

بررسی نظری و تجربی تولید آب شیرین کن‌های گرمایی در حالت فعال و غیر فعال

مری، گروه مهندسی مکانیک، واحد سنندج، دانشگاه آزاد اسلامی، سنندج، ایران

استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران

کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران

*پیام هوشمند

محمد بهشاد شفیعی

میلاد محسن زاده

چکیده

در این پژوهش به مدلسازی تحلیلی و ارزیابی تجربی تلفیق یک سیستم فتوولتائیک/گرمایی با آب شیرین کن خورشیدی پرداخته شده است و عملکرد این سیستم با آب شیرین کن متداول مشابه مورد مقایسه قرار گرفته است. آزمایش ۱ حالت فعال (مخزن آب شیرین کن، لوله گرمایی و سلول خورشیدی) و آزمایش ۲ حالت غیر فعال (مخزن آب شیرین کن) در نظر گرفته شد. پس از ساخت آب شیرین کن در ابتداء عمق بهینه آب شور در مخزن آب به صورت تجربی اندازه گیری شد. در ادامه میزان تولید آب شیرین بررسی گردید که بیشینه آب تولید شده در آزمایش ۱، مربوط به ساعت ۱۴:۰۰ و به میزان $0.292 \text{ kg/m}^2\text{h}$ بود و بیشینه آب تولید شده در آزمایش ۲، مربوط به ساعت ۱۴:۰۰ و به میزان $0.406 \text{ kg/m}^2\text{h}$ بود. در ادامه مدلسازی سیستم بر اساس تحلیل و حل معادلات ترمودینامیکی و انتقال گرمایی حاکم بر مسئله نتایج مدلسازی سیستم آب شیرین کن خورشیدی، نتایج تجربی و نظری مقایسه شدند و به تجزیه و تحلیل آن‌ها پرداخته شد.

واژه‌های کلیدی: لوله گرمایی ترموسیفون، سیستم فتوولتائیک/گرمایی، مدلسازی آب شیرین کن، راندمان الکتریکی و گرمایی.

Experimental and theoretical investigation of a solar desalination to produce fresh water with active and passive states

Payam Hooshmand

MohammadBehshad Shafii

Milad Mohsenzadeh

Department of Mechanical Engineering, Sanandaj Branch, Islamic Azad University, Sanandaj, Iran

Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran

Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran

Abstract

This project is conducted to provide mathematical modeling as well as experimental investigation on a hybrid photovoltaic/thermal collector with solar still system. The performance comparison of the system with conventional solar desalination systems is the other result of the project. In this regard, two different experimental setup have been investigated: active mode (including solar still, heat-pipe, and photovoltaic cells), passive mode (solar still, exclusively). At first, the convenient depth of brine water in the basin was determined. Then, the amount of distilled water on the solar still glass cover as well as its walls was measured. The maximum water recorded for passive mode is at 14:00 up to $0.292 \text{ Kg/m}^2\text{h}$, and for active mode is $0.406 \text{ Kg/m}^2\text{h}$ at 14:00. The mathematical modeling was done based on thermodynamic and heat transfer relations convenient for the setup arrangement. The reliability of the model results is checked by the experimental results and a discussion is proposed.

Keywords: Thermosyphon Heat Pipe, Photovoltaic Thermal System, Modeling of Desalination System, Electrical and Thermal Efficiency.

عبور از غشاء) می‌باشد. سیستم‌های آب شیرین کن گرمایی به دو دسته اصلی مستقیم و غیر مستقیم دسته‌بندی می‌شوند. سیستم‌های مستقیم نیز، که به صورت مستقیم از تابش خورشید بهره می‌گیرند خود به دو دسته فعال و غیر فعال دسته بندی می‌شوند. در سیستم‌های غیرفعال، انرژی خورشیدی تنها منبع تأمین انرژی برای سیستم است؛ این در حالی است که در سیستم‌های فعال، انرژی گرمایی مورد نیاز علاوه بر خورشید، از سایر منابع نیز قابل تأمین است [۴].

۱- مقدمه

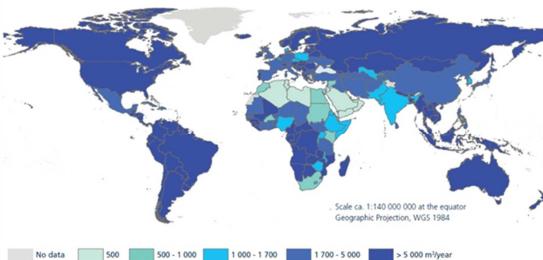
قریب ۹۷ درصد از آب‌های موجود در کره زمین در اقیانوس‌ها، دریاها و ...، شور بوده که به علت محلول بودن انواع نمکها، غیر قابل شرب می‌باشد و قریب به ۳ درصد از آب‌های کره زمین قابل شرب و شیرین هستند و در رودها، بیخ‌های قطبی، دریاچه‌ها، اتمسفر و زیرزمین موجودند. در این میان تنها دسترسی به ۱ درصد از آب‌های شیرین به صورت مستقیم وجود دارد [۱ و ۲].

در میان شاخص‌های مختلف، به منطقه‌ای که میزان آب شرب آن زیر ۱۷۰۰ متر مکعب به ازاء هر نفر در سال باشد، منطقه تحت تنش آبی گفته می‌شود. با توجه به شکل ۱ این نتیجه حاصل می‌شود که کشور ایران نیز در آستانه ورود به این تنش آبی قرار دارد [۳]. آب شیرین کن‌های دارای انواع فن‌آوری از جمله آب شیرین کن گرمایی (استفاده از گرما) و آب شیرین کن‌های غشایی یا اسمز معکوس (استفاده از فشار و

*نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: payamhooshmand@iausdj.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۷/۰۴/۱۲

تاریخ پذیرش: ۹۷/۱۲/۰۶



شکل ۱- منابع کلی آب تجدیدپذیر در سطح جهان بر حسب مترمکعب به ازاء هر نفر در سال [۳] ۲۰۱۶

۲- مروری بر پژوهش‌های گذشته

مطالعات نظری و تجربی فراوانی بر روی سیستم‌های آب شیرین کن غیر فعل انجام شده است. مانوکار و همکارانش [۵] به بررسی یک آب شیرین کن غیر فعل پرداختند. پژوهش آن‌ها نشان داد که فرایند میعان تابعی از سرعت وزش باد و شکل پوشش شیشه‌ای و نرخ تبخیر تابعی از عمق آب در مخزن، ظرفیت گرمایی سیستم و ... است. جونس و همکارانش [۶] به بررسی جنس پوشش مخزن (شیشه ساده، پلاکسی گلاس و ورق پلی اتیلن نازک) و تأثیر آن بر روی تولید آب شیرین پرداختند. آن‌ها بهترین عملکرد و بالاترین بازده را مربوط به شیشه ساده گزارش کردند. در سیستم‌های غیرفعال، با افزایش عمق آب، میزان تولید آب شیرین کاهش پیدا می‌کند [۷، ۸]. گمکال و داتا [۹] یک تقطیرکن خورشیدی دو شب را با استفاده از اجزاء الومینیومی ساختند. در این تقطیرکن از یک لایه پلی اتیلن سیاه رنگ در کف مخزن و عایق بندی آن استفاده کردند. آن‌ها به میزان تولید ۲/۵۱ لیتر بر متر مربع در روز و بازده ۲۸٪ در یکی از شهرهای هند دست یافتنی. من و گارگ [۱۰] خروجی میزان تقطیر را تابعی از شرایط آب و هوایی، خصوصیات ترموفیزیکی مواد سازنده، جهت قرارگیری دستگاه، زاویه پوشش شیشه‌ای، عمق آب، نشتی بخار و سایر پارامترهای عملکردی بیان نمود.

برخی از محققین به بررسی و ساخت همزمان سیستم‌های غیر فعل و فعل و مقایسه آن‌ها پرداختند. زاخارچینکو و همکارانش [۱۱] در ارزیابی عملکرد یک گرداورنده فتوولتائیک/گرمایی دریافتند که برای رسیدن به بازده بالاتر نیازی به یکسان بودن مساحت پتل فتوولتائیک و جاذب گرمایی زیر آن نیست و تنها پوشاندن بخش دما پایین گرداورنده گرمایی با مدول فتوولتائیک نتایج بهتری را در پی دارد. تیواری و همکارانش [۱۲] به صورت تجربی به محاسبه ضریب انتقال گرما و چگونگی ایجاد حریان گرمایی در آب شیرین کن‌های غیر فعل و فعل پرداختند. در کاری دیگر کومار و تیواری [۱۳] یک آب شیرین کن خورشیدی غیر فعل و یک آب شیرین کن خورشیدی فعل دارای گرداورنده و فتوولتائیک را به صورت تجربی بررسی نمودند، آزمایشات در عمق‌های مختلف ۵، ۱۰ و ۱۵ سانتی‌متری انجام شد که بیشترین میزان تولید آب شیرین مربوط به عمق ۵ سانتی‌متر، به میزان ۲/۶۶ کیلوگرم و ۷/۲۲ کیلوگرم آب شیرین روزانه به ترتیب برای حالت‌های غیر فعل و فعل بود. جی و همکارانش [۱۴] یک گرداورنده از جنس آلیاژ آلمینیوم برای خنک کاری مدول فتوولتائیک استفاده کردند. آنها بیان داشتند با توجه به بازده پایین پتل‌های خورشیدی و با توجه به

افت راندمان در اثر افزایش دمای عملکردی پتل از سیال عامل آب استفاده کردند. اوین مطالعاتی که در زمینه استخراج انرژی الکتریکی و گرمایی از فتوولتائیک انجام شد توسط مارتین ول夫 و همکارانش در سال ۱۹۷۶ انجام گرفت [۱۵]. بررسی‌های زیادی بر روی سیستم‌های گرداورنده فتوولتائیک/گرمایی انجام گرفته است به عنوان مثال راگورامان [۱۶] دو مدل ریاضی یک بعدی جدآگاهه برای پیش‌بینی عملکرد گرداورنده‌های مسطح فتوولتائیک/گرمایی برای آب و هوا بیان کرد که نتایج مدل را با نتایج تجربی مقایسه نمود. مشابه این کار برگن و لوویک [۱۷] یک مدل برای عملکرد سیستم‌های فتوولتائیک و گرداورنده گرمایی ارائه نمودند. ساندنس و رکستاد [۱۸] یک گرداورنده فتوولتائیک گرمایی را با طبقه‌بندی نمودن سلول‌های سیلیکون کریستالی بر روی یک جاذب گرمایی پلیمری صفحه ای سیاه رنگ ساختند. کالوگیرو و تریپاناؤستوپولوس [۱۹] از یک گرداورنده فتوولتائیک/گرمایی برای تأمین آب گرم خانگی استفاده کردند. آنها عملکرد گرداورنده گرمایی را در دو حالت ترموسیفونی و حریان اجرایی مقایسه نمودند. محسن زاده و همکاران [۲۰]، برای بهبود کارایی یک گرداورنده فتوولتائیک/گرمایی استفاده از منعکس کننده‌های تحت جهت ایجاد تمرکز جزئی تابش بروی گرداورنده فتوولتائیک/گرمایی را پیشنهاد دادند. در این پژوهش همچنین سیال خروجی از گرداورنده فتوولتائیک/گرمایی به سمت گرداورنده گرمایی خورشیدی هدایت شد تا دمای سیال خروجی به میزان مناسبی افزایش یابد. به این ترتیب به راندمان الکتریکی ۱۱/۹٪ و راندمان گرمایی ۶۲/۹٪ دست یافتند. مرادغلى و همکاران [۲۱] از لوله گرمایی ترموسیفون به منظور جذب گرمایی سیستم فتوولتائیک گرمایی استفاده کردند. آن‌ها در دو فصل بهار و تابستان به ترتیب از دو سیال عامل متابول در زاویه قرارگیری ۳۰ و ۵۶٪ استون در زاویه قرارگیری ۴۰٪ استفاده کردند. نتایج آنها افزایش ۱۶/۳۵٪ راندمان الکتریکی و ۱۶/۴۵٪ راندمان گرمایی را برای بهار و ۷/۷٪ راندمان الکتریکی و ۱۴/۴۵٪ راندمان گرمایی را برای تابستان نشان داد. تانگ و همکاران [۲۲] در تحقیقی، از میکرو‌لوله‌های گرمایی برای خنک کاری سلول‌های خورشیدی استفاده کردند. آنها عملکرد سیستم را به ازای استفاده از آب و هوا برای خنک کاری چگالنده لوله گرمایی، باهم مقایسه کردند. آنها افزایش ۲۶٪ راندمان الکتریکی و ۸/۴٪ راندمان گرمایی را به ازای استفاده از هوا و افزایش ۳٪ راندمان الکتریکی و ۱۳/۹٪ راندمان گرمایی را برای آب گزارش کردند. گنگ و همکاران [۲۳]، در یک تحلیل نظری، یک مدل سیستم ترکیبی فتوولتائیک گرمایی مجذب به لوله‌های گرمایی را مورد شنبه سازی قرار دادند و عملکرد این سیستم را به طور سالیانه در ۳ موقعیت آب و هوایی متفاوت استخراج کردند. جی و همکاران [۲۴] از لوله گرمایی میکرو‌کانال در طراحی یک سیستم گرداورنده فتوولتائیک/گرمایی استفاده کردند. خصوصیات انتقال گرما و جرم این سیستم با استفاده از روش‌های عددی و تجربی مورد بررسی اولیه قرار گرفتند. نتایج آن‌ها راندمان روزانه گرمایی و الکتریکی را به ترتیب ۳۵٪ و ۶/۷٪ داشتند. راندمان روزانه گرمایی و الکتریکی را به ترتیب ۳۵٪ و ۶/۷٪ داشتند. شفیعی و همکارانش [۲۵] به مطالعه تجربی استفاده از لوله گرمایی ترموسیفون و لوله خلاء بر عملکرد آب شیرین کن‌های خورشیدی پرداختند. آنها از پوشش‌های مختلف شیشه‌ای، آلومینیومی و فولادی استفاده کردند. همچنین استفاده از پوشش شیشه‌ای سبب افزایش جشمگیری در نرخ تولید آب شیرین در حدود ۱۰٪ کیلوگرم بر

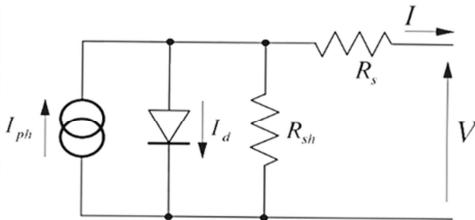
در این بخش به بررسی نظری و نیز مدلسازی بخش های مختلف سیستم مورد نظر پرداخته شده است. در حالت کلی موازنی انرژی برای حریان یک ماده از طریق سیستم از رابطه (۱) یا قانون اول ترمودینامیک حاصل می شود.

$$\sum E_{in} m_{in} - \sum E_{out} m_{out} + \sum Q_r = W = 0 \quad (1)$$

۱-۲-۳- مدل الکتریکی سلول خورشیدی

در ابتدا مدل الکتریکی سلول خورشیدی مورد بررسی قرار می گیرد. در صورتی که مقاومت الکتریکی درون سلول و نیز مقاومت مدار خارجی نیز بررسی گردد، مدل واقعی یک سلول خورشیدی ایجاد خواهد شد. طرحواره این مدل در شکل ۳ رسم شده است. بر اساس مدار الکتریکی مذکور، معادله جریان بر حسب ولتاژ، به صورت رابطه (۲) قابل بیان است [۳۷].

$$I = I_{ph} - I_0 \left(\exp\left(\frac{q(V+IR_s)}{nN_s k_B T_{cell}}\right) - 1 \right) \frac{V+IR_s}{R_{sh}} \quad (2)$$



شکل ۳- مدار الکتریکی مدلسازی معادل با سلول خورشیدی [۳۷]

در رابطه فوق، I_{ph} جریان الکتریکی قابل دستیابی سلول به عنوان منبع جریان بر حسب آمیر، I_0 شدت جریان اشباع معکوس، q بار الکتریکی الکترون، n ضریب کیفیت دیود، N_s تعداد سلول های سری به کار رفته در ساختار مدول فتوولتائیک، K_B ضریب بولتزمن و T_{cell} دمای سلول، R_s و R_{sh} به ترتیب مقاومت های سری و موازی (شنت) را نشان می دهد. ضریب کیفیت دیود (n)، میزان تفاوت عملکردی آن را با دیود ایده آل ($n=1$) نشان می دهد [۳۸].

مقادیر I_{ph} و I_0 و n وابسته به دما و تابش هستند، مقدار این سه پارامتر طبق روابط زیر به دست می آید [۳۷]. معادله (۳) برای محاسبه I_{ph} به عنوان تابعی از دما و شدت تابش ارائه گردیده است [۳۹ و ۴۰]. ویلاوا و همکارانش رابطه ای برای محاسبه جریان اشباع I_0 به عنوان تابعی از دما ارائه کردند [۴۱].

$$I_{ph} = \frac{G}{G_{ref}} [I_{ph,ref} + \mu_l (T - T_{ref})] \quad (3)$$

$$I_0 = \frac{I_{sc,ref} + \mu_l (T - T_{ref})}{\exp\left(\frac{q(V_{oc} + \mu_v (T - T_{ref}))}{nN_s K_B T}\right) - 1} \quad (4)$$

$$n = \frac{q(V_{m,ref} - V_{oc,ref})}{nN_s K_B T_{ref}} \frac{1}{\ln\left(1 + \frac{I_{m,ref}}{I_{sc,ref}}\right)} \quad (5)$$

در کلیه روابط، پارامترها با زیرنویس (ref) مقادیر را در شرایط تابش ۱۰۰۰ (w/m^2) نشان می دهد. همچنین در روابط فوق، $V_{oc,ref}$ و لاتاز مدار باز مرجع در شرایط تابش ۱۰۰۰ (w/m^2) ضریب دمایی ولتاژ

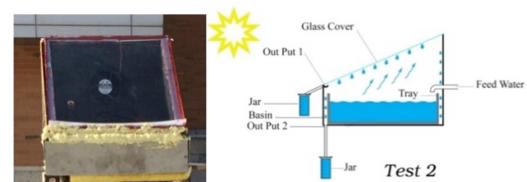
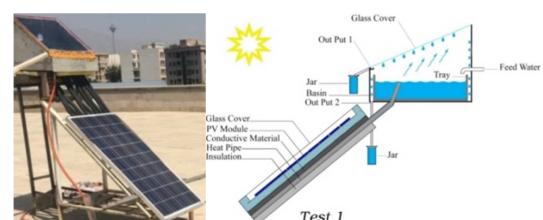
متوجه در ساعت و بازده ۲۲/۹٪ شد. بی گانگ [۲۶] در پژوهشی دیگر، یک مدل برای پیش بینی عملکرد سالیانه این سیستم در شرایط جغرافیایی ارائه کرد، همچنین انرژی مورد نیاز برای داغ کردن آب را محاسبه نمود. محققان بسیاری برای بهبود عملکرد آب شیرین کن ها، طرح های متفاوتی ارائه کردند که می توان به آب شیرین کن های دارای دو شیب [۲۷]، آب شیرین کن های دارای چند مخزن [۲۸، ۲۹]، دارای شکل کرمه ای یا نیم کرمه ای [۳۱، ۳۰]، مثلثی [۳۲] اشاره کرد.

مفهوم سیستم هیبرید در این تحقیق، عملکرد همزمان پنل خورشیدی و لوله گرمایی ترموسیفون است. به هر حال، گرما می تواند بوسیله خنک کاری فتوولتائیک با استفاده از سیستم واسطه مانند آب یا استون بازیابی شود [۳۴، ۳۳]. بازیافت گرما منجر به کاهش دمای کاری مدول فتوولتائیک و افزایش راندمان الکتریکی می شود [۳۵]. برای مثال برای یک فتوولتائیک استاندارد در دمای بالای ۲۵ درجه سلسیوس، افت توان الکتریکی تقریباً ۰/۵٪ به ازاء هر یک درجه سلسیوس افزایش دما است. از اهداف اصلی این تحقیق مدلسازی ترمودینامیکی دستگاه آب شیرین کن با بهره گیری از فناوری های پنل خورشیدی و لوله گرمایی همزمان در یک سیستم است. بعد از ارائه نتایج مدلسازی سیستم آب شیرین کن خورشیدی، نتایج تجربی و نظری مقایسه شدند و به تجزیه و تحلیل آن ها پرداخته شد.

۳- تشریح سیستم

۳-۱-۳- تشریح تجربی سیستم

در این تحقیق دو سناریوی فعال (تست ۱) و غیر فعال (تست ۲) در نظر گرفته شده است. طرحواره و تصویر دستگاه در تست ۱ و همچنین طرحواره و تصویر دستگاه در تست ۲ در شکل ۲ نشان داده شده است. پنل خورشیدی فتوولتائیک به کار رفته (شارپ مدل NE-080T1J-جدول ۱) در زاویه ۳۵ درجه نسبت به راستای افقی قرار داده شد. این زاویه بیشترین دریافت تابش را در طول تابستان برای گرداورنده های خورشیدی فراهم می سازد [۳۶]. مراحل ساخت و تست آزمایش در دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران انجام گردید (طول جغرافیایی ۳۵.۴۲°، عرض جغرافیایی ۵۱.۳۴° و ۱۱۷۲ متر ارتفاع از سطح دریا). آزمایش ها در فصل تابستان (ماه شهریور) انجام گرفت.



شکل ۲- طرحواره و تصویر دستگاه سیستم برای تست ۱ و ۲

نشان می‌دهند. $OptEff_g$ بازده نوری پوشش شیشه‌ای است که به زاویه برخورد امواج خورشیدی با سطح گردآورنده، سایه اندازی روی سیستم و همچنین کثیفی سطح گردآورنده (سلول خورشیدی) مربوط می‌شود. $h_{radgair}$ و $h_{convgair}$ به ترتیب ضرایب انتقال گرمای جابجایی و تابشی بین پوشش شیشه‌ای و هوای محیط می‌باشند. ضریب انتقال گرمای تابشی و نیز هم‌رفتی پوشش شیشه‌ای پانل خورشیدی با هوای محیط، از روابط زیر قابل محاسبه هستند:

جدول ۱- مشخصات فیزیکی، الکتریکی و ابعادی سیستم

مقدار	واحد	پارامتر
NE-080T1] - Sharp	-	مدل سلول خورشیدی
پلی کریستال	-	نوع سلول خورشیدی
۳۶ عدد سری	-	تعداد سلول‌های سلول خورشیدی
۲۱/۶	ولت	(V_{oc}) _{ref}
۵/۱۵	آمپر	جریان مدار کوتاه سلول خورشیدی (I_{sc}) _{ref}
۱۷/۱	ولت	ولتاژ بیشینه سلول خورشیدی (V_{m-ref})
۴/۶۷	آمپر	جریان بیشینه سلول خورشیدی (I_{m}) _{ref}
- ۰/۰۸۳۰	-	ضریب ولتاژ (μ_{v-ref})
۰/۰۰۳۲	-	ضریب جریان (μ_{i-ref})
۴۱۵/۴۰۵	Ω	مقاومت موازی
۰/۲۲۱	Ω	مقاومت سری
۱۱۶ × ۵۲	(cm × cm)	ابعاد پنل خورشیدی
۸۰	وات	توان بیشینه سلول خورشیدی

مدار باز بر حسب (A/K) است. نهایتاً ضریب کیفیت دیود که معمولاً ثابت در نظر گرفته می‌شود، بر حسب شرایط مرجع در معادله (۵) محاسبه شده است [۴۲]. جدول ۱ مشخصات فیزیکی و الکتریکی سلول خورشیدی را نشان می‌دهد. بیشینه مقدار شدت جریان الکتریکی خروجی و بیشینه ولتاژ خروجی سلول خورشیدی با جایگذاری شرایط لازم برای رسیدن به بیشینه توان ($I=I_m, V=V_m$) در رابطه (۲) به صورت زیر حاصل می‌شود [۴۳]:

$$I_m = I_{ph} + I_0 - \frac{nN_s k_B T_{cell}}{q} \left(\frac{I_{sc}}{V_{oc}} \right) \quad (6)$$

$$V_m = \frac{nN_s k_B T_{cell}}{q} \ln \left(\frac{nN_s k_B T_{cell}}{qI_0} \frac{I_{sc}}{V_{oc}} \right) \quad (7)$$

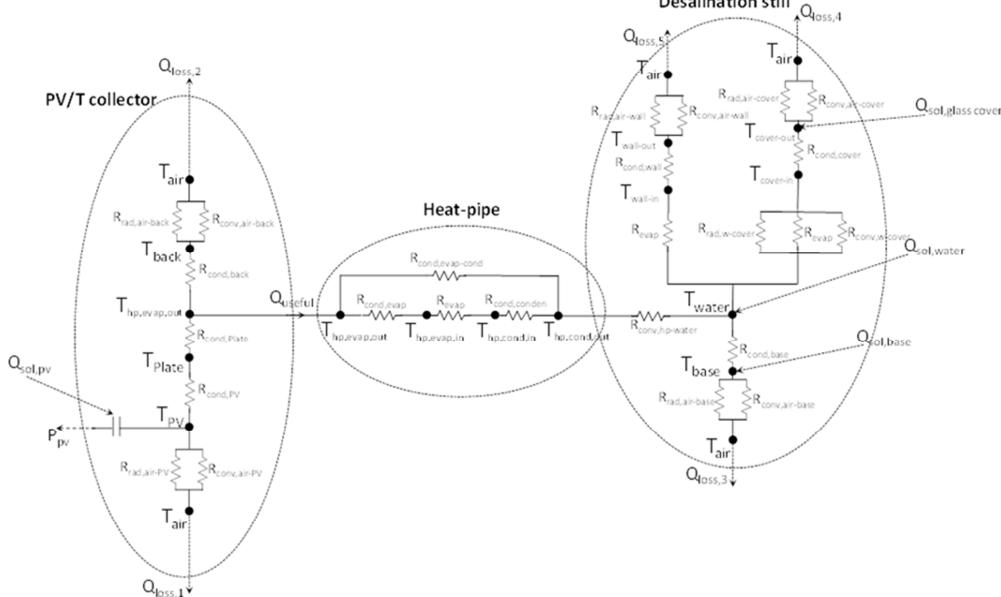
برای ارائه مدل گرمایی کل سیستم، می‌توان از یک شبکه مقاومتی مطابق شکل ۴ کمک گرفت.

۲-۲-۳- مدلسازی گرمایی گردآورنده فتوولتائیک

برای مدلسازی گرمایی گردآورنده فتوولتائیک نیاز به ایجاد یک شبکه مقاومتی معادل است که در شکل ۴ نشان داده شده است. هدف اصلی از مدلسازی این سیستم، به دست آوردن دما در گره‌های اصلی است. معادله (۸) موازنۀ گرمایی را بر روی سطح خارجی پوشش شیشه‌ای پنل خورشیدی بیان می‌کند:

$$\begin{aligned} & h_{convgcell} (T_{cell} - T_g) + h_{radgcell} (T_{cell} - T_g) \\ & + G_i OptEff_g \alpha_g = h_{convgair} (T_g - T_a) \\ & + h_{radgair} (T_g - T_a) \end{aligned} \quad (8)$$

که در آن $h_{radgcell}$ و $h_{convgcell}$ به ترتیب ضرایب انتقال گرمای جابجایی و تابشی بین سلول خورشیدی و پوشش شیشه‌ای سلول را



شکل ۴- شبکه مقاومتی کل سیستم برای مدلسازی گرمایی

است ($\gamma = A_{PV} / A_{col}$). در رابطه (۱۹) بازده نوری سلول خورشیدی محاسبه شده است، که در آن α_{cell} میزان جذب سلول خورشیدی است.

$$OptEff_{pv} = OptEff_g (\tau\alpha)_{cell} / \alpha_{cell} = \quad (19)$$

$$Shad_g \left(1 - p_g \right) DIRT_g K_i \frac{\tau_g}{1 - (1 - \alpha_{cell}) p_g}$$

$$OptEff_{pv} = OptEff_g \tau_g \quad (20)$$

$$Q_{inSPV} = G_i \cdot OptEff_{pv} \alpha_{cell} L_{plate} W_{plate} \quad (21)$$

برای صفحه جاذب مسی در پشت پانل فتوولتائیک، موازنۀ گرمایی از قرار زیر است:

$$\begin{aligned} k_{plate} \frac{T_{cell} - T_{plate}}{t_{plate}} &= k_{insul} \frac{T_{plate} - T_{back}}{t_{insul}} + \\ &+ 9 \left(4\pi r_{hpout} k_{copper} W_{col} \right) \frac{T_{plate} - T_{hpevap}}{\ln \left(r_{hpout} / r_{hpin} \right)} \end{aligned} \quad (22)$$

همچنین معادله موازنۀ گرمایی برای اتلاف گرما از پشت گردآورنده فتوولتائیک/گرمایی، در محل تماس عایق گرمایی پشت گردآورنده و محیط اطراف طبق رابطه (۲۳) قابل بیان است.

$$\begin{aligned} k_{insul} \frac{T_{plate} - T_{back}}{t_{insul}} &= \sigma \left(T_{back} - T_{ground} \right)^2 \frac{T_{back}^2 + T_{ground}^2}{1/\epsilon_{back} + 1/\epsilon_{ground} - 0.75} \\ &+ h_{convaback} \left(T_{back} - T_a \right) \end{aligned} \quad (23)$$

در معادله (۲۳)، ϵ_{ground} و ϵ_{back} به ترتیب ضریب گسیلنندگی لایه پشتی گردآورنده و زمین است که هر دو فرض می شود 0.35 . ضریب انتقال گرمایی همرفتی بین هوا و پشت گردآورنده گرمایی ($h_{convaback}$) طبق رابطه ($h_{convaback} = \overline{Nu} \cdot k_e / L_e$) محاسبه می گردد. مشخصات فیزیکی گردآورنده گرمایی در جدول ۲ بیان شده است.

جدول ۲- مشخصات فیزیکی، الکتریکی و ابعادی سیستم

مقدار	واحد	پارامتر
۱۲	$W/m.K$	رسانایی گرمایی پوشش شیشه‌ای سلول
۰/۸۶	-	ضریب گسیلنندگی پوشش سلول
۰/۰۲	-	ضریب جذب پوشش شیشه‌ای
۰/۰۲	-	ضریب انعکاس پوشش سلول
۰/۹۶	-	ضریب عبور پوشش شیشه‌ای
۰/۱	-	ضریب گسیلنندگی سلول
۰/۹۳	-	ضریب جذب سلول
۰/۵	mm	ضخامت سلول خورشیدی
۱	mm	ضخامت صفحه جاذب
۴۰۰	$W/m.K$	رسانایی گرمایی صفحه جاذب مسی
۰/۱	m	ضخامت لایه عایق
۱/۵	$W/m.K$	رسانایی گرمایی عایق
۰/۱	-	ضریب گسیلنندگی عایق پشتی
۹	-	تعداد لوله‌های گرمایی
۰/۰۱	m	قطر لوله گرمایی
۱/۲	m	طول تبخیر کن لوله گرمایی

$$h_{radgair} = \epsilon_g \sigma \left(T_g + T_a \right) \left(T_g^2 + T_a^2 \right) \frac{T_g - T_{sky}}{T_g + T_a} \quad (9)$$

که در آن $T_{sky} = 0.0552 T_a^{1.5}$ است:

$$h_{convgair} = 8.6 \frac{V_a^{0.6}}{L_{col}^{0.4}} \quad (10)$$

برای شرایطی که سرعت باد (V_a) از 10 متر بر ثانیه بیشتر باشد [۴۴] و در غیر این صورت:

$$h_{convgair} = \overline{Nu} \cdot k_e / L_e, L_e = L_{col} W_{col} / 2(L_{col} + W_{col}) \quad (11)$$

که در آن عدد ناسلت برای صفحه گردآورنده که دارای شبی است تابعی از عدد گرash و همچنین عدد پرانتل است [۴۵].

$$\overline{Nu} = 0.56 \left(Gr_e Pr_e \cos(\theta_{col}) \right)^{1/4}, 0 \leq Gr_e \leq 2 \times 10^9 \quad (12)$$

$$\overline{Nu} = 0.14 \left(Gr_e Pr_e \right)^{1/3} - \left(2 \times 10^9 Pr_e \right)^{1/3} + 0.56 \left(Gr_e Pr_e \cos(\theta_{col}) \right)^{1/4}, 2 \times 10^9 \leq Gr_e \quad (13)$$

خصوصیات فیزیکی هوا در معادلات فوق در دمای متوسط از یابی می گردد. بازده نوری گردآورنده گرمایی تابعی از ضریب زاویه برخورد امواج خورشید با راستای عمود بر سلول خورشیدی (K)، مقدار کشیفی سطح ($h_{convback}$) و تأثیر سایه اندازی ($Shad_g$) می باشد.

$$OptEff_g = Shad_g \left(1 - p_g \right) DIRT_g \cdot K_i \quad (14)$$

$$K_i = \cos(\theta_{col}) + 0.000088(\theta_{col}) - 0.0000537(\theta_{col})^2 \quad (15)$$

ضریب انتقال گرمایی هم رفتی بین پوشش شیشه‌ای و گردآورنده فتوولتائیک تابعی از عدد ناسلت و ضخامت هوای بین پوشش شیشه‌ای و گردآورنده فتوولتائیک می باشد ($h_{convcell} = \overline{Nu} \cdot k_e / d_{cell}$). معادله مناسب برای محاسبه عدد ناسلت تابعی از شبی گردآورنده و عدد رالی است که در معادله (۱۶) قابل مشاهده است [۴۶].

$$\begin{aligned} \overline{Nu} &= 1 + 1.446 \left| 1 - \frac{1708 / Ra}{\cos(\theta_{col})} \right| \\ &\left(1 - 1708 \times \frac{(\sin(1.8\theta_{col}))^{1.6} Ra}{\cos(\theta_{col})} \right) \\ &+ \left(Ra \cdot \frac{\cos(\theta_{col})}{5830} \right)^{0.333} - 1 \end{aligned} \quad (16)$$

ضریب انتقال گرمایی تابعی بین پوشش شیشه‌ای و سلول خورشیدی با توجه به دمای سطوح و ضریب گسیلنندگی دو سطح و اینکه فاصله بین دو سطح بسیار نازک باشد، طبق رابطه (۱۷) قابل محاسبه است.

$$h_{radcell} = \sigma \left(T_{cell} - T_g \right)^2 \frac{T_{cell}^2 + T_g^2}{1/\epsilon_g + 1/\epsilon_{cell} - 1} \quad (17)$$

از این رو معادله موازنۀ گرمایی برای لایه سلول خورشیدی از طریق معادله (۱۸) بیان شده است.

$$\begin{aligned} G_i \cdot OptEff_{cell} \cdot \alpha_{cell} &= \gamma n_{cell} \cdot G_i + h_{convcell} \left(T_{cell} - T_g \right) \\ &+ h_{radcell} \left(T_{cell} - T_g \right) + 9 \left(4\pi r_{hpout} k_{copper} W_{col} \right) \\ &\frac{T_{plate} - T_{hpevap}}{\ln(r_{hpout} / r_{hpin})} + 2 h_{convedge} d_{cell} \left(T_{cell} - T_a \right) \end{aligned} \quad (18)$$

که در آن $OptEff_{cell}$ بازده نوری سلول خورشیدی و n_{cell} بازده الکتریکی سلول خورشیدی است. γ نسبت پوشش سلول خورشیدی به گردآورنده

۳-۲-۳- مدل سازی لوله‌گرمایی

برای مدلسازی عملکرد گرمایی لوله‌های گرمایی می‌توان مدلسازی این بخش را به دو بخش شامل (الف) بخش تبخیر (ب) بخش میان تقسیم کرد [۴۹]. معادله موازنۀ گرمایی برای بخش تبخیر لوله‌گرمایی از قرار زیر است:

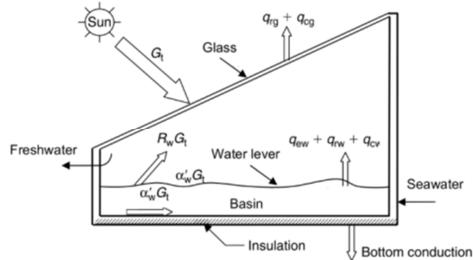
$$2k_{cupper} \frac{T_{evapout} - T_{evapin}}{\ln(D_{evapout}/D_{evapin})} = D_{evapin} h_{fg}^2 P_{vevap} \frac{T_{evapin} - T_{condin}}{(2\pi R_w T_{evapin})^{0.5} R_w T_{evapin}^2} \quad (24)$$

معادله موازنۀ گرمایی برای بخش میان لوله‌گرمایی از قرار زیر است:

$$2k_{cupper} \frac{T_{condin} - T_{condout}}{\ln(D_{condout}/D_{condin})} = \pi D_{condin} h_{fgcond}^2 P_{vcond} \frac{T_{evapin} - T_{condin}}{(2\pi R_w T_{condin})^{0.5} R_w T_{condin}^2} \quad (25)$$

۴-۲-۳- مدلسازی گرمایی آب شیرین کن

شکل ۵ طرحواره آب شیرین کن مدل شده این پژوهش را نشان می‌دهد که تمامی ترم‌های گرمایی اجزای سیستم نشان داده شده است. مشخصات فیزیکی مخزن آب شیرین کن در جدول ۳ ارائه شده است.



شکل ۵- پارامترهای گرمایی آب شیرین کن مدل شده

جدول ۳- مشخصات فیزیکی، الکتریکی و ابعادی سیستم

پارامتر	واحد	مقدار
ضخامت پوشش شیشه‌ای	mm	۴
رسانایی گرمایی پوشش	W/m.K	۱/۵
ضریب گسیلنندگی پوشش شیشه‌ای	-	۰/۴
ضریب جذب پوشش شیشه‌ای	-	۰/۰۸
ضریب انعکاس پوشش شیشه‌ای	-	۰/۰۲
ضریب عبور پوشش شیشه‌ای	-	۰/۹۲
ضخامت عایق کف	m	۰/۱
رسانایی گرمایی لایه عایق	W/m.K	۱/۵
ضریب گسیلنندگی کف مخزن	-	۰/۸
ضریب جذب کف مخزن	-	۰/۸

در روی سطح خارجی پوشش شیشه‌ای رابطه (۲۶) برقرار است:

$$\begin{aligned} & \alpha_{gout} \left[\left(T_{goout} \right)^2 + \left(T_{sky} \right)^2 \right] \left[T_{gout} + T_{sky} \right] \left[T_{gout} - T_{sky} \right] \\ & + h_{convair} \left(T_{gout} - T_a \right) G_i OptEff_g \alpha_g \\ & - k_g \left(T_{gin} - T_{gout} \right) / t_g = 0 \end{aligned} \quad (26)$$

معادله موازنۀ گرمایی برای طرف داخلی پوشش شیشه‌ای در رابطه (۲۷) ارائه شده است.

$$\begin{aligned} & \left(\alpha_{eff} \left(T_w^2 + T_{gin}^2 \right) \left(T_w + T_{gin} \right) \right) \left[T_w - T_{gin} \right] + \\ & \left(h_{convwg} + h_{evapwg} \right) \left[T_w - T_{gin} \right] - k_g \left(T_{gin} - T_{gout} \right) / t_g = 0 \end{aligned} \quad (27)$$

در این معادله (h_{convwg}) ضریب انتقال گرمایی هموفت بین سطح آب و پوشش شیشه‌ای است که توسط رابطه (۲۸) بیان شده است [۴۷].

$$h_{convwg} = 0.884 \left(\left(T_w - T_{gin} \right) + \left(P_w - p_{gin} \right) \frac{T_w + 273.15}{268 \times 10^{-3} - p_w} \right)^{0.333} \quad (28)$$

در رابطه فوق P_w فشار بخار اشباع در دمای آب و دمای پوشش شیشه‌ای داخلی هستند که توسط رابطه (۲۹) بیان شده است.

$$\begin{aligned} P_w &= \exp \left(25.317 - \left(\frac{5144}{T_w} \right) \right) \\ p_{gin} &= \exp \left(25.317 - \left(\frac{5144}{T_{gin}} \right) \right) \end{aligned} \quad (29)$$

در معادله (۲۷)، ضریب انتقال گرمایی تبخیری بین آب و پوشش شیشه‌ای داخلی (h_{evapwg}) توسط رابطه (۳۰) بیان شده است [۴۷].

$$h_{evapwg} = 16.273 \times 10^{-3} h_{convwg} \left(\frac{P_w - P_{gin}}{T_w - T_{gin} + 1 \times 10^{-10}} \right) \quad (30)$$

برای سطح بالای آب، معادله موازنۀ گرمایی توسط رابطه (۳۱) بیان شده است.

$$\begin{aligned} & \left(h_{convpw} + \sigma \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_w} + \frac{1}{\epsilon_g} - 1} \left(T_p^2 + T_w^2 \right) \left(T_w + T_b \right) \right) \left[T_p - T_w \right] \\ & - \left(\sigma \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_w} + \frac{1}{\epsilon_g} - 1} \left(T_w^2 + T_{gin}^2 \right) \left(T_w + T_{gin} \right) \right) \left[T_w - T_{gin} \right] \end{aligned} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} & - \left(h_{convwg} + h_{evapwg} \right) \left[T_w - T_{gin} \right] + G_i \left(1 - \tau_w \right) OptEff_g \tau_g \\ & + 4\pi D_{hp} h_{convHPw} \left(T_{hpcondout} - T_w \right) L_{hpcond} - \frac{A_{wall}}{A_{cover}} h_{evapwall} \left[T_w - T_{win} \right] \\ & = 0 \end{aligned}$$

که در آن $h_{evapwall}$ ضریب انتقال گرمایی تبخیری بین سطح آب و دیواره داخلی مخزن آب با دمای T_{wallin} است. h_{convpw} که ضرایب انتقال گرمایی هموفت بین سینی و چگالنده لوله‌گرمایی با آب می‌باشند. همچنین ضریب عبور نور (τ_w) بر اساس عمق آب از طریق رابطه (۳۲) قابل محاسبه است [۴۴].

$$\begin{aligned} \tau_w &= 0.237 \exp(-0.032 Dep_w) \\ &+ 0.193 \exp(-0.45 Dep_w) \\ &+ 0.167 \exp(-3 Dep_w) + 0.179 \exp(-35 Dep_w) \end{aligned} \quad (32)$$

ضریب انتقال گرمایی $h_{evapwall}$ با فرض انجام عمل میان به صورت لایه‌ای در یک لایه نازک از معادله (۳۳) حاصل می‌شود [۴۱].

۴- نتایج و بحث

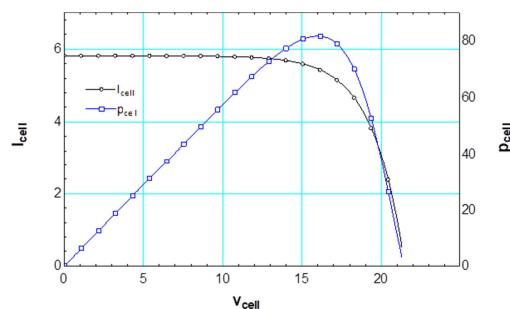
در بخش نتایج، دستاوردهای پژوهشی برای آزمایش ۱ و ۲ ارائه گردید. برای آزمایش ۱، ابتدا دیاگرام مشخصه مدول فتوولتائیک ارائه گردید و نتایج نظری و تجربی میزان توان تولیدی، ولتاژ مدار باز و جریان مدار کوتاه بررسی گردید. در ادامه به بررسی دمای بخش‌های مختلف سیستم از جمله دمای سلول خورشیدی، پوشش شیشه‌ای داخل و خارج و آب پرداخته شد. برای آزمایش ۲ نیز این نتایج ارائه شد.

۴- نتایج مدلسازی و تجربی حالت فعال (آزمایش ۱)

مطابق با معادلات حاکم بر فتوولتائیک شامل ولتاژ، جریان الکتریکی و توان تولیدی به مقایسه نتایج نظری و تجربی پرداخته شد.

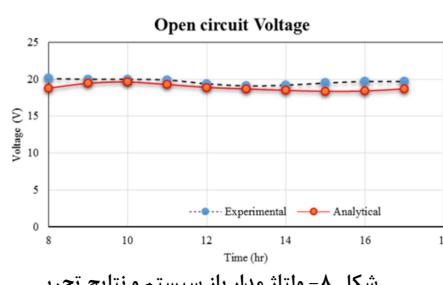
۴-۱- عملکرد الکتریکی سلول خورشیدی

شکل ۶ مشخصه مدول فتوولتائیک مورد استفاده در سیستم آزمایشگاهی را در شرایط استاندارد نشان می‌دهد.



شکل ۶- منحنی مشخصه I-V در سیستم آزمایشگاهی در شرایط استاندارد برای پنل خورشیدی

در شکل ۷ با توجه به مشخصات فیزیکی سلول خورشیدی، ولتاژ سلول خورشیدی محاسبه و با نتایج تجربی اندازه‌گیری شده مقایسه گردید. مقدار کمینه، متوسط و بیشینه درصد خطای نسبی بین نتایج تجربی و نظری و ولتاژ مدار باز سیستم به ترتیب ۰/۹۵، ۰/۹۵ و ۰/۶۷٪ است. از مهمترین دستاوردهای این سیستم، جلوگیری از افت بیش از حد ولتاژ در طول روز است که به واسطه جذب سریع گرمای اضافی سلول‌های فتوولتائیک و حفظ دمای کاری آن در محدوده پایین تر حاصل شده است. همانطور که در خروجی ولتاژ نشان داده شده است دامنه تغییرات ولتاژ الکتریکی علیرغم افزایش تابش در نیمه روز کمتر از ۵ درصد است.



شکل ۸- ولتاژ مدار باز سیستم و نتایج تجربی

$$h_{evapwall} = 0.943 \left(\frac{\rho_f (\rho_f - \rho_v) g h_{fg} k_f^3}{L_{wall} \mu_f (T_w - T_{wallin})} \right)^{1/4} \quad (33)$$

در این رابطه پارامترهای با زیرنویس f نشان دهنده خصوصیات مربوط به آب در دمای متوسط است. L_{wall} ارتفاع متوسط دیواره داخلی مخزن آب شیرین کن است. معادله موازنۀ گرمایی در طرف داخل مخزن آب شیرین کن با نادیده گرفتن ضریب انتقال گرمای تابشی از قرار زیر است:

$$h_{evapwg} (T_w - T_{walls}) - k_{walls} (T_{wallin} - T_{wallout}) / t_{wall} = 0 \quad (34)$$

در این رابطه t_{wall} و k_{walls} به ترتیب ضریب رسانش دیوار و ضخامت دیواره جانبی هستند. برای محاسبه عدد ناسلت ویژه برای محاسبه انتقال گرمای همرفتی بین سینی و آب از رابطه $h_{convpw} = \overline{Nu} \cdot k_e / L_e$ بهره گرفته شده است [۴۱] که نتایج اصلی آن قابل مشاهده است. تمامی خصوصیات فیزیکی در دمای فیلم متوسط محاسبه شده است.

$$\overline{Nu} = 0.5 (Gr_e \cdot Pr_e)^{1/4}, 0 \leq Gr_e \leq 2 \times 10^7 \quad (35)$$

$$\overline{Nu} = 0.15 (Gr_e \cdot Pr_e)^{1/3}, Gr_e \geq 2 \times 10^7 \quad (36)$$

برای محاسبه مقدار انتقال گرمای همرفتی سطح چگالنده لوله‌گرمایی با آب شور از روابط زیر استفاده شده است. برای محاسبه مقدار ناسلت که تابعی از عدد رایلی و شب لوله‌گرمایی است از روابط (۳۷) و (۳۸) که در زیر آمده است استفاده می‌شود.

$$\overline{Nu} = 0.3 Ra_e^{0.25} (1 + 0.7 \cos(\theta_{HP})), 0 \leq Ra_e \leq 10^9 \quad (37)$$

$$\overline{Nu} = 0.13 Ra_e^{0.3} (1 + 0.6 \cos(\theta_{HP})), 10^9 \leq Ra_e \quad (38)$$

معادله موازنۀ انتقال گرمای برای دیواره مخزن در سمت خارجی که با هوای محیط احاطه شده است در معادله (۳۹) ارائه شده است.

$$\alpha_{ewalout} \left((T_{walout})^2 + (T_{sky})^2 \right) (T_{walout} + T_{sky}) (T_{walout} - T_{sky})$$

$$(39) - G_i \alpha_{wall} - k_{walls} (T_{wallin} - T_{wallout}) / t_{wall} \\ + h_{convwallair} (T_{wallout} - T_a) = 0$$

معادله موازنۀ انتقال گرمای سطح بالای سینی، مطابق با (۴۰) قابل استفاده است.

$$G_i \tau_w Opteff_g \tau_g \alpha_p - \left(\frac{t_p}{k_p} + \frac{1}{h_{totalbaseair}} \right) (T_p - T_a) \\ - \sigma \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_w} + \frac{1}{\epsilon_p} - 1} (T_p^2 + T_w^2) (T_w + T_b) [T_p - T_w] \quad (40)$$

$$- h_{convpw} [T_p - T_w] = 0$$

که در این رابطه $h_{totalpair}$ ضریب انتقال گرمای کلی بین صفحه کف مخزن آب با هوای محیط از رابطه (۴۱) قابل محاسبه است [۴۱].

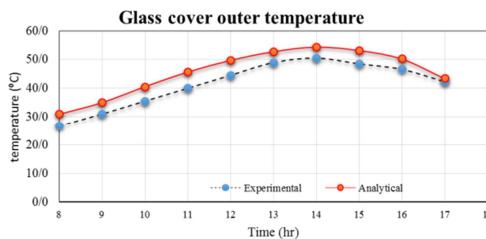
$$h_{totalpair} = 5.7 + 3.8 V_a \quad (41)$$

در نهایت میزان آب شیرین تولیدی نیز از رابطه (۴۲) قابل استخراج است.

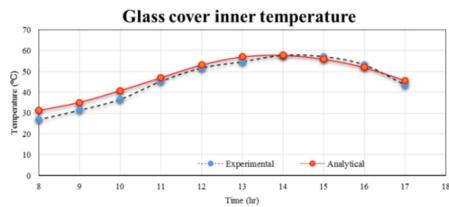
$$\dot{m}_{fresh} = (h_{evapwg} A_{cover} (T_w - T_{gin})) \quad (42)$$

$$+ h_{evapwall} A_{wall} (T_w - T_{wallin}) \times \frac{3600}{h_{fgw}}$$

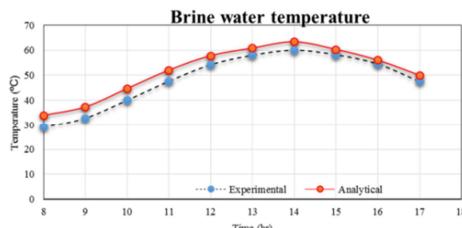
بیشینه دمای پوشش شیشه‌ای خارج تجربی در ساعت ۱۴ بعد از ظهر ۵۰/۵ درجه سلسیوس اندازه‌گیری شد و ۵۴/۳ درجه سلسیوس به صورت نظری محاسبه گردید. مقدار کمینه، متوسط و بیشینه درصد خطای نسبی بین نتایج تجربی و نظری دمای پوشش شیشه‌ای خارجی به ترتیب ۲/۶، ۱۰/۲ و ۱۵/۶٪ است. بیشینه دمای پوشش شیشه‌ای داخل تجربی در ساعت ۱۴ بعد از ظهر ۵۷/۷ درجه سلسیوس و ۵۷/۸ درجه سلسیوس به صورت نظری محاسبه گردید. مقدار کمینه، متوسط و بیشینه درصد خطای نسبی بین نتایج تجربی و نظری دمای پوشش شیشه‌ای داخل سیستم به ترتیب ۰/۲، ۵/۸ و ۱۵/۹٪ است.



شکل ۱۲- دمای پوشش شیشه‌ای خارجی و نتایج تجربی

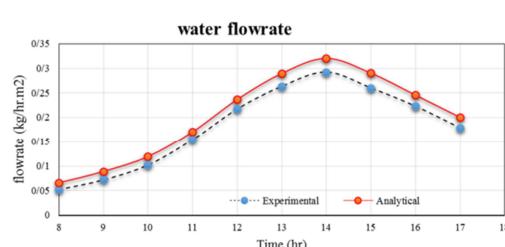


شکل ۱۳- دمای پوشش شیشه‌ای داخلی و نتایج تجربی



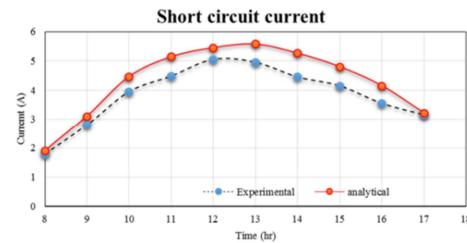
شکل ۱۴- دمای آب شور و نتایج تجربی اندازه‌گیری شده

نرخ آب شیرین تولیدی به ازای واحد سطح تابش در شکل ۱۵ نشان داده شده است. بیشینه آب تولید شده در ساعت ۱۴ در حالت تجربی ۰/۲۹۲ کیلوگرم بر متر مربع و در محاسبات نظری ۰/۳۲۰ محسوبه شد. مقدار کمینه، متوسط و بیشینه درصد خطای نسبی بین نتایج نرخ تولید سیستم به ترتیب ۱۳/۴، ۸/۷ و ۲۵٪ است.



شکل ۱۵- نرخ آب شیرین تولیدی فعال و نتایج تجربی

مقدار جریان خروجی به شدت تابع دمای سلول و شدت تابش خروجی سیستم است. در شکل ۹ با توجه به مشخصات فیزیکی سلول، جریان خروجی سلول محاسبه و با نتایج تجربی مقایسه گردید. مقدار کمینه، متوسط و بیشینه درصد خطای نسبی بین نتایج تجربی و نظری جریان مدار کوتاه سیستم به ترتیب ۱۱/۱۵، ۱/۵ و ۱۶/۹٪ است.



شکل ۹- جریان مدار بسته سیستم و نتایج تجربی

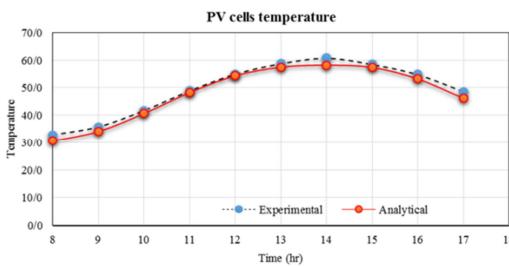
مطابق با مشخصات پنل استفاده شده در شدت تابش ۱۰۰۰ وات بر متر مربع و دمای ۲۵ درجه سلسیوس، ۸۰ وات انرژی الکتریکی تولید می‌کند حال با افزایش دما، میزان توان تولیدی کاهش می‌یابد. در شکل ۱۰ با توجه به مشخصات فیزیکی سلول و محاسبه موارد مذکور، توان تولیدی بیشینه پنل فتوولتاویک از طریق مدل ریاضی استخراج و با نتایج تجربی اندازه گیری شده مقایسه گردید. توان تولیدی سیستم، تابع جریان خروجی و ولتاژ است که با افزایش جریان یا ولتاژ، افزایش می‌یابد. مقدار کمینه، متوسط و بیشینه درصد خطای نسبی بین نتایج توان تولیدی سیستم به ترتیب ۳/۷، ۷/۷ و ۱/۹٪ است.



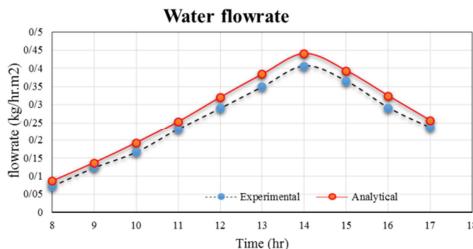
شکل ۱۰- توان تولیدی سیستم و نتایج تجربی

۲-۱-۴- عملکرد گرمایی سلول و آب شیرین کن

دمای سلول خورشیدی، دمای پوشش شیشه‌ای خارج و داخل و همچنین دمای آب شور به ترتیب در شکل‌های ۱۱، ۱۲، ۱۳، ۱۴ و ۱۵ مطابق با معادلات حاکم بدست آمدند. بیشینه دمای سلول خورشیدی تجربی در ساعت ۱۴ بعد از ظهر ۵۸/۰ درجه سلسیوس اندازه گیری شد و ۵۸/۲ درجه سلسیوس به صورت نظری محاسبه گردید.



شکل ۱۱- دمای سلول خورشیدی و نتایج تجربی



شکل ۱۵- نرخ آب شیرین تولیدی پسیو و نتایج تجربی

۴-۳- بازده آب شیرین کن در حالت فعال و غیر فعال

بازده گرمایی روزانه برای آب شیرین کن غیرفعال (آزمایش ۲) $23/24\%$ محاسبه گردید و با توجه به عدم تولید الکتریسیته، بازده کلی سیستم برابر با بازده گرمایی شد. در ادامه به بررسی سیستم فعال (آزمایش ۱) پرداخته شد که بازده گرمایی روزانه $15/00\%$ محاسبه گردید. بازده الکتریکی روزانه برای آزمایش آب شیرین کن فعال $11/29\%$ و در نهایت بازده کلی سیستم $44/71\%$ حاصل شد [۴۸].

۵- نتیجه گیری

یک سیستم آب شیرین کن خورشیدی تبخیری با بهره‌گیری از فن آوری پنل خورشیدی/ لوله‌های گرمایی ساخته شد. در ادامه مدلسازی سیستم بر اساس تحلیل و حل معادلات ترمودینامیکی و انتقال گرمای حاکم بر مسئله انجام شد. بیشینه آب تولید شده در شرایط تقطیر معمولی (آزمایش ۱) مربوط به ساعت $14:00$ و به میزان $(kg/m^2 h) 29/0$ بود که این مقدار به صورت عددی محاسبه گردید و $32/0$ بدست آمد. این پارامتر در حالت غیرفعال (آزمایش ۲) در همان ساعت $40/6$ حاصل شد و به صورت عددی $(kg/m^2 h) 44/71$ محاسبه گردید. نتایج حاصل شده بین حالت فعال و غیر فعال نشان می‌دهد مقدار آب شیرین تولیدی در حالت فعال بیشتر از حالت غیر فعال است که دلیل آن می‌تواند مساحت زیر تابش بیشتر باشد. این در حالی است که نرخ تولید در بیشینه تابش خورشید در حالت فعال کمتر از حالت غیر فعال است که دلیل آن وجود مقاومت گرمایی بیشتر در حالت فعال است. بازده گرمایی روزانه برای آب شیرین کن سنتی (آزمایش ۲) $22/24\%$ محاسبه گردید و با توجه به عدم تولید الکتریسیته در این حالت، بازده کلی سیستم همان $23/24\%$ است. در ادامه به بررسی سیستم فعال (آزمایش ۱) پرداخته شد که بازده گرمایی روزانه آن $15/00\%$ محاسبه گردید. بازده الکتریکی روزانه برای آزمایش ۱ و آزمایش ۲ به ترتیب $11/29$ و $44/71$ درصد و در نهایت بازده کلی سیستم به ترتیب $23/24$ و $44/71$ درصد حاصل شد.

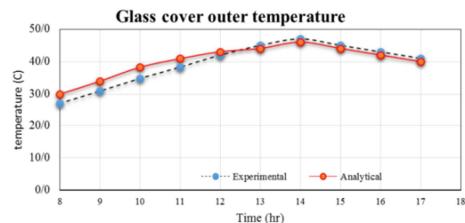
۶- مراجع

- [1] Bazargan M and Ahmadi M., Freshwater production using wet air underground cooling and solar energy. *Journal of Renewable Energy*, Vol. 1, pp. 4-15, 2014.
- [2] Lui J., Dorjderem A., Fu J., Lei X., Lui H., Macer D., Qiao Q., Sun A., Tachiyama K., Yu L. and Zheng Y., *Water ethics and water resource management, Ethics and Climate Change in Asia and the Pacific (ECCAP) Project*. UNESCO Bangkok, 2011.
- [3] Water and Jobs, the United Nations World Water Development Report, United Nations Educational, Scientific and Cultural Organization, 2016.
- [4] *Renewable energy desalination: an emerging solution to close the Middle East and North Africa's water gap*. MENA Development

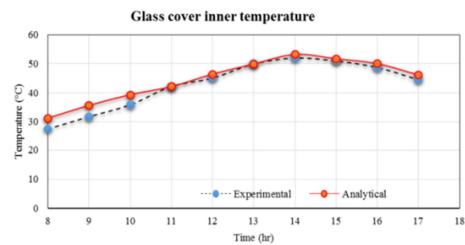
۴-۲- نتایج مدلسازی و تجربی حالت غیر فعال (آزمایش

(۲)

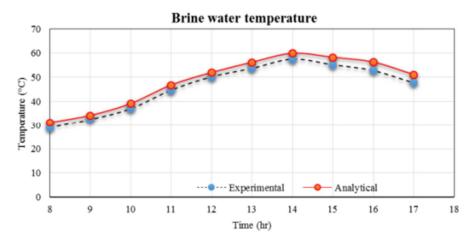
دمای پوشش شیشه‌ای خارج و داخل و همچنین دمای آب شور در حالت غیرفعال به ترتیب در شکل های ۱۶، ۱۷ و ۱۸ مطابق با معادلات حاکم بدست آمدند. بیشینه دمای پوشش شیشه‌ای خارج تجربی در حالت پسیو در ساعت 14 بعد از ظهر $47/0$ درجه سلسیوس و درجه سلسیوس به صورت نظری محاسبه گردید. بیشینه دمای آب شور تجربی در ساعت 14 بعد از ظهر $57/5$ درجه سلسیوس و درجه سلسیوس به صورت نظری محاسبه گردید.



شکل ۱۶- دمای پوشش شیشه‌ای خارجی و نتایج تجربی



شکل ۱۷- دمای پوشش شیشه‌ای داخلی و نتایج تجربی



شکل ۱۸- دمای آب شور و نتایج تجربی

نرخ آب تولیدی به ازاء واحد سطح تابش در شکل ۱۹ نشان داده شده است. بیشینه آب تولیدی در ساعت 14 در حالت تجربی $40/6$ کیلوگرم بر متر مربع بود و در محاسبات نظری $44/0$ محاسبه شد. مقدار کمینه، متوسط و بیشینه درصد خطای نسبی بین نتایج نرخ تولید آب شیرین سیستم به ترتیب $7/5$ ، $10/8$ و $14/9\%$ است.

- 2012.
- [27] Al-Karaghoudi A.A. and Alnaser W.E., Experimental comparative study of the performances of single and double basin solar-stills. *Applied Energy*, Vol. 77, pp. 317–325, 2004.
- [28] Tiwari G.N., Singh S.K. and Bhatnagar V.P., Analytical thermal modeling of multi-basin solar still. *Energy Conversion and Management*, Vol. 34, No. 12, pp. 1261–1266, 1993.
- [29] El-Sebaii A.A., Thermal performance of a triple -basin solar still. *Desalination*, Vol. 174, pp. 23–37, 2005.
- [30] Dhiman N.K., Transient analysis of a spherical solar still. *Desalination*, Vol. 69, pp. 47–55, 1988.
- [31] Ismail B.I., Design and performance of a transportable hemispherical solar still. *Renewable Energy*, Vol. 34, pp. 145–150, 2009.
- [32] Rubio-Cerda E., Porta-Gandara M.A. and Fernandez Zayas J.L., Thermal performance of the condensing covers in a triangular solar still. *Renewable Energy*, Vol. 27, pp. 301–308, 2002.
- [33] Teo H.G., Lee P.S. and Hawlader M.N.A., An active cooling system for photovoltaic modules. *Applied Energy*, Vol. 90, pp. 309–315, 2012.
- [34] Narayan G.P., Sharqawy M.H., Lienhard J.H. and Zubair S.M., Thermodynamic analysis of humidification dehumidification desalination cycles. *Desalination and Water Treatment*, Vol. 16, pp. 339–353, 2010.
- [35] Cuce E. and Cuce P.M., Improving thermodynamic performance parameters of silicon photovoltaic cells via air cooling. *International Journal of Ambient Energy*, Vol. 35, pp. 193–199, 2013.
- [36] Singh A., Tiwari G., Sharma P. and Khan E., Optimization of orientation for higher yield of solar still for a given location. *Energy Conversion and Management*, Vol. 36, pp. 175–181, 1995.
- [37] Saloux E., Teyssedou A. and Sorin M., Explicit model of photovoltaic panels to determine voltages and currents at the maximum power point. *Solar Energy*, Vol. 85, pp. 713–722, 2011.
- [38] Batzner D.L., Romeo A., Zogg H. and Tiwari A.N., CdTe/CdS solar cell performance under low irradiance. In *Solar Energy Conference*, Munich, Germany, October 22–26, VB1.40, 2001.
- [39] Eikelboom J.A. and Reinders A.H.M.E., Determination of the irradiation dependent efficiency of multicrystalline Si PV modules on basis of IV curve fitting and its influence on the annual performance. In *14-th European PV Solar Energy Conference*, Barcelona, Spain, June 30–July 4, pp. 293–296, 1997.
- [40] Celik A.N. and Acikgoz N., Modelling and experimental verification of the operating current of mono-crystalline photovoltaic modules using four- and five-parameter models. *Applied Energy*, Vol. 84, pp. 1–15, 2007.
- [41] Villalva M.G., Gazoli J.R. and Filho E.R., Comprehensive approach to modeling and simulation of photovoltaic arrays. In *IEEE Transactions on Power Electronics*, Vol. 24, pp. 1198–1208, 2009.
- [42] Carrero C., Amador J. and Arnalte S., A single procedure for helping PV designers to select silicon PV modules and evaluate the loss resistances. *Renewable Energy*, Vol. 32, pp. 2579–2589, 2007.
- [43] Etienne S., Teyssedou A. and Sorin M., Explicit model of photovoltaic panels to determine voltages and currents at the maximum power point. *Solar energy*, Vol. 85, No. 5, pp. 713–722, 2011.
- [44] Kalogirou S.A., *Solar energy engineering: processes and systems*, Academic Press, 2013.
- [45] Holman J.P., *Heat transfer*, 10th ed. ISBN 978–0–07–352936–3.
- [46] Gang P. and et al., Annual analysis of heat pipe PV/T systems for domestic hot water and electricity production. *Energy Conversion and Management*, Vol. 56, pp. 8–21, 2012.
- [47] Elango C., Gunasekaran N. and Sampathkumar K., Thermal models of solar still - A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 47, pp. 856–911, 2015.
- [48] Hooshmand P., Shafii M.B. and Roshandel R., An experimental study of a solar hybrid system to produce freshwater from waste heat of photovoltaic module by using thermosyphon heat pipes. *Energy Conversion and Management*, Vol. 158, pp. 9–22, 2018.
- [49] Jafari D., Franco A., Filippeschi S. and Marco P., Two-phase closed thermosyphons: A review of studies and solar applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 53, pp. 575–593, 2016.
- Report, 2012.
- [5] Manokar A.M., Murugavel K.K. and Esakkimuthu G., Different parameters affecting the rate of evaporation and condensation on passive solar still-a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 38, pp. 309–322, 2014.
- [6] Jones J.A., Lackey L.W. and Lindsay K.E., Effects of wind and choice of cover material on the yield of a passive solar still. *Desalination and Water Treatment*, Vol. 52, pp. 48–56, 2014.
- [7] Nafey A.S., Abdelkader M., Abdelmotalip A. and Mabrouk A., Parameters affecting solar still productivity. *Energy Conversion and Management*, Vol. 41, pp. 1797–1809, 2000.
- [8] Taghvaei H., Taghvaei H., Jafarpur K., Estahbanati M.R.K., Feilizadeh M., Feilizadeh M. and Ardekani A.S., A thorough investigation of the effects of water depth on the performance of active solar stills. *Desalination*, Vol. 347, pp. 77–85, 2014.
- [9] Gomkale S.D. and Datta R.L., Some Aspects of Solar Distillation for Water Purification. *Solar Energy*, Vol. 14, pp. 387–92, 1973.
- [10] Garg H.P. and Mann H., Effect of Climatic, Operations and Design Parameters on the Year Round Performance of Single Sloped and Double Sloped Solar Stills Under India Arid Zone Conditions. *Solar Energy*, Vol. 18, pp. 159–64, 1976.
- [11] Zakharchenko R., Licea-Jime nez L., Perez-Garcia S.A., Vorobiev P., Dehesa-Carrasco U., Perez-Robels J.F. and et al., Photovoltaic Solar Panel for A Hybrid PV/Thermal System. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, Vol. 82, pp. 253–61, 2004.
- [12] Tiwari G., Shukla S. and Singh I., Computer modeling of passive/active solar stills by using inner glass temperature. *Desalination*, Vol. 154, pp. 171–185, 2003.
- [13] Kumar S. and Tiwari A., Design, fabrication and performance of a hybrid photovoltaic/thermal (PV/T) active solar still. *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, pp. 1219–1229, 2010.
- [14] He W., Chow T.T., Ji J., Lu J.P., Pei G. and Chan L., Hybrid Photovoltaic and Thermal Solar Collector Designed for Natural Circulation of Water. *Applied Energy*, Vol. 83, pp. 199–210, 2006.
- [15] Wolf M., Performance analyses of combined heating and photovoltaic power systems for residences. *Energy Conversion and Management*, Vol. 16, pp. 79–90, 1976.
- [16] Raghuraman P., Analytical predictions of liquid and air photovoltaic/thermal flat plate collector performance. *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 103, pp. 291–8, 1981.
- [17] Bergene T. and Lovvik M., Model calculations on a flat-plat solar heat collector with integrated solar cells. *Solar Energy*, Vol. 55, pp. 453–62, 1995.
- [18] Sandnes B. and Rekstad J., A photovoltaic/thermal (PV/T) collector with a polymer absorber plate, Experimental study and analytical model. *Solar Energy*, Vol. 72, pp. 63–73, 2002.
- [19] Kalogirou S.A. and Tripanagnostopoulos Y., Hybrid PV/T solar systems for domestic hot water and electricity production. *Energy Conversion and Management*, Vol. 47, pp. 3368–82, 2006.
- [20] Mohsenzadeh M. and Hosseini R., A photovoltaic/thermal system with a combination of a booster diffuse reflector and vacuum tube for generation of electricity and hot water production. *Renewable Energy*, Vol. 78, pp. 245–252, 2015.
- [21] Moradgholi M. and et al., Application of heat pipe in an experimental investigation on a novel photovoltaic/thermal (PV/T) system. *Solar Energy*, Vol. 107, pp. 82–88, 2014.
- [22] Tang X., hua Quan Z. and hua Zhao Y., Notice of Retraction Experimental Investigation of Solar Panel Cooling by a Novel Micro Heat Pipe Array. In *Power and Energy Engineering Conference (APPEEC)*, Asia-Pacific, pp. 1–4, 2010.
- [23] Gang P., Huide F., Tao Zh. and Jie J., A Numerical and Experimental Study on A Heat Pipe PV/T System. *Solar Energy*, Vol. 85, pp. 911–21, 2011.
- [24] Guo C., Jie J., Sun W., Ma J., He W. and Wang Y., Numerical simulation and experimental validation of tri-functional photovoltaic/thermal solar collector. *Energy*, Vol. 87, pp. 470–80 , 2015.
- [25] Jahangiri Mamouri S., Gholami H., Ghiasi M., Shafii M.B. and Shiee Z., Experimental investigation of the effect of using thermosyphon heat pipes and vacuum glass on the performance of solar still. *Energy*, Vol. 75, pp. 501–507, 2014.
- [26] Gang P., Huide F., Jie J., Tin-tai Ch. and Tao Zh., Annual Analysis of Heat Pipe PV/T Systems for Domestic Hot Water and Electricity Production, *Energy Conversion and Management*, Vol. 56, pp. 8–21,