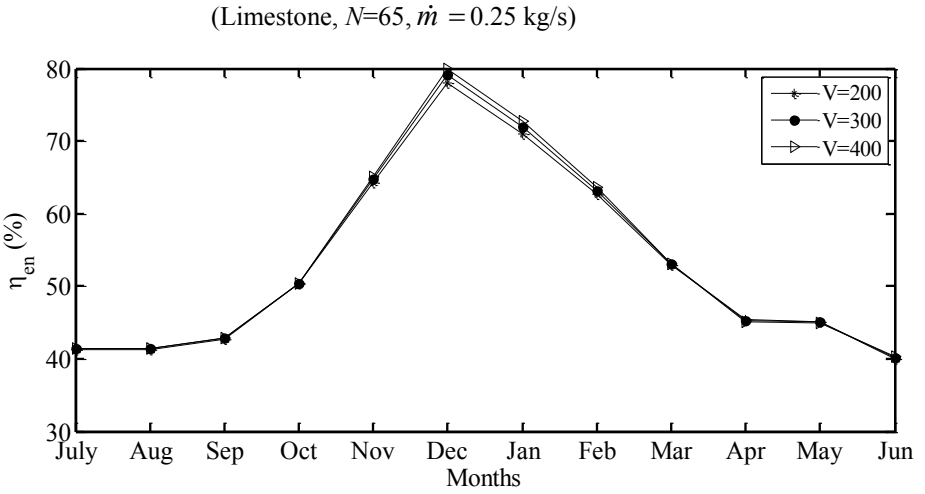
۳- ۴- مطالعات پارامتری از دیدگاه انرژی

در این بخش به بررسی تأثیر پارامترهای طراحی و عملکردی شامل تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی، دبی جرمی آب، حجم منبع زیرزمینی کمکی، جنس زمین از دیدگاه انرژی پرداخته می‌شود.



شکل ۱۶: تاثیر تغییرات دبی جرمی آب بر راندمان انرژی

Fig. 16. Effect of changes in the water mass flow rate on the energy efficiency

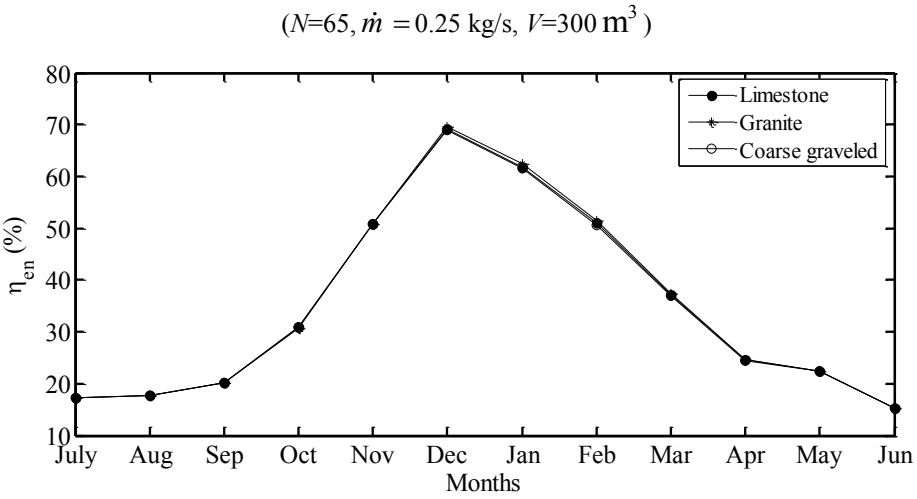


شکل ۱۷: تاثیر تغییرات حجم منبع زیرزمینی کمکی بر راندمان انرژی

Fig. 17. Effect of changes in the volume of the auxiliary underground reservoir on the energy efficiency

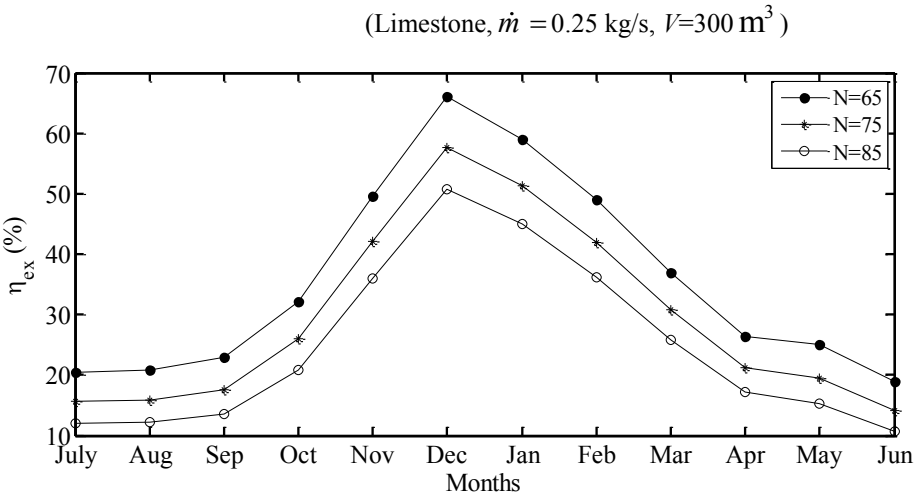
شکل ۱۵ تاثیر تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی از دیدگاه انرژی را نشان می‌دهد. مطابق شکل ۱۵ با افزایش ۳۰ درصدی تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی، راندمان انرژی سیستم در حدود ۲۵ درصد کاهش پیدا می‌کند. افزایش تعداد گردآورنده، افزایش سطح و در نتیجه افزایش جذب انرژی خورشیدی و توان الکتریکی را به دنبال دارد، اما افزایش انرژی حرارتی در گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی و توان الکتریکی نسبت به افزایش انرژی خورشیدی جذب شده کمتر بوده و در نتیجه راندمان انرژی کاهش پیدا می‌کند.

شکل ۱۶ تاثیر دبی جرمی آب درون مجرا را از دیدگاه انرژی نشان می‌دهد. مطابق شکل ۱۶ با افزایش ۵۰ درصدی دبی جرمی آب درون مجرا، راندمان انرژی در حدود ۰/۵ درصد افزایش پیدا می‌کند. با افزایش دبی جرمی آب، دمای آب خروجی از گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی و حرارت مفید جذب شده توسط آن‌ها افزایش می‌یابد. همچنین دمای سلول‌های خورشیدی قدری کاهش می‌یابد و توان الکتریکی بهبود می‌یابد. تاثیر توأم



شکل ۱۸: تاثیر تغییرات جنس زمین بر راندمان انرژی

Fig. 18. Effect of changes in the ground type on energy efficiency



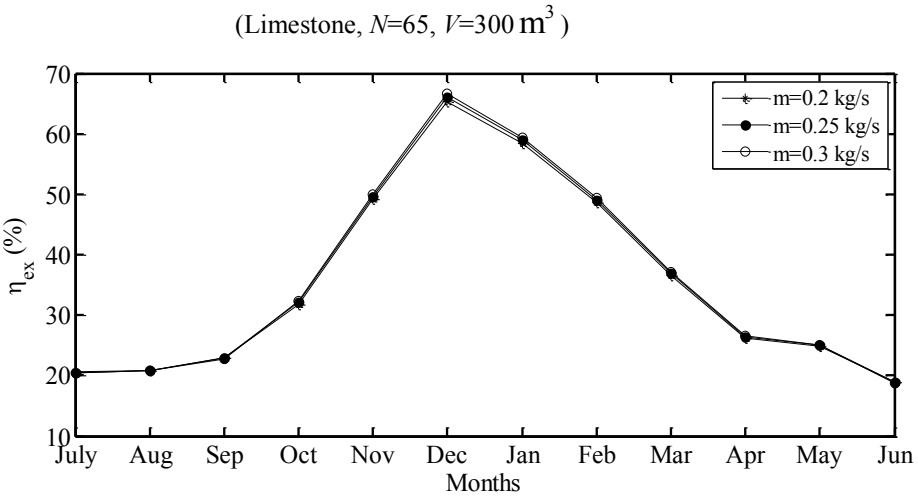
شکل ۱۹: تاثیر تغییرات تعداد گردآورنده‌های فتوولتائیک حرارتی بر راندمان اکسرژی

Fig. 19. Effect of changes in the number of photovoltaic thermal collectors on the exergy efficiency

عوامل مذکور باعث افزایش راندمان انرژی می‌گردد. هر چند که این افزایش چندان زیاد نیست.

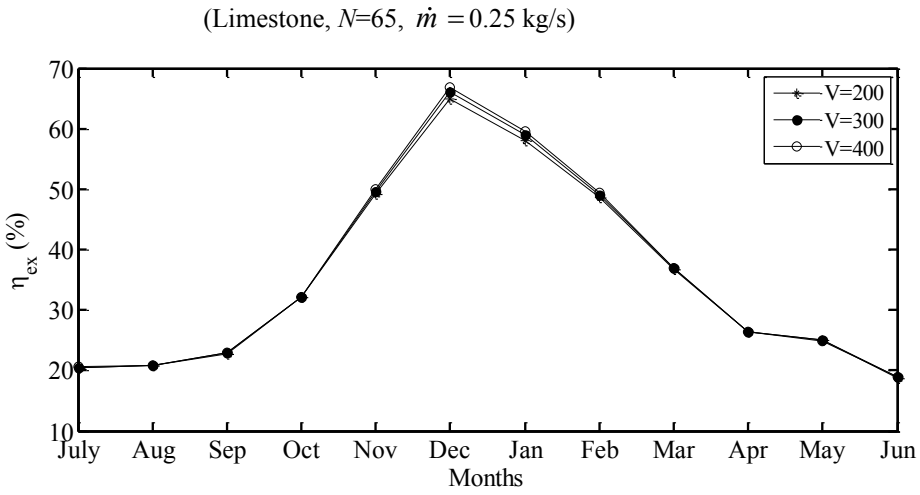
شکل ۱۷ تاثیر حجم منبع زیرزمینی کمکی را از دیدگاه انرژی نشان می‌دهد. همانطور که در شکل ۱۷ مشاهده می‌شود افزایش حجم منبع زیرزمینی کمکی، سبب افزایش اندکی در راندمان انرژی می‌شود. افزایش حجم منبع نزدیک شدن به تعریف ترمودینامیکی منبع حرارتی و کاهش نوسانات دمای آب مخزن را به دنبال دارد. لذا نرخ حرارت مفید جذب شده و توان الکتریکی در گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی چندان تغییر نمی‌یابد که باعث تغییرات چشمگیر راندمان انرژی گردد.

شکل ۱۸ تاثیر جنس زمین را از دیدگاه انرژی نشان می‌دهد. تغییرات جنس زمین و یا به عبارت دیگر تغییرات ضریب هدایت حرارتی زمین تاثیر زیادی بر راندمان انرژی ندارد. با ارجاع به نتایج شکل‌های ۱۰ و ۱۴ می‌توان اظهار داشت که با تغییر جنس زمین تغییرات دمای آب منبع و توان الکتریکی چندان زیاد نیست. دو پارامتر مذکور تاثیر مستقیم بر نرخ حرارت مفید جذب



شکل ۲۰: تاثیر تغییرات دبی جرمی آب بر راندمان اکسرژی

Fig. 20. Effect of changes in water mass flow rate on the exergy efficiency



شکل ۲۱: تاثیر تغییرات حجم منبع زیرزمینی کمکی بر راندمان اکسرژی

Fig. 21. Effect of changes in the volume of the auxiliary underground reservoir on the exergy efficiency

شده و توان الکتریکی در صورت کسر راندمان انرژی دارند که نوسانات کم آن‌ها باعث تغییرات نامحسوس راندمان انرژی شده است.

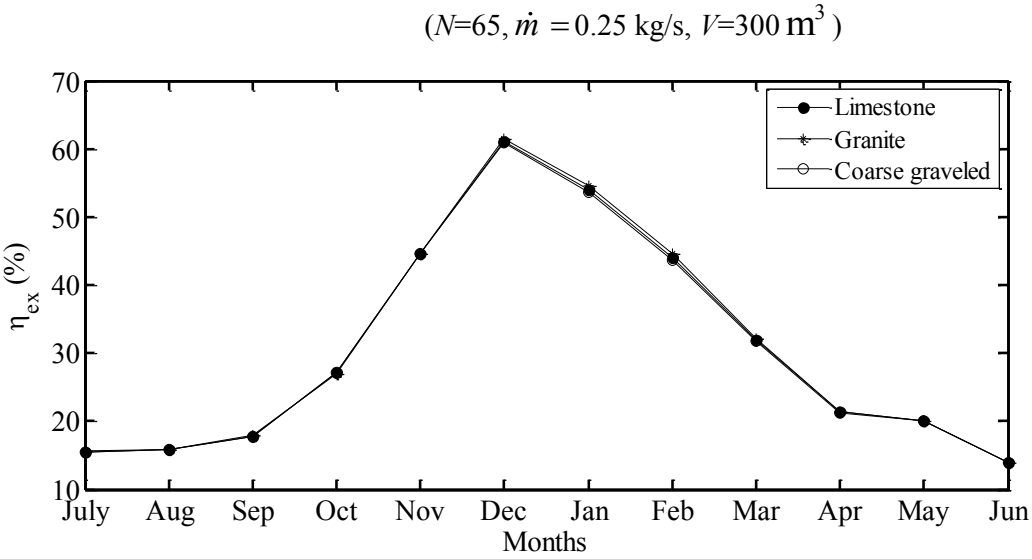
۳- ۵- مطالعات پارامتری از دیدگاه اکسرژی

در این بخش به بررسی تأثیر پارامترهای طراحی و عملکردی شامل تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی، دبی جرمی آب، حجم منبع زیرزمینی کمکی، جنس زمین از دیدگاه اکسرژی پرداخته می‌شود.

شکل ۱۹ تاثیر تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی را از دیدگاه اکسرژی نشان می‌دهد.

با افزایش ۳۰ درصدی تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی راندمان اکسرژی سیستم در حدود ۲۵ درصد کاهش می‌یابد. افزایش تعداد گردآورنده باعث افزایش انرژی خورشیدی جذب شده و توان الکتریکی می‌شود اما به دلیل این‌که میزان انرژی خورشیدی و در نتیجه اکسرژی آن بیشتر از اکسرژی حرارتی و توان الکتریکی در صورت کسر راندمان اکسرژی می‌باشد، راندمان اکسرژی سیستم کاهش می‌یابد.

شکل ۲۰ تاثیر دبی جرمی آب درون مجرا را از دیدگاه اکسرژی نشان



شکل ۲۲: تاثیر تغییرات جنس زمین بر راندمان اکسرژی

Fig. 22. Effect of changes in the ground type on the exergy efficiency

می‌دهد.

با افزایش دبی جرمی آب درون مجرا، دمای سلول کاهش اندکی می‌یابد که باعث افزایش توان الکتریکی تولیدی می‌شود که همان مقدار اکسرژی الکتریکی بوده و راندمان اکسرژی سیستم قدر اندکی افزایش می‌یابد.

همان‌طور که در شکل ۲۱ مشاهده می‌شود با افزایش حجم منبع زیرزمینی کمکی، راندمان اکسرژی به میزان اندکی افزایش می‌یابد. با افزایش حجم منبع زیرزمینی کمکی مقدار افزایش دمای منبع ناچیز بوده که باعث شده است راندمان اکسرژی به در حدود ۱ درصد افزایش یابد.

شکل ۲۲ تاثیر تغییرات جنس زمین را از دیدگاه اکسرژی نشان می‌دهد.

تغییرات جنس زمین تغییرات اندکی در دمای آب منبع و توان الکتریکی را به دنبال دارد. این موضوع باعث می‌شود تغییرات نرخ اکسرژی حرارتی و توان الکتریکی چندان زیاد نباشد و این موضوع باعث تغییرات نامحسوس راندمان اکسرژی شده است.

۴- نتیجه‌گیری

با افزایش ۳۰ درصدی تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی و افزایش ۵۰ درصدی دبی جرمی آب، دمای آب مخزن ذخیره به ترتیب ۲/۳ و ۲/۱ سانتی‌گراد افزایش می‌یابد.

بیشترین و کمترین دمای آب منبع زیرزمینی کمکی به‌ترتیب در زمینی از جنس سنگ‌ریزه زبر و گرانیت مشاهده می‌شود و اختلاف دمای آب برای آن می‌تواند در برخی ماه‌های سال به حدود ۳ درجه سانتی‌گراد می‌رسد. با تغییر جنس زمین از سنگ‌ریزه زبر به گرانیت دمای آب منبع زیرزمینی در حدود ۲/۳ درجه سانتی‌گراد کاهش می‌یابد.

با افزایش ۳۰ درصدی تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی توان الکتریکی در برخی از ماه‌های سال تا حدود ۲۵ درصد افزایش می‌یابد. اما تغییرات جنس زمین، حجم منبع زیرزمینی کمکی و دبی جرمی آب به دلیل تاثیر کم آن روی دمای سلول‌های فتوولتائیک تغییر محسوسی روی توان الکتریکی ندارد.

افزایش ۳۰ درصدی تعداد گردآورنده‌های فتولتائیک حرارتی باعث کاهش به ترتیب ۱۵ درصدی و ۲۰ درصدی در راندمان انرژی و راندمان اکسرژی سیستم می‌شود. اما تغییرات دبی جرمی آب و حجم منبع زیرزمینی تاثیر محسوسی بر راندمان انرژی و راندمان اکسرژی ندارد.

۵- فهرست علائم

علائم انگلیسی

A	مساحت، m^2
b	عرض گردآورنده، m
c	ظرفیت گرمایی ویژه، kJ/kg.K
C_f	ضریب تبدیل انرژی الکتریکی به انرژی حرارتی
D	قطر، m
$\dot{E}$	نرخ انرژی، W
Er	خطا
$\dot{E}x$	نرخ اکسرژی، W
F	کارایی فین
F_R	ضریب برداشت گرما
G	شدت تابش خورشید، W/m^2
h	ضریب انتقال حرارت، $W/m^2.K$
k	ضریب هدایت حرارتی، W/m.K
L	طول مجرای جریان، m
$\dot{m}$	دبی جرمی، kg/s
N	تعداد گردآورنده
P	توان، W
Q	نرخ انتقال حرارت، توان الکتریکی، W
q	توان، W
$\dot{I}r$	نرخ بازگشت‌ناپذیری، W
r	ضریب رگرسیون خطی
R	شعاع، m
t	زمان، s
T	دما، K
U	ضریب انتقال حرارت کلی، $W/m^2.K$
V	حجم، m^3
z	ارتفاع، m

علائم یونانی

α	ضریب دمایی جریان، $V/^oC$
α	ضریب جذب
β	ضریب انبساط حجمی، ۱/K
η	راندمان
θ	زاویه شیب شیشه‌ها، degree
ρ	چگالی، kg/m^3
σ	ثابت استفان بولتزمن، $J/m^2.kg$
$\alpha\tau$	ضریب جذب- انتقال مؤثر

زیرنویس

a	محیط
air	هوا
b	جاذب
c	گردآورنده
$cell$	سلول
$cold$	سرد
$cond$	هدایت
$conv$	جابه‌جایی
$comp$	کمپرسور
des	تخریب‌شده
e	زمین
eff	مؤثر
el	الکتریکی
$loss$	اتلاف‌شده
in	ورودی
PV/T	فتوولتائیک حرارتی

منابع

[1] R. Yumrutaş, M. Ünsal, Energy analysis and modeling of a solar assisted house heating system with a heat pump and an underground energy storage tank, Solar Energy, 86 (2012) 983-993.

[2] R. Yumrutaş, M. Ünsal, A computational model of a heat pump system with a hemispherical surface tank as the ground heat source, Energy, 25 (2000) 371-388.

[3] R. Yumrutaş, M. Kunduz, T. Ayhan, Investigation of thermal performance of a ground coupled heat pump system with a cylindrical energy storage tank, International Journal of Energy Research, 27 (2003) 1051-1066.

[4] R. Yumrutas, Ö. Kaska, Experimental investigation of thermal performance of a solar assisted heat pump system with an energy storage, International Journal of Energy Research, 28 (2004) 163-175.

[5] H. Esen, M. Inalli, M. Esen, K. Pihtili, Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers, Building and Environment, 42 (2007) 3606-3615.

[6] Y. Bi, X. Wang, Y. Liu, H. Zhang, L. Chen, Comprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modes, Applied

Energy, 86 (2009) 2560-2565.

[7] S. P. Lohani, D. Schmidt, Comparison of energy and exergy analysis of fossil plant, ground and air source heat pump building heating system, Renewable Energy, 35 (2010) 1275-1282.

[8] M. Ozturk, Energy and exergy analysis of a combined ground source heat pump system, Applied Thermal Engineering, 73 (2014) 362-370.

[9] V. Verma, K. Murugesan, Experimental study of solar energy storage and space heating using solar assisted ground source heat pump system for Indian climatic conditions, Energy and Buildings, 139 (2017) 569-577.

[10] V. Verma, K. Murugesan, Experimental study of solar assisted ground source heat pump system during space heating operation from morning to evening, Journal of Mechanical Science and Technology, 32 (2018) 391-398.

[11] V. Saydam, M. Parsazadeh, M. Radeef, X. Duan, Design and experimental analysis of a helical coil phase change heat exchanger for thermal energy storage, Journal of Energy Storage, 21 (2019) 9-17.

[12] J. Menéndez, J. Loredo, M. Galdo, J.M. Fernández-Oro, Energy storage in underground coal mines in NW Spain: Assessment of an underground lower water reservoir and preliminary energy balance, Renewable Energy, 134 (2019) 1381-1391.

[13] C. Li, J. Mao, H. Zhang, Z. Xing, Y. Li, J. Zhou, Numerical simulation of horizontal spiral-coil ground source heat pump system Sensitivity analysis and operation characteristics. Applied Thermal Engineering, 110 (2017) 424-435.

[14] J. Yazdanpanahi, F. Sarhaddi, Irreversibility rates in a solar photovoltaic/thermal water collector: An experimental study, Heat Transfer Research, 48 (8) (2017) 741-756.

[15] J. Yazdanpanahi, F. Sarhaddi, M. Mahdavi Adeli, Experimental investigation of exergy efficiency of a solar photovoltaic thermal (PVT) water collector based on exergy losses, Solar Energy, 118 (2015) 197-208.

[16] B. Liu, R. Jordan, Daily insolation on surfaces tilted towards equator, ASHRAE J. (United States) 10 (1961).

[17] J.J. Hermosillo, C.A. Arancibia-Bulnes, C.A. Estrada, Water desalination by air humidification: Mathematical model and experimental study, Solar Energy, 86 (2012) 1070-1076.

این صفحه عمداً خالی است