

# بررسی اثر دبی سیال بر عملکرد گرمایی و الکتریکی سامانه آب شیرین کن فوتوولتایی-گرمایی مجهز به ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده در دو اقلیم ساحلی ایران

**فراز راستکار ابراهیم‌زاده** دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، amin\_sep\_hk@yahoo.com  
**امین حدیدی\*** استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، amin.hadidi@tabrizu.ac.ir  
**مرتضی یاری دریامان** استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، myari@tabrizu.ac.ir

## چکیده

در این پژوهش، عملکرد سامانه آب شیرین کن فوتوولتایی-گرمایی مجهز به سیستم ذخیره‌سازی انرژی، با تمرکز بر اثر دبی سیال عبوری در دو اقلیم ساحلی بندر بوشهر و بندرلنگه مورد بررسی قرار گرفته است. به منظور ارزیابی دقت مدل، ابتدا دمای سیال به دست آمده از شبیه‌سازی با داده‌های مرجع مقایسه شده و تطابق قابل قبولی مشاهده گردید. سپس اثر دبی سیال عبوری بر توان تولیدی، راندمان گرمایی، دمای سیال و دمای سطح گردآور تحلیل شد. نتایج نشان می‌دهد افزایش دبی موجب بهبود انتقال گرما، کاهش دمای سطح گردآور و افزایش راندمان گرمایی می‌شود، هرچند تأثیر آن بر توان بسیار ناچیز است. با افزایش دبی جرمی سیال از  $0.005 \text{ kg/h}$  تا  $0.02 \text{ kg/h}$ ، راندمان گردآورهای خورشیدی در هر دو شهر حدود  $161\%$  افزایش پیدا می‌کند. همچنین دمای سیال و دمای سطح گردآور با افزایش دبی کاهش قابل توجهی نشان دادند. مقایسه دو اقلیم، بیانگر حساسیت بیشتر بوشهر نسبت به تغییر دبی است. یافته‌های این مطالعه می‌تواند در طراحی و بهینه‌سازی سامانه‌های خورشیدی هیبریدی در مناطق گرم و مرطوب کشور مورد استفاده قرار گیرد.

**واژه‌های کلیدی:** دبی سیال، دمای سیال، دمای سطح گردآور، آب شیرین کن، انرژی خورشیدی، تولید پیوسته.

## Assessment of the Effect of Fluid Flow Rate on the Thermal and Electrical Performance of a Photovoltaic-Thermal Desalination System Equipped with Compressed Air Energy Storage in Two Coastal Climates of Iran

**F. Rastkar Ebrahimzadeh**  
**A. Hadidi**  
**M. Yari**

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran  
 Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran  
 Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

## Abstract

In this study, the performance of a photovoltaic-thermal (PV/T) desalination system equipped with an energy storage system is investigated, with a focus on the effect of working-fluid mass flow rate in two coastal climates: Bushehr and Bandar-e Lengeh. To evaluate the accuracy of the model, the simulated fluid temperature was first compared with reference data, showing good agreement. Subsequently, the influence of mass flow rate on the generated power, thermal efficiency, fluid temperature, and collector surface temperature was analyzed. The results indicate that increasing the flow rate enhances heat transfer, decreases the collector surface temperature, and improves thermal efficiency, while its effect on power generation remains negligible. By increasing the fluid mass flow rate from  $0.005 \text{ kg/h}$  to  $0.02 \text{ kg/h}$ , the efficiency of the solar collectors in both cities increases by about  $161\%$ . Additionally, the fluid temperature and collector surface temperature exhibited a significant decrease with increasing flow rate. The comparison of the two climates reveals a higher sensitivity of the Bushehr system to flow-rate variations. The findings of this study can be utilized for the design and optimization of hybrid solar systems in hot and humid regions.

**Keywords:** flow rate, fluid temperature, collector surface temperature, desalination, solar energy, continuous production.

## ۱-مقدمه

نمی‌تواند بصورت پایدار آب شیرین تولید کنند [۴]. به همین دلیل برای تولید پیوسته آب شیرین، سیستم ذخیره‌سازی انرژی با آن ترکیب می‌شود [۵]. به این ترتیب، می‌توان منبع تأمین آب شیرین با قابلیت اطمینان بالا را فراهم نمود. به همین دلیل تحقیقات مختلفی در زمینه سیستم‌های آب شیرین کن خورشیدی مجهز به سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی در جریان می‌باشد که در ادامه، اهم این تحقیقات مرور و مورد ارزیابی قرار گرفته است.

به عنوان یکی از پژوهش‌های اولیه مهم در زمینه تولید آب شیرین خورشیدی پیوسته می‌توان به پژوهش ساموئل و همکاران [۶] اشاره کرد. هدف ایشان افزودن مواد ذخیره‌ساز گرمایی به منظور امکان ذخیره انرژی خورشیدی در طول روز و آزادسازی تدریجی آن در

در دهه‌های اخیر، بحران آب و نیاز به منابع آب شیرین در بسیاری از نقاط جهان به یک چالش جدی تبدیل شده است. باتوجه به تغییرات اقلیمی و رشد جمعیت، روش‌های سنتی تأمین آب به‌تنهایی قادر به پاسخگویی به این نیازها نیستند [۱]. در این راستا، سیستم‌های تولید آب شیرین با استفاده از انرژی خورشیدی به عنوان یک راهکار پایدار و کارآمد در نظر گرفته می‌شوند [۲]. این سیستم‌ها با بهره‌گیری از انرژی تجدیدپذیر خورشیدی، قادر به تبدیل آب شور به آب شیرین هستند و می‌توانند به تأمین نیازهای آبی جوامع کمک کنند [۳]. اما سیستم‌های آب شیرین کن مبتنی بر انرژی خورشیدی قابل اطمینان نبوده و

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: amin.hadidi@tabrizu.ac.ir

تاریخ دریافت: ۳/۱۱/۲۷

تاریخ پذیرش: ۴/۰۹/۱۷

ساعات کم‌تابش بود تا دمای آب برای مدت طولانی‌تری در سطحی بالاتر از حالت مرسوم باقی بماند. نتایج آزمایشگاهی و مدل‌سازی‌شده نشان داد که استفاده از سیستم ذخیره‌گر گرمایی بازده تولید آب شیرین را از حدود  $2/2 \text{ kg/m}^2$  در حالت پایه به  $3/7 \text{ kg/m}^2$  افزایش می‌دهد. دروسا و علیانی [۷] یک سیستم چندتولیدی خورشیدی شامل گردآور سهموی شکل، واحد ذخیره‌سازی گرمایی، چرخه رانکین آلی، چیلر جذبی، الکترولایزر و واحد اسمز معکوس طراحی و از نظر انرژی، انرژی، اقتصادی و زیست‌محیطی ارزیابی کردند. نتایج نشان داد که وجود سیستم ذخیره‌سازی گرمایی نقش کلیدی در پایداری عملکرد و تأمین توان پیوسته زیرسیستم‌های برق، آب‌شیرین‌کن و الکترولایزر داشته و بازده انرژی و انرژی کل را به ترتیب به حدود  $12\%$  و  $4\%$  رسانده است. علاوه بر این، واحد الکترولایزر و گردآورهای خورشیدی بیشترین اتلاف انرژی و اثرات زیست‌محیطی را نشان دادند که در طراحی‌های آینده باید مورد بهینه‌سازی قرار گیرند. در مجموع، آن مطالعه نشان می‌دهد که ادغام ذخیره‌ساز گرمایی با یک سیستم خورشیدی چندمنظوره، می‌تواند تولید همزمان برق، هیدروژن و آب شیرین را با هزینه کمتر و پایداری بیشتر امکان‌پذیر کند. شاهوردیان و همکاران [۸] نیز از روش ذخیره‌سازی هیدروژن برای تولید پیوسته آب شیرین از سیستم خورشیدی استفاده کردند. آن مطالعه با هدف طراحی یک سیستم چندمنظوره خارج از شبکه برای تأمین آب شیرین و برق مورد نیاز یک جمعیت  $408$  نفری در منطقه بندرعباس انجام شده است. سیستم پیشنهادی قادر است مازاد برق تولیدشده در ماه‌های پرتابش خورشیدی را با استفاده از الکترولایزر PEMEC به هیدروژن تبدیل و آن را در ماه‌هایی که کمبود برق وجود دارد، با کمک پیل سوختی دوباره به برق تبدیل کند. رویکرد بهینه‌سازی چندهدفه جایگزین بهینه‌سازی تک‌متغیره شده و شرایط عملیاتی بهینه را از منظر بازدهی کلی، تولید آب شیرین، دوره بازگشت سرمایه و هزینه سطحی برق تولیدی مشخص کرده است. نتایج نشان داد که سیستم پیشنهادی، میانگین بازدهی  $6/23$  درصد، تولید  $182 \text{ m}^3$  آب شیرین در روز، دوره بازگشت سرمایه حدود  $5/2$  سال و LCOE برابر با  $\text{kWh}/\$$   $0/238$  دارد، که بیانگر قابلیت اقتصادی و فنی آن سیستم برای مناطق دور از شبکه یا نزدیک به دریا و چاه‌ها است. آن مقاله به‌طور روشن نشان می‌دهد که استفاده از ذخیره‌سازی هیدروژن در سیستم‌های آب‌شیرین‌کن می‌تواند راهکار مناسبی برای تأمین پایدار برق و آب شیرین در مناطق ساحلی یا خارج از شبکه بوده و همزمان عملکرد اقتصادی مطلوبی داشته باشد. اما مسئله‌ای که وجود دارد این است که فناوری سیستم ذخیره‌سازی هیدروژن در کشور موجود نبوده و با لحاظ کرده هزینه‌های مربوط به آن ممکن است بهره‌وری اقتصادی طرح کاهش یابد. ژو و همکاران [۹] یک تبخیرکن خورشیدی مبتنی بر ذخیره‌سازی هیدروژل فوم میامین با قابلیت تولید پایدار و کارآمد آب شیرین ارائه دادند که طراحی آن کم‌هزینه و مقیاس‌پذیر است. هیدروژل پوششی استفاده شده در طرح پیشنهادی ایشان با کنترل چرخه‌های یخ‌زدگی و ذوب، ساختار متخلخل بهینه‌ای ایجاد شده که هم جذب نور بالا را تضمین می‌کند و هم مانع انسداد منافذ فوم نمی‌شود. در نتیجه، سیستم قادر است آب شیرین را با نرخ  $\text{kg/m}^2 \cdot \text{h}$   $2/51$  تحت تابش  $1 \text{ kW/m}^2$  تولید کند و در شرایط محیطی سخت، شامل pH بالا یا شوری زیاد، عملکرد پایدار دارد. آزمایش  $30$  روزه

نشان داد که تولید روزانه متوسط  $16/84 \text{ kg/m}^2$  امکان تأمین نیاز آبی روزانه یک فرد بزرگسال را فراهم می‌کند. علاوه بر این، مواد خام مورد استفاده در سیستم، در دسترس، دوستدار محیط زیست و قابل بازیافت هستند که باعث کاهش هزینه تولید و ریسک زیست‌محیطی می‌شود. آن تحقیق، یک راهکار عملی برای ساخت سریع و اقتصادی تبخیرکن سطح-خورشیدی با عملکرد بالا ارائه می‌دهد و پتانسیل بالایی برای کاربردهای عملی در مقیاس بزرگ دارد. قربانی و همکاران [۱۰] یک سیستم تولید آب شیرین خورشیدی به‌صورت چندمرحله‌ای ارائه کردند که به‌طور مستقیم با یک سیستم ذخیره‌سازی انرژی گرمایی مبتنی بر مواد تغییر فاز یکپارچه شده است. هدف اصلی، پایدارسازی فرآیند شیرین‌سازی در ساعات بدون تابش بوده و سیستم PCM گرمای جمع‌آوری‌شده در طول روز را ذخیره کرده و در دوره‌های کم‌نور یا شب آزاد می‌کند. بنابراین آن پژوهش نمونه‌ای از سیستم‌های خورشیدی-گرمایی با ذخیره‌سازی انرژی است که همزمان آب شیرین و گرمایش ساختمان را فراهم می‌کند. از نظر نوآوری نیز، بر ارزیابی ترمو-اقتصادی تمرکز داشته و نشان می‌دهد افزودن ذخیره‌سازی گرمایی می‌تواند بازده کل و قابلیت اطمینان سیستم را به‌طور معنی‌داری افزایش دهد. در پژوهشی اخیر توسط دونگ و همکاران [۱۱] یک سیستم تقطیر خورشیدی  $24$  ساعته ارائه شده که با تکیه بر ذخیره‌سازی گرمایی گرمای نهان و همچنین خنک‌کاری تابشی شبانه، امکان تولید پیوسته آب شیرین را فراهم می‌کند؛ موضوعی که در دستگاه‌های خورشیدی معمولی محدود به ساعات روز است. آن سیستم با ذخیره‌سازی گرمای اتلافی در روز و ارائه آن در شب، بازده شبانه را تا  $20\%$  افزایش می‌دهد و با افزودن خنک‌کاری تابشی، بهبود  $13$  درصدی دیگری حاصل می‌شود. نوآوری اصلی پژوهش در استفاده از انرژی ذخیره‌شده در آب عایق‌شده به‌عنوان محیط ارزان، در دسترس و مناسب برای استقرار در دریا و همچنین جدا کردن نقش ذخیره‌سازی از بخش تبخیرکن است؛ برخلاف مطالعاتی که PCM را داخل تبخیرکن قرار می‌دهند و عملکرد روز را تضعیف می‌کنند. داده‌های تجربی نشان داد که سیستم قادر به تولید  $5/7 \text{ kg/m}^2$  در روز،  $2/2 \text{ kg/m}^2$  در شب و مجموع  $7/9 \text{ kg/m}^2$  در شبانه‌روز است که در نوع خود بسیار رقابتی است. مدل نظری، بازدهی  $115$  (به علت بازیافت گرمای نهان) را پیش‌بینی کرده که نقطه قوت قابل توجهی است. از نظر نقاط ضعف، پژوهش به چالش‌های عملی همچون رسوب نمک، گرفتگی باکتریایی، پایداری در محیط واقعی، نیاز به مکانیسم‌های ضد رسوب‌گذاری و مقیاس‌پذیری صنعتی اشاره می‌کند که هنوز حل‌نشده باقی مانده‌اند. با این حال، از نظر کاربردی برای تولید پایدار آب شیرین با انرژی کاملاً خورشیدی و ایجاد سیستم ذخیره‌سازی انرژی گرمایی کم‌هزینه، یکی از پیشرفته‌ترین و نوآورانه‌ترین پژوهش‌های اخیر است. اخیراً سامانه یکپارچه خورشیدی چندتولیدی توسط پژوهشگران ارائه شده که تولید همزمان برق، سرمایه‌ش و آب شیرین را با چرخه ترکیبی رانکین آلی (ORC) و اسمز معکوس (RO) و یک ماژول ذخیره‌سازی انرژی گرمایی دنبال می‌کند. در آن پژوهش، المادور و همکاران [۱۲] با انجام تحلیل انرژی-اقتصادی و استفاده از بهینه‌سازی چندهدفه، توانستند کارایی انرژی را به  $6/58\%$  و دوره بازگشت سرمایه را به حدود  $5/1$  سال کاهش دهند. نکته مهم این است که بخش خورشیدی سیستم بیش از  $86\%$  تخریب انرژی را ایجاد می‌کند که نشان می‌دهد کارایی کلی کاملاً وابسته به

می‌سازد. کابیل و همکاران [۱۸] نیز سیستم تقطیر غشایی خورشیدی (MD) را به‌صورت تجربی بررسی کرده و اثر دبی جریان ورودی را بر عملکرد گرمایی و شار تولید آب شیرین را تحلیل کردند. نتایج ایشان نشان می‌دهد که افزایش دبی ورودی، موجب کاهش دمای غشاء و بهبود گرادیان دمایی در دو سوی آن شده و در نتیجه، شار تبخیر و نرخ تولید آب شیرین افزایش می‌یابد. با این حال، پژوهش بیان می‌کند که در دبی‌های بالاتر، افزایش آشفستگی و کاهش زمان ماند سیال می‌تواند موجب کاهش بهره‌وری خالص سیستم شود. آن تحقیق به‌طور مشخص اهمیت تنظیم دقیق دبی خوراک را برای دستیابی به بیشترین شار نفوذ و کارایی در سیستم‌های MD خورشیدی تأکید می‌کند.

مرور ادبیات فن نشان می‌دهد که دبی سیال یکی از مؤثرترین پارامترها در عملکرد سیستم‌های آب‌شیرین‌کن خورشیدی است؛ زیرا این عامل به‌طور مستقیم بر انتقال گرما، دمای سطح گردآور، راندمان تبخیر و در نهایت میزان تولید آب تأثیر می‌گذارد. با وجود اهمیت این پارامتر، بررسی‌های پیشین عمدتاً یا بر بازه‌های محدود دبی تمرکز داشته‌اند، یا تنها یک یا دو متغیر عملکردی (مانند تولید آب یا راندمان گرمایی) را تحلیل کرده‌اند و تحلیل هم‌زمان اثر دبی بر توان تولیدی، پیل، دمای سیال و دمای سطح گردآور کمتر مورد توجه قرار گرفته است. از این رو، ضرورت انجام یک مطالعه جامع که بتواند رابطه چندجانبه این متغیرها را روشن کند، احساس می‌شود. برای پر کردن این خلاء، در تحقیق حاضر، اثر دبی سیال عبوری از پیل خورشیدی بر توان تولیدی، دمای خروجی سیال و رفتار گرمایی سطح گردآور به‌طور یکپارچه بررسی می‌شود تا درک دقیق‌تری از نقش این پارامتر در عملکرد سیستم‌های تولید آب شیرین فراهم شود. اهمیت این پژوهش در تحلیل هم‌زمان سه شاخص کلیدی ذکر شده جهت مشخص شده بازه بهینه دبی می‌باشد.

## ۲- تعریف مسئله

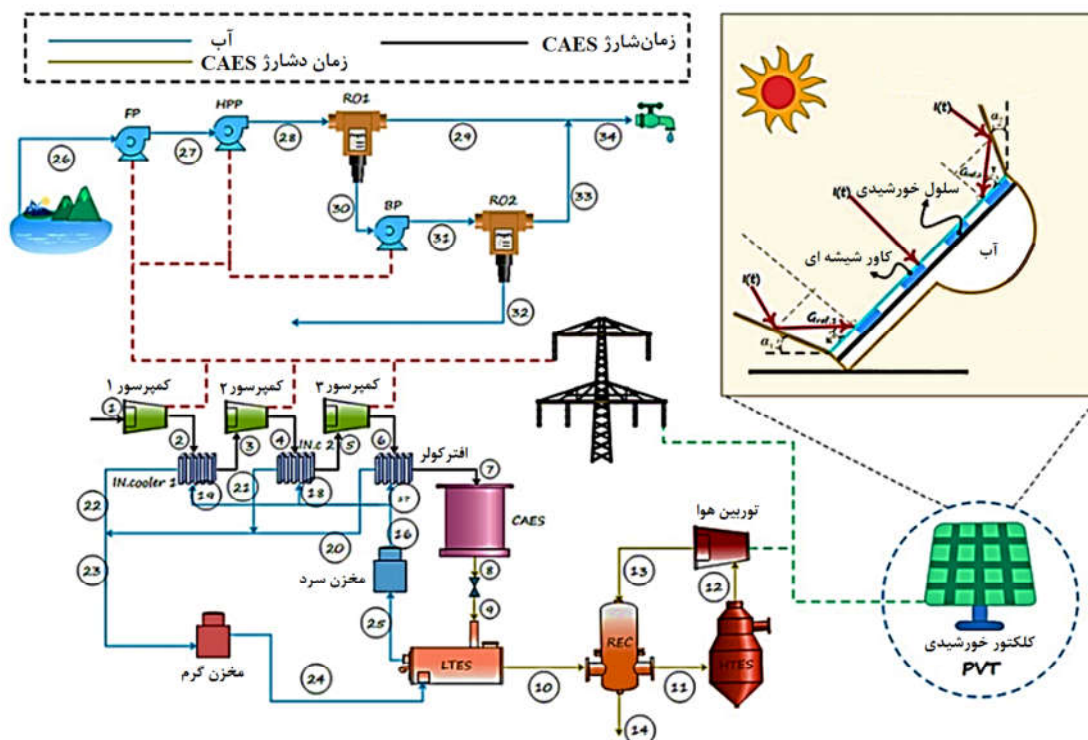
در این پژوهش، یک چرخه جامع، یکپارچه و چندمنظوره برای تولید آب شیرین، ذخیره‌سازی انرژی و تولید توان ارائه شده است. چرخه پیشنهادی با بهره‌گیری هم‌زمان از سیستم آب‌شیرین‌کن اسمز معکوس (RO)، چرخه ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده (CAES) و پیل‌های فوتوولتایی-گرمایی (PVT) طراحی شده تا بتواند به‌صورت هم‌زمان نیازهای تولید برق، بازیافت گرما و تولید آب شیرین را برآورده سازد. هدف اصلی از این طراحی، ایجاد یک سامانه ترکیبی با قابلیت استفاده حداکثری از انرژی خورشیدی و مدیریت مؤثر نوسانات آن است، به‌گونه‌ای که امکان پایداری تولید توان و تضمین تولید پیوسته آب شیرین فراهم شود. شکل ۱ نمای کلی و طرح‌واره عملکرد این چرخه یکپارچه را نشان می‌دهد. شماره‌گذاری‌های ۱ تا ۳۴ مراحل فرایند را مشخص می‌کند که این فرایند در چند فاز انجام می‌شود که در ادامه تشریح شده است.

### فاز ۱: عملکرد روز و شب

در طول روز، پیل‌های PVT نقش اصلی را در تأمین انرژی الکتریکی و گرمایی سامانه RO ایفا می‌کنند و نیاز به منابع ذخیره‌شده را کاهش می‌دهند. در شب، تأمین توان موردنیاز از طریق چرخه CAES صورت می‌گیرد؛ بدین‌صورت که انرژی مازاد روز برای تراکم هوا ذخیره می‌شود و در شب به‌صورت برق آزاد می‌گردد [۱۹].

راندمان گردآورنده‌های خورشیدی است، بنابراین بهبود عملکرد ذخیره‌سازی انرژی یا چرخه‌های ترمودینامیکی اثر نسبتاً محدودی بر ارتقای کارایی کل دارد. در زمینه آب شیرین، بخش اسمز معکوس تنها حدود ۲٪ از تخریب انرژی کل را شامل می‌شود و تولید آب شیرین وابسته به انرژی برق تأمین‌شده از چرخه‌های ORC است؛ بنابراین نقش کلیدی سیستم ذخیره انرژی در پایداری تأمین برق RO و به‌خصوص عملکرد در ساعات غیرآفتابی اهمیت دارد؛ اما مقاله به‌طور محدود به جزئیات عملکرد شبانه یا استمرار تولید آب شیرین در نبود تابش می‌پردازد که یکی از نقاط ضعف آن است. محدودیت‌های اصلی پژوهش شامل راندمان پایین انرژی کلی، وابستگی شدید به عملکرد گردآور، عدم ارائه تحلیل دقیق دینامیک زمانی تولید آب شیرین و نبود مقایسه عملی با سیستم‌های ترکیبی دارای PCM یا هیدروژن است. با توجه به حساسیت عملکرد سیستم به پارامترهای طراحی، لازم است اثر پارامترهای مختلف سیستم بر عملکرد کلی آن بررسی شود.

مرور ادبیات فن در بخش فوق نشان داد که پارامترهای مختلف طراحی سیستم آب‌شیرین‌کن خورشیدی تأثیر زیادی بر عملکرد کلی سیستم داشته به همین دلیل پژوهشگران در بهینه‌سازی‌های مختلفی که انجام داده‌اند، تلاش کرده‌اند مقادیر بهینه پارامترها را تعیین نمایند. یکی از مهم‌ترین و کلیدی‌ترین این پارامترها در بهینه‌سازی سیستم‌های آب‌شیرین‌کن مبتنی بر انرژی خورشیدی، دبی سیال عبوری از پیل‌های خورشیدی است [۱۳]. در واقع، تغییر در دبی سیال می‌تواند منجر به تغییر در دمای آن و در نتیجه تأثیر بر عملکرد گردآور و میزان تولید آب شیرین شود؛ بنابراین، بررسی این رابطه می‌تواند به بهبود طراحی و عملکرد سیستم‌های تولید آب شیرین کمک کند [۱۴]. لذا، تعیین دبی بهینه برای دستیابی به بهترین عملکرد سیستم، یک چالش مهم است که نیاز به بررسی دقیق دارد [۱۵]. از این رو در سال‌های اخیر، تحقیقات متعددی به بررسی تأثیر دبی سیال بر عملکرد سیستم‌های تولید آب شیرین با انرژی خورشیدی پرداخته‌اند. از جمله موارد اخیر به پژوهش سینگ و همکاران [۱۶] می‌توان اشاره کرد. ایشان به‌صورت تحلیلی اثر تغییرات دبی جرمی سیال گردش‌کننده را در یک سامانه آب‌شیرین‌کن خورشیدی فعال بررسی کرده‌اند. نتایج نشان داد که افزایش دبی باعث بهبود دفع گرما از گردآور و کاهش دمای سطحی شده و در نتیجه راندمان گرمایی و تولید آب شیرین افزایش می‌یابد. با این حال، پژوهش نشان می‌دهد که این روند غیرخطی بوده و پس از یک مقدار بهینه، افزایش بیشتر دبی به دلیل افزایش تلفات و انرژی پمپاژ، بهبود معنی‌داری ایجاد نمی‌کند. بنابراین آن مقاله به‌وضوح اهمیت انتخاب دبی بهینه سیال را برای افزایش بهره‌وری سالانه سیستم‌های خورشیدی برجسته می‌کند. در پژوهشی دیگر شرما و همکاران [۱۷] اثر نرخ جریان سیال خنک‌کننده را به‌صورت پارامتریک در یک میدان گردآورهای PVT مشابه مورد تحلیل قرار دادند. افزایش دبی باعث بهبود برداشت گرما و کاهش دمای سلول‌های PV شده و در نتیجه راندمان الکتریکی و گرمایی سیستم به شکل قابل‌توجهی افزایش می‌یابد. با این حال یافته‌ها نشان می‌دهند که پس از رسیدن به یک مقدار بهینه، افزایش بیشتر موجب کاهش بهره‌وری نهایی به دلیل افزایش توان مصرفی پمپ و افت گرمایی در لوله‌کشی می‌شود. آن تحقیق اهمیت تعیین دامنه دبی بهینه را برای دستیابی به بیشترین بازدهی الکتروگرمایی در سیستم‌های PVT روشن



شکل ۱- طرح‌واره چرخه پیشنهادی جهت تولید پیوسته آب شیرین با استفاده از انرژی خورشیدی

بر توان تولیدی، روند شیرین‌سازی آب دریا را ادامه می‌دهد [۲۲].

#### توضیح مراحل چرخه ذخیره‌سازی انرژی:

در بخش سیستم ذخیره‌سازی انرژی، هوا در شرایط نقطه (۱) وارد کمپرسور شماره ۱ شده و در شرایط نقطه (۲) خارج و وارد خنک‌کن میانی ۱ می‌شود. پس از سرمایش در خنک‌کن میانی، هوا در شرایط نقطه (۳) خارج و وارد کمپرسور شماره ۲ می‌شود تا مرحله دیگری از افزایش فشار صورت گیرد. سپس، هوا در شرایط نقطه (۴) خارج و برای کاهش دما وارد خنک‌کن میانی شماره ۲ می‌شود. پس از سرمایش در خنک‌کن میانی، هوا در شرایط نقطه (۵) خارج و برای مرحله آخر تراکم وارد کمپرسور شماره ۳ می‌شود. پس از تراکم نهایی، هوا در شرایط نقطه (۶) خارج و وارد پس‌خنک‌کن شده و تا شرایط نقطه (۷) خنک می‌شود؛ سپس وارد مخزن هوای فشرده سیستم ذخیره‌سازی انرژی می‌گردد. به این ترتیب، مرحله شارژ سیستم ذخیره‌سازی تکمیل می‌شود.

در مرحله دشارژ، هوا از مخزن پرفشار تخلیه شده و در شرایط نقطه (۸) خارج شده و با عبور از شیر کنترل، در شرایط نقطه (۹) وارد LTES می‌گردد. در LTES، هوا قبل از ورود به رکوپراتور، پیش‌گرم می‌شود. یک حلقه جریان آب واسطه فرعی نیز وجود دارد که گرمای لازم برای پیش‌گرمایش در LTES را از خنک‌کن‌های میانی دریافت می‌کند. این جریان واسطه، با خروج از مخزن سرد در شرایط نقطه (۱۶)، در شرایط نقاط (۱۷) تا (۱۹) وارد خنک‌کن‌های میانی شده و هوای گرم‌شده را خنک می‌کند. سپس در شرایط نقاط (۲۰) تا (۲۲) از خنک‌کن‌های میانی خارج و در شرایط نقطه (۲۳) وارد مخزن گرم شده و ذخیره می‌گردد.

#### فاز ۲: مرحله شارژ انرژی

در این مرحله، برق اضافی تولیدی پنل‌ها برای تراکم هوا در چهار مرحله متوالی با نسبت فشار مساوی استفاده می‌شود تا مصرف انرژی به حداقل برسد. خنک‌کن‌های میانی و پس‌خنک‌کن‌ها نیز برای کاهش توان مصرفی و بازیابی گرما به کار می‌روند [۲۰].

#### فاز ۳: ذخیره‌سازی گرمایی

گرمای حاصل از تراکم در واحد ذخیره گرمایی دمای بالا (HTES) ذخیره می‌شود. در این بخش، بتن نسوز به‌عنوان ماده ذخیره‌ساز گرما انتخاب شده و انتقال گرما با استفاده از گرم‌کن‌های کارتریجی و کانال‌های فلزی بهینه شده، انجام می‌شود. آب بازیافتی نیز به چرخه تزریق می‌شود تا اتلاف انرژی کاهش یافته و گرمای ذخیره‌شده برای مرحله دشارژ حفظ شود [۲۱].

#### فاز ۴: مرحله دشارژ و گرم‌سازی چندمرحله‌ای هوا

هوای فشرده پس از عبور از شیر تنظیم فشار، در سه مرحله گرم‌سازی، آماده ورود به توربین می‌شود:

- مرحله اول: پیش‌گرمایش در LTES با استفاده از آب داغ ذخیره‌شده؛
- مرحله دوم: بازیابی گرما در رکوپراتور با هوای خروجی از توربین؛
- مرحله سوم: گرمایش نهایی در HTES که جایگزینی پاک و کم‌هزینه برای محفظه احتراق در CAES‌های مرسوم است.

#### فاز ۵: تولید برق و ادامه فرآیند شیرین‌سازی

در پایان، هوای گرم‌شده در توربین منبسط می‌شود و برق موردنیاز ساعات شب یا اوج مصرف را تأمین می‌کند. هم‌زمان، واحد RO با اتکا

آنتالپی و آنتروپی آب شیرین و شوری آب دریا هستند.

انرژی مصرفی هریک از پمپ‌های این بخش نیز بصورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$\dot{W}_p = \dot{m} \times (\Delta h) \quad (6)$$

در معادله بالا  $\dot{W}_p$ ،  $\dot{m}$  و  $\Delta h$  به ترتیب بیان‌کننده توان مصرفی پمپ، دبی جرمی ورودی به پمپ و اختلاف آنتالپی بین ورودی و خروجی پمپ می‌باشند.

### ۳-۲- معادلات حاکم بر بخش انرژی خورشیدی

با موازنه انرژی برای بخش انرژی خورشیدی، مطابق چرخه ارائه‌شده در شکل ۱، نتیجه زیر برای گردآورهای خورشیدی ارائه شده است [۲۵]:

$$I(t) \alpha_{sc} [1 - (p_f) \eta_{sc,r} (1 - \beta_r (T_{sc} - T_r))] W_d dx = (h_{co,sc-a} + h_{ra,sc-s})(T_{sc} - T_a) W_d dx + h_{sc-abs} dA_{sc-abs} (T_{sc} - T_{abs}) + h_{sc-t} dA_{sc-t} (T_{sc} - T_t) \quad (7)$$

در معادله بالا  $I(t)$  شدت تابش خورشیدی ورودی را نشان می‌دهد.

همچنین  $\alpha_{sc}$ ،  $\eta_{sc,r}$ ،  $\beta_r$ ،  $T_{sc}$ ،  $T_r$  و  $W_d$  به ترتیب عبارتند از قابلیت جذب خورشیدی سطح گردآور خورشیدی، نسبت مساحت فتوولتایی به مساحت گردآور، راندمان نوری سلول خورشیدی در شرایط مرجع، ضریب دمایی راندمان فتوولتایی، دمای گردآور خورشیدی، عرض المان گردآور خورشیدی و دمای مرجع. همچنین  $h_{ra,sc-s}$ ،  $h_{sc-abs}$ ،  $h_{co,sc-a}$ ،  $h_{sc-t}$  و  $h_{sc-a}$  به ترتیب بیانگر مساحت مؤثر مقطع سطح انتقال گرمای گردآور خورشیدی، ضریب انتقال گرمای همرفتی بین سطح گردآور خورشیدی و هوای محیط، ضریب انتقال گرمای بین گردآور خورشیدی و جذب‌کننده، ضریب انتقال گرمای تابشی بین سطح گردآور خورشیدی و محیط اطراف و ضریب انتقال گرمای بین سطح گردآور و لوله است. زیرنویس‌های  $co$ ،  $ra$ ،  $sc$ ،  $a$ ،  $s$  و  $t$  به ترتیب نشان‌دهنده انتقال گرمای همرفتی، انتقال گرمای تابشی، گردآور خورشیدی، هوا (محیط)، آسمان، لوله و جذب‌کننده هستند.

ضریب انتقال گرمای تابشی بین پنل فتوولتایی و محیط اطراف به صورت زیر محاسبه می‌شود [۲۶]:

$$h_{ra,sc-s} = \frac{\epsilon_{pv} \sigma (T_{sc}^4 - T_s^4)}{T_{sc} - T_a} \quad (8)$$

در معادله بالا  $\epsilon_{pv}$  و  $\sigma$  به ترتیب نشان‌دهنده ضریب گسیلندگی پنل فتوولتایی و ثابت استفان-بولتزمن می‌باشند [۲۷].

با موازنه انرژی برای سیستم خورشیدی، نتیجه زیر حاصل می‌شود [۲۸]:

$$\tau_g \alpha_{sc} \beta_{sc} G_t(t) W_{sc} L = U_{sc,a} (T_{sc} - T_a) W_{sc} L + U_T (T_{sc} - T_{abs}) W_{sc} L \quad (9)$$

در معادله بالا،  $\tau_g$ ،  $\beta_{sc}$ ،  $W_{sc}$ ،  $L$ ،  $U_{sc,a}$  و  $U_T$  به ترتیب ضریب انتقال پوشش/شیشه، ضریب اصلاح زاویه هندسی، عرض و طول گردآور، ضریب کلی انتقال گرما از سطح گردآور به محیط و ضریب کلی انتقال گرما از گردآور به جذب‌کننده می‌باشند. همچنین  $G_t(t)$  تابش خورشیدی وابسته به زمان را نشان می‌دهد که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$G_t(t) = I(t) + G_{ref1}(t) + G_{ref2}(t) \quad (10)$$

کمیت‌های  $G_{ref1}(t)$  و  $G_{ref2}(t)$  به ترتیب بصورت زیر بیان می‌شوند:

$$G_{ref1} = \rho_{al} \cdot I(t) \cdot \sin(\kappa) \cdot \sin\left[\frac{\pi}{2} - (\beta + \alpha_1)\right] \quad (11)$$

$$G_{ref2} = \rho_{al} \cdot I(t) \cdot \sin(\tau) \cdot \sin\left[\frac{\pi}{2} + (\alpha_2 - \beta)\right] \quad (12)$$

در مرحله دشارژ، هوا در شرایط نقطه (۲۴) از مخزن خارج و وارد LTES می‌شود و پس از پیش‌گرمایش، در شرایط نقطه (۲۵) وارد مخزن سرد می‌گردد تا آماده مرحله بعدی چرخه شارژ شود. هوای فشرده با خروج از LTES در شرایط نقطه (۱۰) وارد رکوپراتور شده و با گرمای بازیافتی از توربین، مرحله دیگری از گرم‌سازی را طی می‌کند تا در شرایط نقطه (۱۱) وارد HTES شود. در HTES، هوا تا حد نهایی تنظیم‌شده، گرم شده و در شرایط نقطه (۱۲) آماده ورود به توربین می‌گردد. هوا در توربین منبسط شده و کار تولید می‌کند که توسط ژنراتور به برق تبدیل می‌شود؛ به این ترتیب مرحله دشارژ سیستم ذخیره‌سازی انرژی تکمیل می‌شود. هوای خروجی از توربین در شرایط نقطه (۱۳) وارد رکوپراتور شده و پس از بازیابی گرما، در شرایط نقطه (۱۴) سیستم را ترک می‌کند.

در بخش آب‌شیرین‌کن، آب در شرایط نقطه (۲۶) از دریا توسط پمپ تغذیه (FP) مکیده شده و تا شرایط نقطه (۲۷) تحت فشار قرار می‌گیرد. سپس وارد پمپ پرفشار (HPP) شده و فشار آن تا شرایط نقطه (۲۸) افزایش می‌یابد تا آماده ورود به سیستم اسمز معکوس (RO1) شود. آب شیرین در خروجی RO1 در شرایط نقطه (۲۹) خارج می‌شود. آب شور در شرایط نقطه (۳۰) وارد پمپ آب شور (BP) شده و پس از پمپاژ، با شرایط نقطه (۳۲) وارد مرحله دوم اسمز معکوس (RO2) می‌شود. جریان آب شیرین خروجی از RO2 در شرایط نقطه (۳۳) با آب شیرین خروجی از مرحله اول ترکیب شده و با شرایط نقطه (۳۴) از سیستم خارج می‌گردد. آب شور خروجی از RO2 نیز در شرایط نقطه (۳۲) از سیستم دفع می‌شود.

معادلات حاکم بر شبیه‌سازی ریاضی مسئله، در بخش بعدی ارائه شده است.

### ۳- معادلات حاکم

برای تحلیل بخش‌های مختلف سیستم طراحی شده، از موازنه انرژی و انرژی هر جزء سیستم استفاده شده است که در حالت کلی، به ترتیب بصورت زیر بیان می‌شود [۲۳]:

$$Q_{in} + W_{in} + H_{in} = Q_{out} + W_{out} + H_{out} \quad (1)$$

$$Ex_{Q_{in}} + Ex_{W_{in}} + Ex_{mass_{in}} = Ex_{Q_{out}} + Ex_{W_{out}} + Ex_{mass_{out}} + Ex_{dest} \quad (2)$$

در معادلات بالا،  $Q$ ،  $W$ ،  $H$ ،  $Ex$ ،  $Ex_{dest}$  به ترتیب نشان‌دهنده مقدار گرما، کار، آنتالپی، انرژی و انرژی تخریب‌شده هستند.

### ۳-۱- معادلات حاکم بر بخش اسمز معکوس

ورودی سیستم اسمز معکوس آب شور می‌باشد. خواص آب شور شامل چگالی، آنتالپی و آنتروپی به ترتیب بصورت زیر مدل می‌شود [۲۴]:

$$\rho_{sw} = (a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4) + (b_1 S + b_2 ST + b_3 ST^2 + b_4 ST^3 + b_5 S^2 T^2) \quad (3)$$

$$h_{sw} = h_w - S(c_1 + c_2 S + c_3 S^2 + c_4 S^3 + c_5 T + c_6 T^2 + c_7 T^3 + c_8 ST + c_9 S^2 T + c_{10} ST^2) \quad (4)$$

$$s_{sw} = s_w - S(d_1 + d_2 S + d_3 S^2 + d_4 S^3 + d_5 T + d_6 T^2 + d_7 T^3 + d_8 ST + d_9 S^2 T + d_{10} ST^2) \quad (5)$$

در معادلات بالا،  $s_w$  و  $s_{sw}$  به ترتیب نمایانگر دما، چگالی،

$$\dot{Q}_{HTES} = \dot{m}_{11} (h_{12} - h_{11}) \quad (22)$$

دمای ورودی توربین هوا (یعنی دمای خروجی HTES) از موازی انرژی در توربین به دست می‌آید که به صورت زیر بیان می‌شود [۳۳]:

$$T_{12} = \frac{\dot{W}_{AT}}{\eta_{AT} \dot{m}_{12} C_{p,g} \left[ 1 - \left( \frac{P_{13}}{P_{12}} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} \right]} \quad (23)$$

راندانم آیزونتروپیک توربین گاز به صورت زیر تعیین می‌شود [۳۴]:

$$\eta_{AT} = \frac{h_{12} - h_{13}}{h_{12} - h_{13,s}} \quad (24)$$

مدت‌زمان‌های شارژ و دشارژ سیستم ذخیره‌سازی انرژی با هوای فشرده (CAES) به کاررفته در مطالعه حاضر به ترتیب به صورت زیر تعیین می‌شوند [۳۵]:

$$t_{ch} = \frac{(\rho_7 - \rho_9) V_{CAES}}{3600 \dot{m}_{in,CAES}} \quad (25)$$

$$t_{dch} = \frac{(\rho_7 - \rho_9) V_{CAES}}{3600 \dot{m}_{out,CAES}} \quad (26)$$

در معادله بالا  $V_{CAES}$  حجم مخزن هوای فشرده می‌باشد. همچنین  $\dot{m}_{in,CAES}$  و  $\dot{m}_{out,CAES}$  به ترتیب عبارت‌است از دبی جرمی هوای فشرده ورودی و خروجی از مخزن هوای فشرده در سیستم ذخیره‌سازی انرژی. مقادیر خواص فیزیکی و پارامترهای ثابت مورد استفاده در این پژوهش در جدول ۱ ارائه شده‌اند.

جدول ۱- مقادیر خواص فیزیکی و کمیت‌های ثابت

مقدار	کمیت
۱/۰۱ (bar)	فشار محیط، $P_a$
۳۰۰ (K)	دمای محیط، $T_a$
۳۱۰ (K)	دمای جاذب، $T_{abs}$
۸ (h)	زمان شارژ، $t_{ch}$
۱۱/۳	نسبت فشار کمپرسور، $C_{r,AC}$
۴ (h)	زمان شارژ، $t_{dch}$
۸۰ (%)	کارایی مبادله‌کن گرمایی، $\epsilon_{HX}$
۲/۵ (kg/s)	دبی جرمی در ورود به CAES، $\dot{m}_{in,CAES}$
۶/۶۷ (bar)	فشار در ورودی توربین هوا، $P_{in,AT}$
۲۰ (bar)	فشار در ورود به CAES، $P_{in,CAES}$
۱۳۰۰ (K)	دما در ورودی توربین هوا، $T_{in,AT}$
۸۰ (%)	کارایی خنک‌کن میانی و پس‌خنک‌کن، $\epsilon_{inc}, \epsilon_{afc}$
۸۸ (%)	راندانم آیزونتروپیک توربین هوا، $\eta_{AT}$
۸۵ (%)	راندانم آیزونتروپیک کمپرسور، $\eta_{AC}$
۷۵ (%)	راندانم آیزونتروپیک پمپ‌ها، $\eta_p$
۵ (kg/s)	دبی جرمی در خروج از CAES، $\dot{m}_{out,CAES}$
۰/۳۱ (bar)	فشار در خروج از کمپرسورها، $P_{out,AC}$
۱۰۰۰ (K)	دمای کمینه در HTES، $T_{min,HTES}$
۱۶۰۰ (K)	دمای بیشینه در HTES، $T_{max,HTES}$
۳	نسبت فشار بیشینه به فشار کمینه
۱ (kJ/kg.K)	ظرفیت گرمایی ویژه هوا در فشار ثابت، $C_{p,a}$

لازم به ذکر است که جهت تعیین خواص سیال‌های عامل در نقاط مختلف چرخه (شکل ۱) و نیز حل تحلیلی معادلات حاکم بر مسئله از نرم‌افزار EES استفاده شده است.

در معادلات بالا  $\rho_{al}$ ،  $\beta$ ،  $\alpha_1$  و  $\alpha_2$  به ترتیب عبارت‌اند از آلبدو سطح زمین، زاویه شیب گردآور نسبت به افق، زاویه تمایل گردآور و زاویه تمایل سطح بازتابنده ثانویه یا سازه مجاور. کمیت‌های کمکی  $\kappa$  و  $\tau$  نیز به ترتیب به صورت زیر تعیین می‌شوند [۲۸]:

$$\kappa = 2(\beta + \alpha_1) - \frac{\pi}{2} \quad (13)$$

$$\tau = \frac{\pi}{2} + 2(\alpha_2 - \beta) \quad (14)$$

ضریب کلی انتقال گرما در معادله (۹) به صورت زیر تعیین می‌شود:

$$U_T = \left[ \frac{L_{abs}}{k_{abs}} + \frac{L_{sc}}{k_{sc}} \right]^{-1} \quad (15)$$

در معادله بالا،  $L_{abs}$  و  $L_{sc}$  به ترتیب ضخامت‌های جذب کننده و گردآور بوده و  $k_{abs}$  و  $k_{sc}$  نیز به ترتیب بیانگر رسانایی گرمایی جذب کننده و گردآور می‌باشند.

### ۳-۳- معادلات حاکم بر بخش ذخیره‌سازی انرژی

به منظور دستیابی به فشار موردنظر مخزن هوای فشرده در سیستم ذخیره‌سازی انرژی جهت حصول حداکثر بازده انرژی، سه کمپرسور هوای سیستم ذخیره‌سازی با نسبت فشار یکسان در نظر گرفته شده‌اند. راندانم آدیاباتیکی هر مرحله فشرده‌سازی به صورت زیر تعیین می‌گردد [۲۹]:

$$\eta_{AC} = \frac{h_{out,s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (16)$$

در معادله بالا  $h_{in}$ ،  $h_{out}$  و  $h_{out,s}$  به ترتیب بیانگر آنتالپی مخصوص هوا در ورود، خروج و نیز خروج در شرایط آیزونتروپیک از کمپرسور می‌باشند.

نسبت تراکم در هر مرحله به صورت زیر محاسبه می‌گردد [۲۹]:

$$C_{r,AC} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{P_6}{P_5} \quad (17)$$

در معادله بالا  $P_1$  تا  $P_6$  نشان‌دهنده فشارها در نقاط مختلف مراحل فشرده‌سازی هستند. توان مصرف شده برای هر مرحله تراکم نیز به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$\dot{W}_{AC,j} = \dot{m}_{in} C_{p,g} T_{in} \left[ \left( C_{r,AC} \frac{k_g - 1}{k_g} \right) - 1 \right] \quad (18)$$

در معادله (۱۸)  $k_g$  و  $C_{p,g}$  به ترتیب رسانایی گرمایی و گرمای ویژه هوا می‌باشند. توان کل موردنیاز برای سه کمپرسور را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:

$$\dot{W}_{AC} = \sum_{j=1}^3 \dot{W}_{AC,j} \quad (19)$$

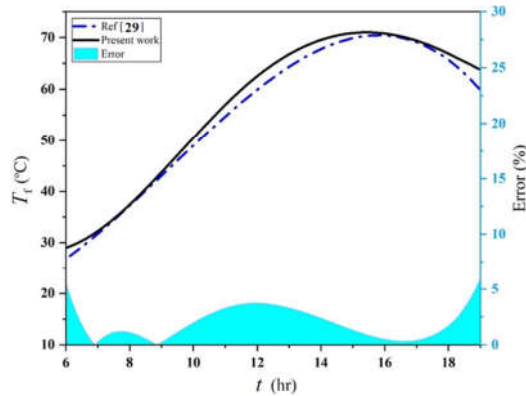
بازده کلی مبادله‌کن گرمایی به صورت زیر محاسبه می‌شود [۳۰]:

$$\epsilon_{HX} = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (20)$$

برای حفظ فشار هوای خروجی در سطح ثابت، از یک شیر تنظیم فشار استفاده می‌شود. لازم به ذکر است که آنتالپی هوا در طول عبور از شیر تنظیم فشار، ثابت فرض شده است. نسبت فشار در عبور از شیر تنظیم فشار، به صورت زیر محاسبه می‌شود [۳۱]:

$$P_{r,reg} = \frac{P_g}{P_9} \quad (21)$$

در نهایت، گرمای موردنیاز برای حفظ دمای ثابت در ورودی توربین توسط سیستم ذخیره‌سازی انرژی گرمایی دمای بالا (HTES) تأمین می‌شود. نرخ انتقال گرما متناظر در HTES به صورت زیر تعیین می‌گردد [۳۲]:

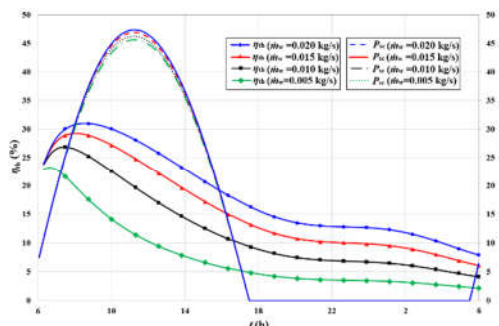


شکل ۳- اعتبارسنجی نتایج پژوهش

دبی بیشتر سیال باعث بهبود نرخ انتقال گرما می‌شود، زیرا جریان سریع‌تر سیال منجر به کاهش نرخ تجمع گرما در سطح گردآور می‌گردد. این کاهش تجمع گرما، عملکرد پنل خورشیدی را در جذب انرژی خورشیدی پایدارتر می‌کند. همچنین با افزایش دبی، دمای سطح گردآور نیز در محدوده مطلوب‌تری قرار می‌گیرد که باعث افزایش کارایی تبدیل انرژی می‌شود که در نتیجه آن عملکرد گرمایی گردآور خورشیدی بهبود می‌یابد. این پدیده به دلیل عملکرد بهتر پنل خورشیدی در انتقال انرژی و کاهش اتلاف گرمایی است. از طرفی، افزایش دبی سیال موجب می‌شود که انرژی جذب‌شده توسط گردآور خورشیدی با سرعت بیشتری به سیال منتقل شود. این کاهش زمان ماندگاری انرژی در گردآور، احتمال اتلاف گرما به محیط اطراف را نیز کاهش داده و بازده گرمایی را افزایش می‌دهد.

دبی بیشتر سیال به معنای انتقال موثرتر انرژی به آن است که سبب بهبود بازده گرمایی می‌گردد. اما همانطور که در نمودار مشخص است، تغییر دبی سیال تاثیر چندانی بر توان تولیدی نمی‌گذارد که به دلیل نقش نداشتن آن در واحدهای مصرف توان و تاثیر مستقیم آن صرفاً بر روی گردآور است.

با این حال، توجه به محدودیت‌های فنی مانند ظرفیت پمپ‌ها و نرخ جریان قابل تحمل سیستم، ضروری است تا از افت کیفیت عملکرد یا بروز مشکلات فنی جلوگیری شود. طراحی و تنظیم مناسب دبی سیال عبوری می‌تواند منجر به بهره‌برداری حداکثری از سیستم‌های فوتوولتایی-گرمایی و بهبود کارایی کلی در تولید توان و گرما شود.



شکل ۴- اثر دبی سیال عبوری از پنل فوتوولتایی-گرمایی بر توان و راندمان گرمایی گردآور در ساعات مختلف شبانه‌روز برای بندر بوشهر

#### ۴- نتایج

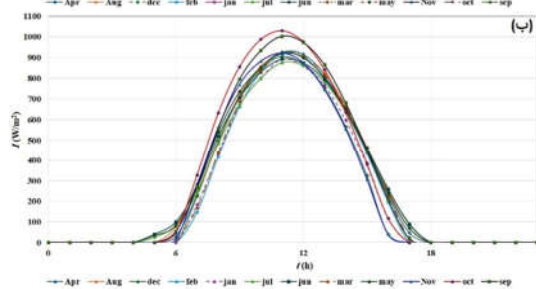
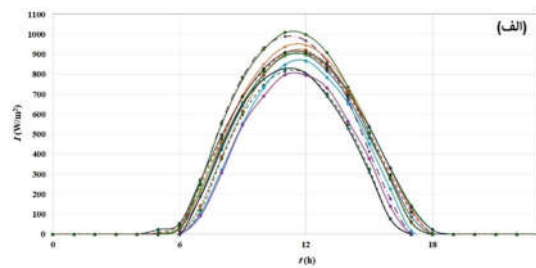
در این بخش به ارائه نتایج پژوهش و بحث بر روی آن‌ها پرداخته شده است. نخست به اعتبارسنجی و صحت‌گذاری نتایج حاصل، پرداخته شده است.

همانطور که بیان شد، در پژوهش حاضر دو اقلیم مختلف شامل بندر بوشهر و بندرلنگه به عنوان مطالعه موردی در نظر گرفته شده‌اند. میزان تابش خورشیدی در طی یک شبانه‌روز برای این دو شهر به ترتیب در شکل ۲ ارائه شده است.

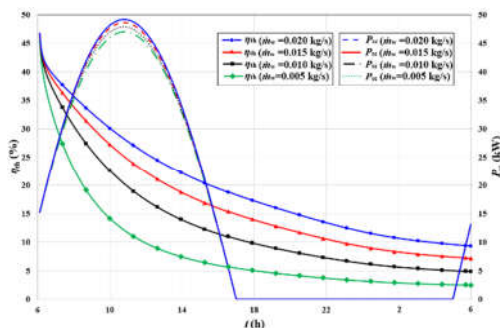
در ابتدای روز و طلوع خورشید، میزان تابش در کمترین حالت می‌باشد و با نزدیک شده به ظهر، مقدار آن افزایش یافته و در حین غروب دچار کاهش شده و به مقدار کمینه خود باز می‌گردد.

برای انجام صحت‌گذاری و اعتبارسنجی نتایج، دمای سیال محاسبه‌شده در گردآورهای خورشیدی در مطالعه حاضر با مقادیر به‌دست‌آمده از منابع (مرجع [۲۹]) مقایسه شده و نتایج حاصل در شکل ۳ ارائه شده است. همچنین در نمودار، درصد خطای نسبی بین این دو مجموعه داده، ارائه شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، نتایج تحقیق حاضر تطابق قابل قبولی با داده‌های مرجع داشته و صحت مدل‌سازی انجام‌شده در پژوهش حاضر را تأیید می‌کند. پس از صحت‌گذاری نتایج، یافته‌های پژوهش ارائه و مورد بحث قرار می‌گیرد.

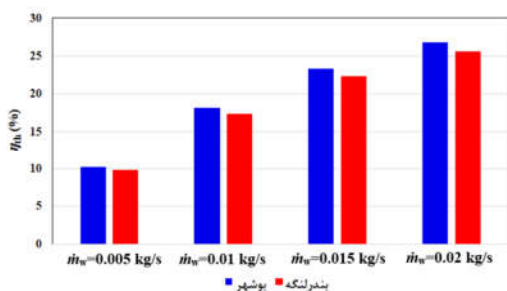
تأثیر دبی سیال عبوری از پنل فوتوولتایی-گرمایی بر توان تولیدی سیستم و بازده گرمایی در موقعیت جغرافیایی بندر بوشهر در شکل ۴ ارائه شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دبی سیال عبوری، بازده گرمایی افزایش می‌یابد. این امر ناشی از بهبود انتقال گرما و کارایی سیستم در شرایط افزایش دبی است. با افزایش دبی سیال عبوری، مقدار سیالی که از پنل خورشیدی عبور کرده و گرما جذب می‌کند، افزایش می‌یابد. این امر منجر به افزایش ظرفیت سیستم برای انتقال گرما از سطح گردآور به سیال می‌شود.



شکل ۲- توزیع تابش خورشیدی برای اقلیم‌های مورد مطالعه در طی یک شبانه‌روز؛ الف) بندر بوشهر، ب) بندرلنگه



شکل ۵- اثر دبی سیال عبوری از پنل فوتوولتایی-گرمایی بر توان و راندمان گرمایی گردآور برای بندرلنگه



شکل ۶- اثر دبی سیال عبوری از پنل فوتوولتایی-گرمایی بر راندمان گرمایی گردآور در بندر بوشهر و بندرلنگه

مطابق شکل ملاحظه می‌شود که اولاً با افزایش دبی جرمی سیال، راندمان گرمایی افزایش پیدا می‌کند. از طرفی ملاحظه می‌شود که با افزایش دبی جرمی سیال از  $0.005 \text{ kg/h}$  تا  $0.02 \text{ kg/h}$ ، راندمان گردآورهای خورشیدی در هر دو شهر حدود ۱۶۱٪ افزایش پیدا می‌کند.

مقایسه تأثیر تغییرات دبی سیال عبوری از پنل فوتوولتایی-گرمایی بر دو متغیر اصلی، یعنی دمای سیال عبوری از پنل خورشیدی و دمای سطح گردآور خورشیدی، در هر دو موقعیت جغرافیایی مورد مطالعه، در شکل ۷ مقایسه شده است. زمانی که دبی سیال عبوری از پنل خورشیدی افزایش می‌یابد، حجم بیشتری از سیال در معرض جذب گرما قرار می‌گیرد که در نتیجه آن، دما کاهش پیدا می‌کند. از سوی دیگر، افزایش دبی سیال عبوری، تأثیر مستقیمی بر دمای سطح گردآور خورشیدی دارد. این تأثیر ناشی از کاهش تجمع گرما در سطح گردآور است، زیرا سیال با سرعت بیشتری از پنل خورشیدی عبور کرده و گرما را با کارایی بیشتری از سطح آن جذب می‌کند. این افزایش نرخ انتقال گرما، سبب می‌شود که دمای سطح گردآور کاهش یابد. نتایج این بررسی نشان می‌دهد که تنظیم بهینه دبی سیال عبوری از پنل فوتوولتایی-گرمایی، عامل بسیار مهمی در عملکرد گرمایی سیستم به شمار می‌رود.

انتخاب دبی مناسب سیال می‌تواند به حداکثر بهره‌وری از انرژی خورشیدی و بهینه‌سازی کارایی کلی سیستم منجر شود. همچنین نتایج به‌دست‌آمده حاکی از آن است که بیشترین مقدار دمای سیال ورودی پنل خورشیدی در طی شبانه‌روز در بندر بوشهر مربوط به دبی  $0.005 \text{ kg/s}$  است که دمایی برابر با  $52^\circ\text{C}$  را نشان می‌دهد.

این مسئله اهمیت مدیریت دقیق این پارامتر را در طراحی سیستم‌های گرمایی خورشیدی به‌وضوح نشان می‌دهد. در مجموع، نتایج نشان می‌دهد که بیشینه توان تولیدی در طول شبانه‌روز مربوط حدود  $48 \text{ kW}$  است، در حالی که کمترین مقدار بیشینه‌توان، در حدود  $46 \text{ kW}$  مشاهده شده است.

تأثیر دبی سیال عبوری از پنل فوتوولتایی-گرمایی بر توان تولیدی سیستم و بازده گرمایی در موقعیت جغرافیایی بندرلنگه نیز در شکل ۵ ارائه شده است. این نمودار، روند تغییرات این دو متغیر مهم سیستم را در شرایط مختلف دبی سیال عبوری نمایش می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دبی سیال عبوری از پنل خورشیدی، بازده گرمایی افزایش می‌یابد. این روند بیانگر تأثیر مستقیم دبی سیال عبوری بر بهبود عملکرد سیستم فوتوولتایی-گرمایی است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دبی سیال، توان تولیدی تغییر قابل‌توجهی نمی‌کند. این امر در نمودار کاملاً مشهود است و می‌توان مشاهده کرد که بیشترین مقدار بیشینه‌توان تولیدی در شبانه‌روز برای دبی‌های مختلف سیال تقریباً  $50 \text{ kW}$  می‌باشد. علاوه بر این، بازده گرمایی سیستم نیز با افزایش دبی سیال عبوری از پنل خورشیدی بهبود می‌یابد. این کمیت، یکی از معیارهای کلیدی برای ارزیابی کارایی سیستم‌های فوتوولتایی-گرمایی محسوب می‌شود. نمودار، نشان‌دهنده افزایش مداوم بازده گرمایی با افزایش دبی سیال است که بیانگر بهره‌وری بیشتر سیستم در استفاده از انرژی خورشیدی می‌باشد. در این راستا، طراحی و تنظیم دقیق دبی سیال عبوری می‌تواند به بهبود عملکرد سیستم و دستیابی به حداکثر بهره‌وری از منابع خورشیدی منجر شود. توجه به این پارامتر و تجزیه و تحلیل رفتار آن تحت شرایط مختلف محیطی و جغرافیایی، یکی از اصول مهم در طراحی سیستم‌های فوتوولتایی-گرمایی است. به طور کلی، تحلیل این نمودار بیانگر اهمیت مدیریت دقیق دبی سیال عبوری از پنل فوتوولتایی-گرمایی است و نشان می‌دهد که انتخاب مناسب این پارامتر می‌تواند نقش کلیدی در افزایش کارایی سیستم و بهره‌برداری بهینه از انرژی خورشیدی برای چنین سیستم‌هایی داشته باشد. مقایسه تغییرات راندمان گرمایی گردآورهای خورشیدی در دو اقلیم مورد بررسی به ازای مقادیر مختلف دبی سیال عبوری از گردآور در شکل ۶ ارائه شده است.

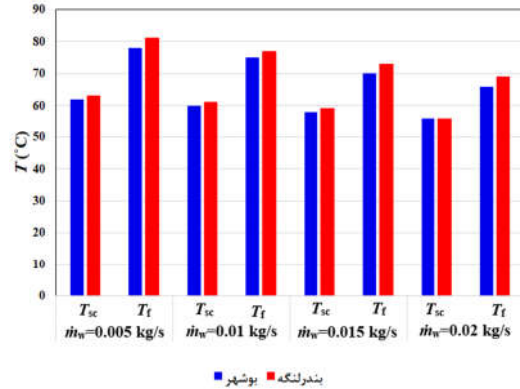
همانطور که در شکل‌های ۴ و ۵ نشان داده شد، تغییرات دبی اثر چندانی بر توان گردآور نداشته و فقط بر روی بازده تأثیرگذار است؛ از این رو در شکل ۶ فقط راندمان گرمایی مقایسه شده است.

سیستم در بندر بوشهر حساسیت بیشتری نسبت به تغییر دبی از خود نشان می‌دهد. اهم نتایج پژوهش عبارت‌اند از:

۱. در بندر بوشهر، بیشترین مقدار بیشینه‌توان تولیدی در طول شبانه‌روز، حدود ۴۸ kW است، در حالی که کمترین مقدار بیشینه‌توان در حدود ۴۶ kW مشاهده شده است؛
۲. در بندر بوشهر، بیشترین مقدار بیشینه‌بازده گرمایی سیستم در دبی ۰/۰۲ kg/s و برابر با ۳۱٪ بوده، در حالی که کمترین مقدار بیشینه‌بازده گرمایی برای دبی ۰/۰۰۵ kg/s و در حدود ۲۳٪ است؛
۳. در بندرلنگه، بیشترین مقدار بیشینه‌توان تولیدی در طول شبانه‌روز حدود ۵۰ kW است، در حالی که کمترین مقدار بیشینه‌توان در حدود ۴۷ kW مشاهده شده است؛
۴. در بندرلنگه، بیشترین مقدار بیشینه‌بازده گرمایی سیستم در دبی ۰/۰۲ kg/s بوده، در حالی که کمترین مقدار بیشینه‌بازده گرمایی برای دبی ۰/۰۰۵ kg/s ثبت شده است؛
۵. با افزایش دبی جرمی سیال از ۰/۰۰۵ kg/h تا ۰/۰۲ kg/h، راندمان گردآورهای خورشیدی در هر دو شهر حدود ۱۶۱٪ افزایش پیدا می‌کند.

## ۶-مراجع

- [1] Cao Y, Dhahad HA, Togun H, Hussien HM, Rashid TA, Anqi AE, Farouk N, Issakhov A. Exergetic and financial parametric analyses and multi-objective optimization of a novel geothermal-driven cogeneration plant; adopting a modified dual binary technique. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2021;48:101442.
- [2] امیری ح، طراحی، ساخت و بررسی آزمایشگاهی عملکرد یک آب‌شیرین‌کن خورشیدی شیب‌دار بهبودیافته. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*. ۱۴۰۱، د. ۵۲، ش. ۳، ص. ۲۳۷-۲۴۶.
- [3] ستاره م، عساری م، بصیرت تبریزی ح، سلیمانی عیوضی ع. بررسی تجربی و آنالیز انرژی و انرژی آب شیرین کن صفحه تخت در شیب‌های مختلف با استفاده از مواد متخلخل و روغن جاذب گرما. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*. ۱۴۰۲، د. ۵۳، ش. ۱، ص. ۱۴۱-۱۴۲.
- [4] ادیبی طوسی س، گشایشی ح، زحمتکش ا، نجاتی و. ارزیابی آزمایشگاهی آب شیرین کن خورشیدی پلکانی همراه با نانو مواد تغییر فازدهنده هیبریدی تحت میدان مغناطیسی. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*. ۱۴۰۲، د. ۵۳، ش. ۱، ص. ۱۳-۲۲.
- [5] گشایشی ح، ادیبی طوسی س، بررسی آزمایشگاهی آب شیرین کن خورشیدی پلکانی همراه با کندانسور خارجی و منبع ذخیره انرژی گرمایی. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*. ۱۳۹۹، د. ۵۰، ش. ۳، ص. ۱۹۵-۲۰۳.
- [6] Samuel DGH, Nagarajan PK, Sathyamurthy R, El-Agouz SA, Kannan E. Improving the yield of fresh water in conventional solar still using low cost energy storage material. *Energy Conversion and Management*. 2016;112:125-134.
- [7] De Rosa M, Alichyaei M. Techno-economic and environmental assessment of a solar-powered multi-generation system for a sustainable energy, hydrogen and fresh-water production. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2025;65:103856.
- [8] Shahverdian MH, Sedayevatan S, Hosseini M, Sohani A, Javadijam R, Sayyaadi H. Multi-objective technoeconomic optimization of an off-grid solar-ground-source driven cycle with hydrogen storage for power and fresh water production. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2023;48(52):19772-19791.



شکل ۷- اثر دبی سیال عبوری از پنل فوتوولتایی-گرمایی بر دمای سیال عبوری و دمای سطح گردآور در بوشهر و بندرلنگه

در مقابل، کمترین مقدار دمای سیال ورودی پنل در شبانه‌روز برای دبی ۰/۰۲ kg/s مشاهده شده که مقدار آن برابر با ۳۴ °C است. همچنین، بررسی دمای سطح گردآور نشان می‌دهد که بیشترین مقدار دمای سطح گردآور در شبانه‌روز مربوط به دبی ۰/۰۰۵ kg/s با دمای ۵۵ °C بوده و کمترین مقدار آن برای دبی ۰/۰۲ kg/s با دمای ۴۵ °C ثبت شده است.

برای بندرلنگه نیز بررسی نتایج حاصل نشان می‌دهد که بیشترین مقدار دمای سیال عبوری از پنل خورشیدی در شبانه‌روز، برای دبی ۰/۰۰۵ kg/s برابر ۴۵ °C بوده است. در مقابل، کمترین مقدار این دما برای دبی ۰/۰۲ kg/s ثبت شده که مقدار آن برابر با ۳۴ °C است. علاوه بر این، دمای سطح گردآور نیز تحت تأثیر دبی سیال تغییر کرده و بیشترین مقدار آن در شبانه‌روز مربوط به دبی ۰/۰۰۵ kg/s با دمای ۴۵ °C است. کمترین دمای سطح گردآور نیز برای دبی ۰/۰۲ kg/s ثبت شده و مقدار آن به ۳۸ °C کاهش یافته است.

در مجموع، نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دبی جرمی سیال از ۰/۰۰۵ kg/h تا ۰/۰۲ kg/h، دمای سطح گردآور برای اقلیم بندر بوشهر ۳۱/۵٪ کاهش می‌یابد؛ در حالیکه برای بندرلنگه این کاهش برابر ۲۴/۵٪ است. همچنین با تغییرات دبی جرمی ذکر شده، دمای سیال نیز ۳۲/۱٪ در اقلیم بندر بوشهر و ۲۲/۷٪ برای بندرلنگه کاهش پیدا می‌کند.

## ۵-نتیجه‌گیری

در این پژوهش، یک سامانه فوتوولتایی-گرمایی خورشیدی به‌منظور بررسی اثر دبی سیال عبوری بر عملکرد گردآور در دو اقلیم بندر بوشهر و بندرلنگه تحلیل و ارزیابی شد. مدل ارائه‌شده، ابتدا با داده‌های مرجع صخه‌گذاری شد که دقت قابل‌قبولی از خود نشان داد. نتایج حاصل، بیانگر تأثیر قوی دبی جرمی سیال بر رفتار گرمایی گردآور و دمای سیال خروجی بوده، درحالی‌که توان سیستم تغییر چشمگیری با تغییر دبی سیال نشان نمی‌دهد. بررسی دقیق رفتار سیستم نشان داد که افزایش دبی جرمی سیال، انتقال گرمای مؤثرتر، کاهش دمای سطح گردآور، کاهش دمای سیال عبوری و در نهایت افزایش بازده گرمایی را موجب می‌شود. مقایسه نتایج در دو موقعیت جغرافیایی نشان می‌دهد که اقلیم، نقش مهمی در روند تغییرات دارد و

- Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2017;67:1345-1359.
- [27] Bergman TL. Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons; 2011.
- [28] Duffie JA, Beckman WA. Solar engineering of thermal processes. 4th ed. John Wiley & Sons; 2013.
- [29] Razmi A, Soltani M, Torabi M. Investigation of an efficient and environmentally-friendly CCHP system based on CAES, ORC and compression-absorption refrigeration cycle: Energy and exergy analysis. Energy Conversion and Management. 2019;195:1199-1211.
- [30] Shah RK, Sekulic DP. Fundamentals of Heat Exchanger Design. John Wiley & Sons; 2003.
- [31] Chen J, Zhang Y, Li X. Modeling a hydrogen pressure regulator in a fuel cell system with Joule-Thomson effect. International Journal of Hydrogen Energy. 2018;43(25):11456-11467.
- [32] Incropera FP, DeWitt DP. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 7th ed. Wiley; 2011.
- [33] Boyce MP. Gas Turbine Engineering Handbook. 4th ed. Butterworth-Heinemann; 2012.
- [34] Hadidi A. Proposing a modified system based on recovery of preset pressurization energy in the integrated pumped-hydro and compressed gas energy storage system. Results in Engineering. 2025;27:106118.
- [35] Hadidi A. Performance comparison of water towers and combined pumped hydro and compressed gas system and proposing a novel hybrid system to energy storage with a case study of a 50 MW wind farm. Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics. 2025;50(2):313-333.
- [9] Zhou X, Wang W, Wang Y, Jiang T, Sun W, Huang A, Yun S, Guo T, Wang L, Chen J. A simple strategy toward cost-effective and scalable hydrogel/melamine foam evaporator for sustainable and stable fresh water generation. Surfaces and Interfaces. 2025;108172.
- [10] Ghorbani B, Mehrpooya M, Dadak A. Thermo-economic analysis of a solar-driven multi-stage desalination unit equipped with a phase change material storage system to provide heating and fresh water for a residential complex. Journal of Energy Storage. 2020;30:101555.
- [11] Dong M, Zhang Y, She C, Wang C, Yin X. Continuous 24-hour solar photothermal distillation enabled by energy storage. Next Energy. 2025;8:100378.
- [12] Almadhor A, Basem A, Dara RN, Shaban M, Ghandour R, Al Barakeh Z, Abduvalieva D, Alkhalaf S, Bayhan Z, Ali HE. Integrated solar energy-energy storage system for an electricity-freshwater multigeneration configuration: Exergoeconomic assessment with multi-objective particle swarm optimization. Journal of Energy Storage. 2025;122:116750.
- [13] Shafaghath A, Eslami M, Baneshi M. Techno-environmental study of a reverse osmosis desalination system equipped with photovoltaic-thermal collectors. Applied Thermal Engineering. 2023;218:119289.
- [14] Hadidi A. Thermodynamic design of the novel energy storage system based on liquid carbon dioxide for a 17 MW concentrated solar thermal power plant. Journal of Energy Storage. 2024;83:110761.
- [15] Yousef MS, Hassan H. Energy payback time, exergoeconomic and enviroeconomic analyses of using thermal energy storage system with a solar desalination system: an experimental study. Journal of Cleaner Production. 2020;270:122082.
- [16] Singh V, Kumar R, Sharma RK, Singh SP, Sinhmar H, Singh DB. An investigation on effect of variation of mass flow rate and number of collectors on yearly efficiency of single slope solar still by incorporating N similar photovoltaic thermal flat plate collectors. Water Supply. 2022;22(5):5126-5148.
- [17] Sharma GK, Mallick A, Sharma RK, Kumar N, Singh DB. A comprehensive study on the effect of variation of flow rate of fluid and N on energy metrics of N similar photovoltaic thermal flat plate collectors integrated single slope solar still. Desalination and Water Treatment. 2023;283:97-108.
- [18] Kabeel AE, Abdelgaied M, El-Said EMS. Study of a solar-driven membrane distillation system: Evaporative cooling effect on performance enhancement. Renewable Energy. 2017;106:192-200.
- [19] Gomaa MR, Ala'a K, Al-Dhaifallah M, Rezk H, Ahmed M. Optimal design and economic analysis of a hybrid renewable energy system for powering and desalinating seawater. Energy Reports. 2023;9:2473-2493.
- [20] Okampo EJ, Nwulu N. Optimisation of renewable energy powered reverse osmosis desalination systems: A state-of-the-art review. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2021;140:110712.
- [21] Elewa MM. Emerging and Conventional Water Desalination Technologies Powered by Renewable Energy and Energy Storage Systems toward Zero Liquid Discharge. Separations. 2024;11(10):291.
- [22] Aroussy Y, Saifaoui D, Lilane A, Tarfaoui M. Thermo-economic simulation and analysis of a solar thermal cycle combined with two desalination processes by multi-effect distillation (MED). Materials Today: Proceedings. 2020;30:1027-1032.
- [23] Çengel YA, Boles MA. Thermodynamics: An Engineering Approach. 8th ed. New York: McGraw-Hill; 2015.
- [24] Sharqawy MH, Lienhard JH, Zubair SM. Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data. Desalination and Water Treatment. 2010;16:354-380.
- [25] Reda M, Ali ME, Sharshir S, El-Kalla I. Novel fractional modeling based on CATTANEO heat flux for enhancing thermal performance of u-tube parabolic trough collectors. Journal of Contemporary Technology and Applied Engineering. 2024;3(1):75-87.
- [26] Salgado Conrado L, Rodriguez-Pulido A, Calderón G. Thermal performance of parabolic trough solar collectors.