

# بررسی اثر دبی سیال بر عملکرد حرارتی و الکتریکی سامانه آب‌شیرین‌کن فوتوولتائیک-حرارتی مجهز به ذخیره‌ساز انرژی هوای فشرده در دو اقلیم ساحلی ایران

فراز راستکار ابراهیم‌زاده

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

امین حدیدی\*

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

مرتضی یاری دریامان

استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

## چکیده

در این پژوهش، عملکرد سامانه آب‌شیرین‌کن فوتوولتائیک-حرارتی 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. به‌منظور ارزیابی دقت مدل، ابتدا دمای سیال به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی با داده‌های مرجع مقایسه شده و تطابق قابل‌قبولی مشاهده گردید. سپس اثر دبی سیال عبوری بر توان تولیدی، راندمان حرارتی، دمای سیال و دمای سطح کلکتور تحلیل شد. نتایج نشان می‌دهد افزایش دبی موجب بهبود انتقال حرارت، کاهش دمای سطح کلکتور و افزایش راندمان حرارتی می‌شود، هرچند تأثیر آن بر توان بسیار ناچیز است. در بوشهر، افزایش دبی از 0.05 تا 0.2 kg/s راندمان را از 8٪ به 24٪ افزایش داد، درحالی‌که در بندرلنگه این مقدار از 17٪ به 33٪ رسید. همچنین دمای سیال و دمای سطح کلکتور با افزایش دبی کاهش قابل‌توجهی 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 کلکتور، آب‌شیرین‌کن، انرژی خورشیدی، تولید مداوم

## 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

Faraz Rastkar Ebrahimzadeh

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

Amin Hadidi\*

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

Morteza Yari

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. In Bushehr, increasing the flow rate from 0.005 to 0.02 kg/s increased thermal efficiency from 8% to 24%, whereas in Bandar-e Lengeh this value rose from 17% to 33%. 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

آب‌شیرین‌کن مبتنی بر انرژی خورشیدی قابل اطمینان نبوده و نمی‌تواند بصورت پایدار آب شیرین تولید کند [۴]. به همین دلیل برای تولید مداوم 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 آب‌شیرین‌کن خورشیدی مجهز به سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی در جریان می‌باشد که در ادامه، اهم این تحقیقات مورد مرور و ارزیابی قرار گرفته است.

به عنوان یکی از پژوهش‌های اولیه مهم در زمینه تولید آب شیرین

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 آب‌شور به آب شیرین هستند و می‌توانند به تأمین نیازهای آبی جوامع کمک کنند [۳]. اما سیستم‌های

خورشیدی پیوسته می‌توان به پژوهش ساموئل و همکاران [۶] اشاره کرد. هدف ایشان افزودن مواد ذخیره‌ساز حرارتی به منظور امکان ذخیره انرژی خورشیدی در طول روز و آزادسازی تدریجی آن در 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 حرارتی 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<sup>۱</sup> و علیانی<sup>۲</sup> [۷] یک سیستم چندتولیدی خورشیدی شامل کلکتور سهموی شکل، واحد ذخیره‌سازی حرارتی، سیکل 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 حرارتی 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 ۱۲٪ و ۴٪ رسانده است. علاوه بر این، واحد الکترولایزر و کلکتورهای 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 حرارتی با یک سیستم خورشیدی چندمنظوره، می‌تواند تولید همزمان برق، هیدروژن و آب شیرین را با هزینه کمتر و پایداری بیشتر امکان‌پذیر کند. شاهرودیان 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 ۴۰۸ نفری در منطقه بندرعباس انجام شده است. سیستم پیشنهادی قادر است مازاد برق تولیدشده در ماه‌های پربتابش 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  $6/23\%$  تولید  $182$  مترمکعب آب شیرین در روز، دوره بازگشت سرمایه حدود  $5/2$  سال و LCOE برابر با  $0/238 \text{ kWh}/\text{\$}$  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<sup>۳</sup> و همکاران [۹] یک اواپراتور خورشیدی مبتنی بر ذخیره‌سازی هیدروژن افوم میلمین 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  $2/51 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$  تحت تابش  $1 \text{ kW/m}^2$  تولید کند و در شرایط محیطی سخت، شامل pH بالا یا شوری زیاد، عملکرد پایدار دارد. آزمایش ۳۰ 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 اواپراتور 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 حرارتی 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-حرارتی با ذخیره‌سازی انرژی است که همزمان آب شیرین و گرمایش ساختمان را فراهم می‌کند. از نظر نوآوری نیز، بر ارزیابی 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<sup>۴</sup> و همکاران [۱۱] یک سیستم تقطیر خورشیدی ۲۴ ساعته ارائه شده که با تکیه بر ذخیره‌سازی حرارتی گرمای نهان و همچنین خنک‌کاری تشعشعی 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 ۲۰٪ افزایش می‌دهد و با افزودن خنک‌کاری تابشی، بهبود ۱۳ 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 اواپراتور است؛ برخلاف مطالعاتی که PCM را داخل اواپراتور 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 تئوری، بازدهی ۱۱۵٪ (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

<sup>1</sup> De Rosa

<sup>2</sup> Alihyaci

<sup>3</sup> Zhou

<sup>4</sup> Dong

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<sup>۳</sup> و همکاران [۱۷] اثر نرخ جریان سیال خنک‌کننده را به‌صورت پارامتریک در یک میدان کلکتورهای PVT مشابه مورد تحلیل قرار دادند. افزایش دبی باعث بهبود برداشت حرارت و کاهش دمای سلول‌های PV شده و در نتیجه راندمان الکتریکی و حرارتی سیستم به شکل قابل توجهی 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 حرارتی در لوله‌کشی می‌شود. آن تحقیق اهمیت تعیین دامنه دبی بهینه را برای دستیابی به بیشترین بازدهی الکتروحرارتی در سیستم‌های PVT روشن می‌سازد. کابیل<sup>۴</sup> و همکاران [۱۸] نیز سیستم تقطیر غشایی خورشیدی (MD) را به‌صورت تجربی بررسی کرده و اثر دبی جریان ورودی را بر عملکرد حرارتی 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 نشان می‌دهد که دبی سیال یکی از مؤثرترین پارامترها در عملکرد سیستم‌های آب‌شیرین‌کن خورشیدی است؛ زیرا این عامل به‌طور مستقیم بر انتقال حرارت، دمای سطح کلکتور، 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 حرارتی) را تحلیل کرده‌اند و تحلیل هم‌زمان اثر دبی بر توان تولیدی پیل، دمای سیال و دمای سطح کلکتور 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 حرارتی سطح کلکتور 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

خورشیدی و ایجاد سیستم ذخیره‌سازی انرژی حرارتی کم‌هزینه یکی از پیشرفته‌ترین و نوآورانه‌ترین پژوهش‌های اخیر است. اخیراً سامانه یکپارچه خورشیدی چندتولیدی توسط پژوهشگران ارائه شده که تولید همزمان برق، سرمایش و آب شیرین را با چرخه ترکیبی رانکین آلی (ORC) و اسمز معکوس (RO) و یک ماژول ذخیره‌سازی انرژی حرارتی دنبال می‌کند. در آن پژوهش، المادور<sup>۱</sup> و همکاران [۱۲] با انجام تحلیل انرژی-اقتصادی و استفاده از بهینه‌سازی چندهدفه، توانستند کارایی انرژی را به ۶/۵۸٪ و دوره بازگشت سرمایه را به حدود ۵/۱ سال کاهش دهند. نکته مهم این است که بخش خورشیدی سیستم بیش از ۸۶٪ تخریب انرژی را ایجاد می‌کند که نشان می‌دهد کارایی کلی کاملاً وابسته به راندمان گردآورنده‌های خورشیدی است، بنابراین بهبود عملکرد ذخیره‌سازی انرژی یا سیکل‌های 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 کلکتور، 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 کلکتور 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<sup>۲</sup> 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 حرارت از کلکتور و کاهش دمای سطحی شده و در نتیجه راندمان حرارتی و تولید آب شیرین افزایش می‌یابد. با این حال، پژوهش نشان می‌دهد که این روند

<sup>3</sup> Sharma

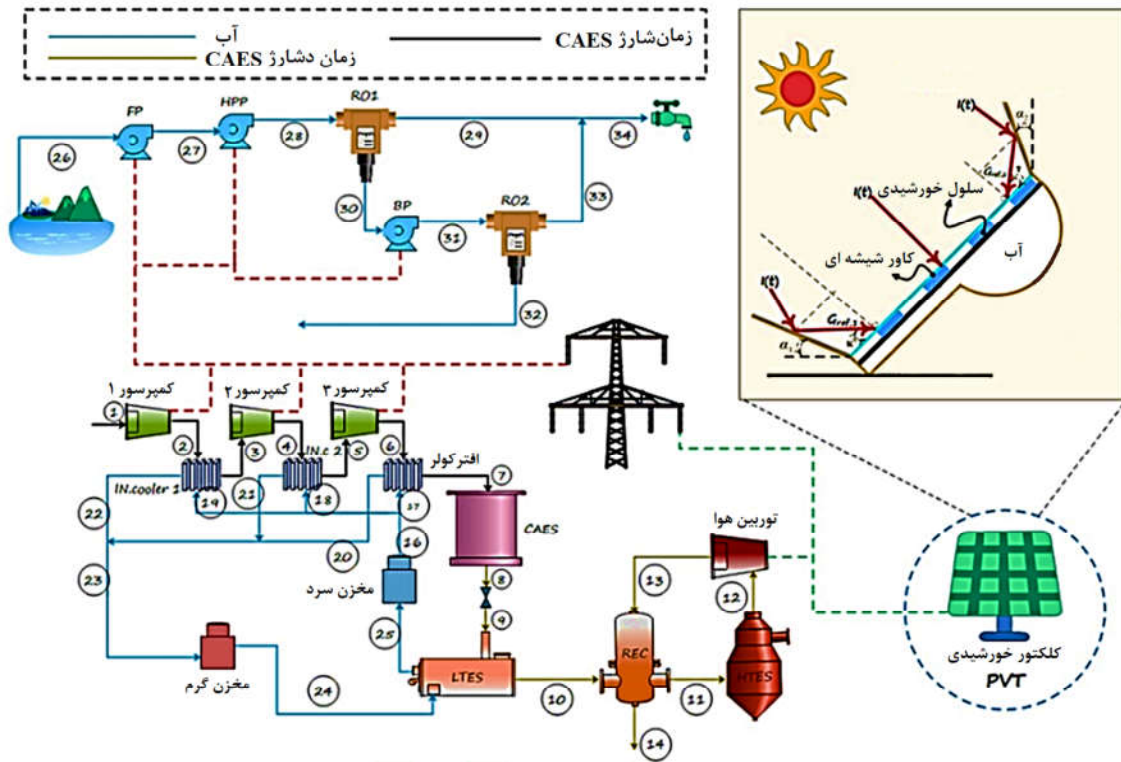
<sup>4</sup> Kabeel

<sup>1</sup> Almadhor

<sup>2</sup> Singh

قابلیت استفاده حداکثری از انرژی خورشیدی و مدیریت مؤثر نوسانات آن است، به گونه‌ای که امکان پایداری تولید توان و تضمین تولید مداوم آب شیرین فراهم شود. شکل ۱ نمای کلی و طرح‌واره عملکرد این چرخه یکپارچه را نشان می‌دهد.

معکوس (RO)، چرخه ذخیره‌سازی انرژی هوای فشرده (CAES) و پنل‌های فوتولتائیک-حرارتی (PVT) طراحی شده تا بتواند به صورت هم‌زمان نیازهای تولید برق، بازیافت حرارت، و تولید آب شیرین را برآورده سازد. هدف اصلی از این طراحی، ایجاد یک سامانه ترکیبی با



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

#### فاز ۴: مرحله دشوار 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 حرارت 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 پیک مصرف را تأمین می‌کند. هم‌زمان، واحد RO با اتکا 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 اینترکولر ۱ می‌شود. پس از سرمایش در اینترکولر، 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 اینترکولر شماره ۲ می‌شود. پس از سرمایش در اینترکولر، هوا در

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، پنل‌های PVT نقش اصلی را در تأمین انرژی الکتریکی و حرارتی 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].

#### 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. اینترکولرها و افترکولرها نیز برای کاهش توان مصرفی و بازیابی حرارت به‌کار می‌روند [۲۰].

#### فاز ۳: ذخیره‌سازی حرارتی

حرارت حاصل از تراکم در واحد ذخیره حرارتی دمای بالا (HTES) ذخیره می‌شود. در این بخش، بتن نسوز به‌عنوان ماده ذخیره‌ساز حرارت انتخاب شده و انتقال حرارت با استفاده از هیترهای کارتریجی و کانال‌های فلزی بهینه شده است. آب بازیافتی نیز به چرخه تزریق می‌شود تا اتلاف انرژی کاهش یابد و حرارت ذخیره‌شده برای مرحله دشوار حفظ شود [۲۱].

در معادلات بالا،  $W, Q, Ex, Ex_{dest}$  به ترتیب نشان دهنده مقدار حرارت، کار، آنتالپی، انرژی و انرژی تخریب شده هستند.

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

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

$$\rho_{sw} = (a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4) + (b_1S + b_2ST + b_3S^2 + b_4S^3 + b_5S^2T^2) \quad (3)$$

$$h_{sw} = h_w - S(c_1 + c_2S + c_3S^2 + c_4S^3 + c_5T + c_6T^2 + c_7T^3 + c_8ST + c_9S^2T + c_{10}ST^2) \quad (4)$$

$$s_{sw} = s_w - S(d_1 + d_2S + d_3S^2 + d_4S^3 + d_5T + d_6T^2 + d_7T^3 + d_8ST + d_9S^2 + d_{10}ST^2) \quad (5)$$

در معادلات بالا،  $T, \rho_w, h_w, s_w$  و به ترتیب نمایانگر دما، چگالی آنتالپی و آنتروپی آب شیرین، و شوری آب دریا هستند.

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

$$W_p = \frac{\dot{m} \times (\Delta h)}{\eta_p} \quad (6)$$

در معادله بالا  $W_p, \dot{m}, \Delta h$  و  $\eta_p$  به ترتیب بیان کننده توان مصرفی پمپ، دبی جرمی ورودی به پمپ، اختلاف آنتالپی بین ورودی و خروجی پمپ، و راندمان پمپ می باشند.

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

با موازنه انرژی برای بخش انرژی خورشیدی، مطابق چرخه ارائه شده در شکل ۱، نتیجه زیر برای کلکتورهای 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 می دهد. همچنین  $\alpha_{sc}, \beta_r, \eta_{sc,t}, \eta_{sc,r}, p_f, W_d, T_r$  به ترتیب عبارتند از قابلیت جذب خورشیدی سطح کلکتور خورشیدی، نسبت مساحت فتولتائیک به مساحت کلکتور، راندمان نوری سلول خورشیدی در شرایط مرجع، ضریب دمایی راندمان فتولتائیک، دمای کلکتور خورشیدی، عرض المان کلکتور خورشیدی و دمای مرجع. همچنین  $A_{sc-abs}, h_{co,sc-a}, h_{ra,sc-s}$  و  $h_{sc-t}$  به ترتیب بیانگر مساحت مؤثر مقطع سطح انتقال حرارت کلکتور خورشیدی، ضریب انتقال حرارت جابجایی بین سطح کلکتور خورشیدی و هوای محیط، ضریب انتقال حرارت بین کلکتور خورشیدی و جذب کننده، ضریب انتقال حرارت تشعشی بین سطح کلکتور خورشیدی و محیط اطراف و ضریب انتقال حرارت بین سطح کلکتور و لوله است. زیرنویس های  $co, ra, sc, a, t, s, abs$  به ترتیب نشان دهنده انتقال حرارت جابجایی، انتقال حرارت تشعشی، کلکتور خورشیدی، هوا (محیط)، آسمان، لوله و جذب کننده هستند.

ضریب انتقال حرارت تشعشی بین پنل فتولتائیک و محیط اطراف بصورت زیر محاسبه می شود [۲۶]:

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

در معادله بالا  $\epsilon_{pv}$  و  $\sigma$  به ترتیب نشان دهنده ضریب گسیلندگی پنل

شرایط نقطه (۵) خارج و برای مرحله آخر تراکم وارد کمپرسور شماره ۳ می شود. پس از تراکم نهایی، هوا در شرایط نقطه (۶) خارج و وارد افترکولر شده و تا شرایط نقطه (۷) خنک می شود؛ سپس وارد مخزن هوای فشرده سیستم ذخیره سازی انرژی می گردد. به این ترتیب، مرحله شارژ سیستم ذخیره سازی تکمیل می شود.

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 می گردد. در LTES، هوا قبل از ورود به رکوپراتور، پیش گرم می شود. یک حلقه جریان آب واسطه فرعی نیز وجود دارد که گرمای لازم برای پیش گرمایش در LTES را از اینترکولرها دریافت می کند. این جریان واسطه، با خروج از مخزن سرد در شرایط نقطه (۱۶)، در شرایط نقاط (۱۷) تا (۱۹) وارد اینترکولرها شده و هوای گرم شده را خنک می کند. سپس در شرایط نقاط (۲۰) تا (۲۲) از اینترکولرها خارج و در شرایط نقطه (۲۳) وارد مخزن گرم شده و ذخیره می گردد.

در مرحله دشارژ، هوا در شرایط نقطه (۲۴) از مخزن خارج و وارد LTES می شود و پس از پیش گرمایش، در شرایط نقطه (۲۵) وارد مخزن سرد می گردد تا آماده مرحله بعدی چرخه شارژ شود. هوای فشرده با خروج از LTES در شرایط نقطه (۱۰) وارد رکوپراتور شده و با گرمای بازمانده از توربین، مرحله دیگری از گرم سازی را طی می کند تا در شرایط نقطه (۱۱) وارد HTES شود. در HTES، هوا تا حد نهایی تنظیم شده، گرم شده و در شرایط نقطه (۱۲) آماده ورود به توربین می گردد. هوا در توربین منبسط شده و کار تولید می کند که توسط ژنراتور به برق تبدیل می شود؛ به این ترتیب مرحله دشارژ سیستم ذخیره سازی انرژی تکمیل می شود. هوای خروجی از توربین در شرایط نقطه (۱۳) وارد رکوپراتور شده و پس از بازیابی گرما، در شرایط نقطه (۱۴) سیستم را ترک می کند.

در بخش آب شیرین کن، آب در شرایط نقطه (۲۶) از دریا توسط پمپ تغذیه (FP) مکیده شده و تا شرایط نقطه (۲۷) تحت فشار قرار می گیرد. سپس وارد پمپ پرفشار (HPP) شده و فشار آن تا شرایط نقطه (۲۸) افزایش می یابد تا آماده ورود به سیستم اسمز معکوس (RO1) شود. آب شیرین در خروجی RO1 در شرایط نقطه (۲۹) خارج می شود. 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) می شود. 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 می گردد. آب شور خروجی از RO2 نیز در شرایط نقطه (۳۲) از سیستم دفع می شود.

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

### ۳- معادلات حاکم

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

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

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

فتولتائیک و ثابت استفان-بولتزمن می‌باشند [۲۷].

$$h_{ra,sc-s} = \frac{\epsilon_{pv}\sigma(T_{sc}^4 - T_a^4)}{T_{sc} - T_a} \quad (۸)$$

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

$$\tau_g \alpha_{sc} \beta_{sc} G_t(t) W_{sc} L = U_{sc,a} (T_{sc} - T_a) W_{sc} L + U_T (T_{sc} - T_{abs}) W_{sc} L \quad (۹)$$

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

$$G_t(t) = I(t) + G_{ref1}(t) + G_{ref2}(t) \quad (۱۰)$$

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

$$G_{ref1} = \rho_{al} \cdot I(t) \cdot \sin(\kappa) \cdot \sin\left[\frac{\pi}{2} - (\beta + \alpha_1)\right] \quad (۱۱)$$

$$G_{ref2} = \rho_{al} \cdot I(t) \cdot \sin(\tau) \cdot \sin\left[\frac{\pi}{2} + (\alpha_2 - \beta)\right] \quad (۱۲)$$

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

$$\kappa = 2(\beta + \alpha_1) - \frac{\pi}{2} \quad (۱۳)$$

$$\tau = \frac{\pi}{2} + 2(\alpha_2 - \beta) \quad (۱۴)$$

ضریب کلی انتقال حرارت در معادله (۹) بصورت زیر تعیین می‌شود:

$$U_T = \left[ \frac{L_{abs}}{k_{abs}} + \frac{L_{sc}}{k_{sc}} \right]^{-1} \quad (۱۵)$$

در معادله بالا  $L_{sc}$  و  $L_{abs}$  به ترتیب ضخامت‌های جذب‌کننده و کلکتور بوده و  $k_{sc}$  و  $k_{abs}$  نیز به ترتیب بیانگر ضریب هدایت گرمایی جذب‌کننده و کلکتور 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. راندمان آدیباتیک هر مرحله فشرده‌سازی به صورت زیر تعیین می‌گردد [۲۹]:

$$\eta_{AC} = \frac{h_{out,s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (۱۶)$$

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

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

$$C_{r,AC} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{P_6}{P_5} \quad (۱۷)$$

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

$$\dot{W}_{AC,j} = \dot{m}_{in} C_{p,g} T_{in} \left[ \left( C_{r,AC} \frac{k_g - 1}{k_g} \right) - 1 \right] \quad (۱۸)$$

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

$$\dot{W}_{AC} = \sum_{j=1}^3 \dot{W}_{AC,j} \quad (۱۹)$$

بازده کلی مبدل‌های حرارتی به صورت زیر محاسبه می‌شود [۳۰]:

$$\epsilon_{HX} = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (۲۰)$$

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]:

$$P_{r,reg} = \frac{P_7}{P_9} \quad (۲۱)$$

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

$$\dot{Q}_{HTES} = \dot{m}_{out} (h_{12} - h_{11}) \quad (۲۲)$$

دمای ورودی توربین هوا (یعنی دمای خروجی HTES) از موازنه انرژی در توربین به دست می‌آید و می‌تواند به صورت زیر بیان شود [۳۳]:

$$T_{12} = \frac{\dot{W}_{AT}}{\eta_{AT} \dot{m}_{out} C_{p,g} \left[ 1 - \left( \frac{P_{13}}{P_{12}} \right)^{\frac{k_a - 1}{k_a}} \right]} \quad (۲۳)$$

راندمان آیزونتروپیک توربین هوا نیز به صورت زیر تعیین می‌شود [۳۴]:

$$\eta_{AT} = \frac{h_{12} - h_{13}}{h_{12} - h_{13,s}} \quad (۲۴)$$

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

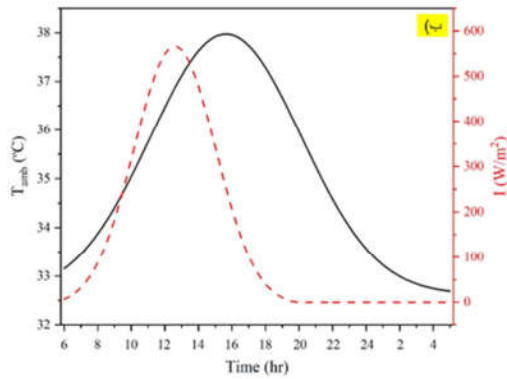
$$t_{ch} = \frac{(\rho_7 - \rho_9) V_{CAES}}{3600 \dot{m}_{in}} \quad (۲۵)$$

$$t_{dch} = \frac{(\rho_7 - \rho_9) V_{CAES}}{3600 \dot{m}_{out}} \quad (۲۶)$$

مقادیر خواص فیزیکی و پارامترهای ثابت مورد استفاده در این پژوهش در جدول ۱ ارائه شده‌اند.

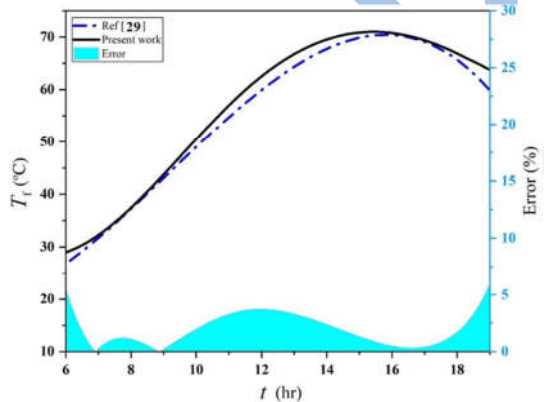
جدول ۱- مقادیر خواص فیزیکی و کمیت‌های ثابت

مقدار	کمیت
۱/۰۱ (bar)	فشار محیط، $P_a$
۳۰۰ (K)	دمای محیط، $T_a$
۳۱۰ (K)	دمای جذب، $T_{abs}$
۸ (h)	زمان شارژ، $t_{ch}$
۱۱/۳	نسبت فشار کمپرسور، $C_{r,AC}$
۴ (h)	زمان شارژ، $t_{dch}$
۸۰ (%)	کارایی مبدل گرمایی، $\epsilon_{HX}$



شکل ۲- توزیع تابش خورشیدی و دمای محیط برای اقلیم‌های مورد مطالعه بطور میانگین سالانه در طی یک شبانه‌روز؛ الف) بندر بوشهر، ب) بندرلنگه

همانطور که ملاحظه می‌شود، 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. دمای محیط نیز که متأثر از تابش می‌باشد مطابق انتظار، ابتدا روندی صعودی داشته و پس از آن کاهش می‌یابد. برای انجام صخه‌گذاری و اعتبارسنجی نتایج، دمای سیال محاسبه‌شده در کلکتورهای 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.



شکل ۳- اعتبارسنجی نتایج پژوهش

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 صخه‌گذاری نتایج، یافته‌های پژوهش ارائه و مورد بحث قرار می‌گیرد. تأثیر دبی سیال عبوری از پنل فوتوولتائیک-حرارتی بر توان تولیدی سیستم و بازده حرارتی در موقعیت جغرافیایی بندر بوشهر در شکل ۴ ارائه شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دبی سیال عبوری، بازده حرارتی افزایش می‌یابد. این امر ناشی از بهبود انتقال حرارت و کارایی سیستم در شرایط افزایش دبی است. با افزایش دبی سیال عبوری، مقدار سیالی که از پنل خورشیدی عبور کرده و حرارت

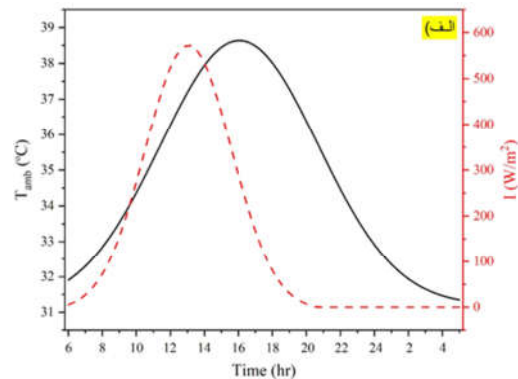
۲/۵ (kg/s)	دبی جرمی در ورود به CAES, $\dot{m}_{in,CAES}$
۶/۶۷ (bar)	فشار در ورودی توربین هوا، $P_{in,AT}$
۲۰ (bar)	فشار در ورودی به CAES, $P_{in,CAES}$
۱۳۰۰ (K)	دما در ورودی توربین هوا، $T_{in,AT}$
۸۰ (%)	کارایی اینترکولر و افترکولر، $\epsilon_{inc}, \epsilon_{aft}$
۸۵ (%)	راندمان آیزونتروپیک توربین هوا، $\eta_{AT}$
۸۸ (%)	راندمان آیزونتروپیک کمپرسورها، $\eta_{AC}$
۷۵ (%)	راندمان 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 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.

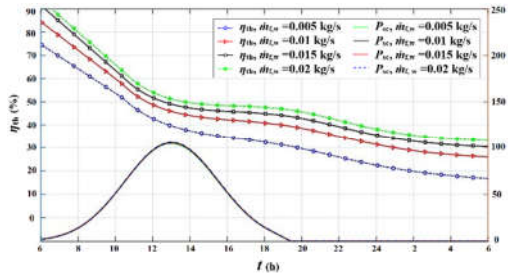
#### ۴- نتایج

در این بخش به ارائه نتایج پژوهش و بحث بر روی آن‌ها پرداخته شده است. نخست به اعتبارسنجی و صخه‌گذاری 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 و دمای محیط بصورت میانگین سالانه در طی یک شبانه‌روز برای این دو شهر به ترتیب در شکل ۲ ارائه شده است.



حاصل از این تحلیل نشان می‌دهد که با افزایش دبی سیال عبوری از پنل خورشیدی، بازده حرارتی افزایش می‌یابد. این روند بیانگر تأثیر مستقیم دبی سیال عبوری بر بهبود عملکرد سیستم فوتولتائیک-حرارتی است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دبی سیال، توان تولیدی تغییر قابل توجهی نمی‌کند.



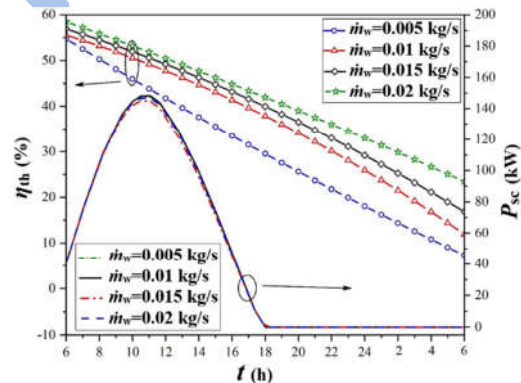
شکل ۵- اثر دبی سیال عبوری از پنل فوتولتائیک-حرارتی بر توان و راندمان حرارتی کلکتور برای بندرلنگه

این امر در نمودار کاملاً مشهود است و می‌توان مشاهده کرد که بیشترین مقدار بیشینه توان تولیدی در شبانه‌روز برای دبی‌های مختلف سیال تقریباً مقدار ۱۰۷ kW می‌باشد. علاوه بر این، بازده حرارتی سیستم نیز با افزایش دبی سیال عبوری از پنل خورشیدی بهبود می‌یابد. این کمیت، یکی از معیارهای کلیدی برای ارزیابی کارایی سیستم‌های فوتولتائیک-حرارتی محسوب می‌شود. نمودار، نشان‌دهنده افزایش مداوم بازده حرارتی 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 فوتولتائیک-حرارتی است. به طور کلی، تحلیل این نمودار بیانگر اهمیت مدیریت دقیق دبی سیال عبوری از پنل فوتولتائیک-حرارتی 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 حرارتی کلکتورهای خورشیدی در دو اقلیم مورد بررسی به ازای مقادیر مختلف دبی سیال عبوری از کلکتور در شکل ۶ ارائه شده است. همانطور که در شکل‌های ۴ و ۵ نشان داده شد، تغییرات دبی اثر چندانی بر توان کلکتور نداشته و فقط بر روی بازده تأثیرگذار است؛ از این رو در شکل ۶ فقط راندمان حرارتی مقایسه شده است. مطابق شکل ملاحظه می‌شود که اولاً با افزایش دبی جرمی سیال، راندمان حرارتی افزایش پیدا می‌کند. از طرفی ملاحظه می‌شود که با افزایش دبی جرمی سیال از ۰/۰۰۵ kg/h تا ۰/۰۲ kg/h، راندمان کلکتورهای خورشیدی در بندر بوشهر از ۸٪ تا ۲۴٪ افزایش پیدا می‌کند که افزایش ۲۰۰ درصدی را نشان می‌دهد درحالی‌که برای بندرلنگه، تغییرات از ۱۷٪ تا ۳۳٪ است که میزان افزایش، حدود ۹۵ درصد می‌باشد.

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

دبی بیشتر سیال به معنای انتقال موثرتر انرژی به آن است که سبب بهبود بازده حرارتی می‌گردد. اما همانطور که در نمودار مشخص است، تغییر دبی سیال تأثیر چندانی بر توان تولیدی نمی‌گذارد که به دلیل نقش نداشتن آن در واحدهای مصرف توان و تأثیر مستقیم آن صرفاً بر روی کلکتور 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 فوتولتائیک-حرارتی و بهبود کارایی کلی در تولید توان و حرارت شود. این مسئله اهمیت مدیریت دقیق این پارامتر را در طراحی سیستم‌های حرارتی خورشیدی به‌وضوح نشان می‌دهد.



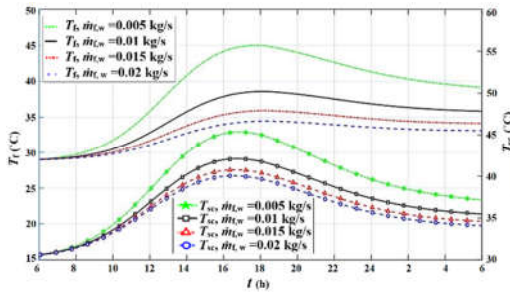
شکل ۶- اثر دبی سیال عبوری از پنل فوتولتائیک-حرارتی بر توان و راندمان حرارتی کلکتور در ساعات مختلف شبانه‌روز برای بندر بوشهر

در مجموع، نتایج نشان می‌دهد که بیشترین مقدار بیشینه توان تولیدی در شبانه‌روز به ازای دبی ۰/۰۲ kg/s با مقدار ۱۵۱ kW و کمترین مقدار توان تولیدی در شبانه‌روز به ازای دبی ۰/۰۰۵ kg/s حاصل می‌شود که برابر با ۱۴۶ kW کیلووات است.

تأثیر دبی سیال عبوری از پنل فوتولتائیک-حرارتی بر توان تولیدی سیستم و بازده حرارتی در موقعیت جغرافیایی بندر لنگه 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

است که دمایی برابر با  $52^{\circ}\text{C}$  را نشان می‌دهد. در مقابل، کمترین مقدار دمای سیال ورودی پنل در شبانه‌روز برای دبی  $0.02\text{ kg/s}$  مشاهده شده که مقدار آن برابر با  $34^{\circ}\text{C}$  است. همچنین، بررسی دمای سطح کلکتور نشان می‌دهد که بیشترین مقدار دمای سطح کلکتور در شبانه‌روز مربوط به دبی  $0.005\text{ kg/s}$  با دمای  $55^{\circ}\text{C}$  بوده و کمترین مقدار آن برای دبی  $0.02\text{ kg/s}$  با دمای  $45^{\circ}\text{C}$  ثبت شده است.

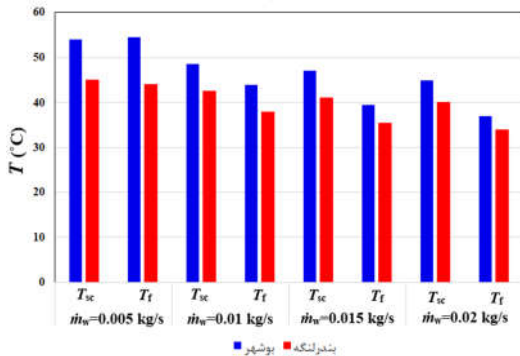
اثر مقادیر مختلف دبی سیال عبوری از پنل فوتوولتاییک-حرارتی بر دمای سیال عبوری از پنل خورشیدی و دمای سطح کلکتور خورشیدی، در موقعیت جغرافیایی بندرلنگه نیز بررسی و نتایج حاصل در شکل ۸ ارائه شده است. مشابه بندر بوشهر، در بندرلنگه نیز با افزایش دبی سیال عبوری، هر دو متغیر دمای سیال و دمای سطح کلکتور روندی نزولی را نشان می‌دهند که در مورد دلایل آن بحث شد. دمای سطح کلکتور خورشیدی نیز با افزایش دبی سیال عبوری کاهش می‌یابد. نتایج حاصل نشان می‌دهد که بیشترین مقدار دمای سیال عبوری از پنل خورشیدی در شبانه‌روز، برای دبی  $0.005\text{ kg/s}$  برابر  $55^{\circ}\text{C}$  بوده است. در مقابل، کمترین مقدار این دما برای دبی  $0.02\text{ kg/s}$  ثبت شده که مقدار آن برابر با  $34^{\circ}\text{C}$  است.



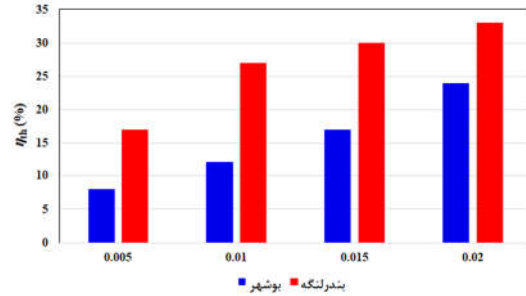
شکل ۸- اثر دبی سیال عبوری از پنل فوتوولتاییک - حرارتی بر دمای سیال عبوری و دمای سطح کلکتور در ساعات مختلف شبانه‌روز برای بندر بوشهر

علاوه بر این، دمای سطح کلکتور نیز تحت‌تأثیر دبی سیال تغییر کرده و بیشترین مقدار آن در شبانه‌روز مربوط به دبی  $0.005\text{ kg/s}$  با دمای  $55^{\circ}\text{C}$  است. کمترین دمای سطح کلکتور نیز برای دبی  $0.02\text{ kg/s}$  ثبت شده و مقدار آن به  $38^{\circ}\text{C}$  کاهش یافته است.

مقایسه تغییرات دبی عبوری از پنل فوتوولتاییک-حرارتی بر دمای سیال عبوری و دمای سطح کلکتور در بندر بوشهر و بندرلنگه در شکل ۹ ارائه شده است. برای انجام این مقایسه، عملکرد کلکتورها در ساعت ۱۶ برای هر دو اقلیم در نظر گرفته شده است.



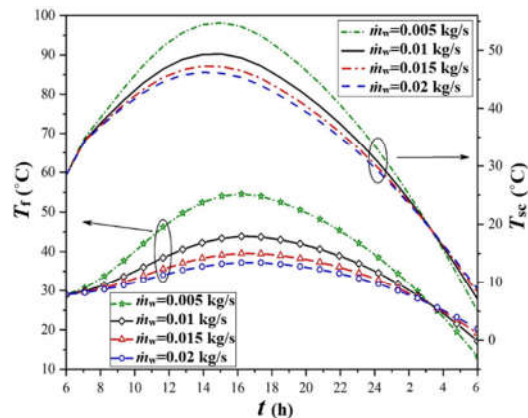
شکل ۹- مقایسه اثر دبی سیال عبوری از پنل فوتوولتاییک-حرارتی



شکل ۶- مقایسه اثر دبی سیال عبوری از پنل فوتوولتاییک-حرارتی بر راندمان حرارتی کلکتور در بندر بوشهر و بندرلنگه

تأثیر تغییرات دبی سیال عبوری از پنل فوتوولتاییک-حرارتی بر دو متغیر اصلی، یعنی دمای سیال عبوری از پنل خورشیدی و دمای سطح کلکتور خورشیدی، در موقعیت جغرافیایی بندر بوشهر نیز بررسی و نتایج حاصل در شکل ۷ ارائه شده است. همان‌گونه که از نمودار مشاهده می‌شود، با افزایش دبی سیال عبوری، هر دو متغیر به‌صورت نزولی تغییر می‌کنند. این رفتار را می‌توان به رابطه مستقیم میان نرخ انتقال حرارت و دبی سیال نسبت داد. زمانی که دبی سیال عبوری از پنل خورشیدی افزایش می‌یابد، حجم بیشتری از سیال در معرض جذب حرارت قرار می‌گیرد که در نتیجه آن، دما کاهش پیدا می‌کند.

از سوی دیگر، افزایش دبی سیال عبوری، تأثیر مستقیمی بر دمای سطح کلکتور خورشیدی دارد. این تأثیر ناشی از کاهش تجمع حرارت در سطح کلکتور است، زیرا سیال با سرعت بیشتری از پنل خورشیدی عبور کرده و حرارت را با کارایی بیشتری از سطح آن جذب می‌کند. این افزایش نرخ انتقال حرارت، سبب می‌شود که دمای سطح کلکتور کاهش یابد. نتایج این بررسی نشان می‌دهد که تنظیم بهینه دبی سیال عبوری از پنل فوتوولتاییک-حرارتی، عامل بسیار مهمی در عملکرد حرارتی سیستم به شمار می‌رود.



شکل ۷- اثر دبی سیال عبوری از پنل فوتوولتاییک - حرارتی بر دمای سیال عبوری و دمای سطح کلکتور در ساعات مختلف شبانه‌روز برای بندر بوشهر

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 مربوط به دبی  $0.005\text{ kg/s}$

## بر دمای سیال عبوری و دمای سطح کلکتور در بوشهر و بندرلنگه

نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دبی جرمی سیال از  $0.05 \text{ kg/h}$  تا  $0.2 \text{ kg/h}$ ، دمای سطح کلکتور برای اقلیم بوشهر  $31/5\%$  کاهش می‌یابد؛ در حالیکه برای بندرلنگه این کاهش برابر  $24/5\%$  است. همچنین با تغییرات دبی جرمی ذکر شده، دمای سیال نیز  $32/1\%$  در اقلیم بندر بوشهر و  $22/7\%$  برای بندرلنگه کاهش پیدا می‌کند.

## ۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، یک سامانه فوتوولتائیک-حرارتی خورشیدی به‌منظور بررسی اثر دبی سیال عبوری بر عملکرد کلکتور در دو اقلیم بندر بوشهر و بندرلنگه تحلیل و ارزیابی شد. مدل ارائه‌شده ابتدا با داده‌های مرجع صحت‌گذاری شد و دقت قابل‌قبولی از خود نشان داد. نتایج حاصل بیانگر تأثیر قوی دبی جرمی سیال بر رفتار حرارتی کلکتور 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 حرارت مؤثرتر، کاهش دمای سطح کلکتور، کاهش دمای سیال عبوری و در نهایت افزایش بازده حرارتی را موجب می‌شود. مقایسه نتایج در دو موقعیت جغرافیایی نشان می‌دهد که اقلیم، نقش مهمی در روند تغییرات دارد و سیستم در بندر بوشهر حساسیت بیشتری نسبت به تغییر دبی از خود نشان می‌دهد. اهم نتایج پژوهش عبارتند از:

۱. در بوشهر، بیشترین توان تولیدی روزانه در دبی  $0.2 \text{ kg/s}$  برابر  $146 \text{ kW}$  و کمترین مقدار در دبی  $0.05 \text{ kg/s}$  برابر  $146 \text{ kW}$  است. در بندرلنگه، توان تولیدی تقریباً ثابت بوده و مقدار بیشینه آن حدود  $107 \text{ kW}$  برای تمامی دبی‌ها می‌باشد؛
۲. در بوشهر، با افزایش دبی از  $0.05 \text{ kg/s}$  تا  $0.2 \text{ kg/s}$  راندمان کلکتور از  $8\%$  به  $24\%$  افزایش یافت (افزایش  $200\%$ ). درحالی‌که در بندرلنگه، همین تغییر دبی، راندمان را از  $17\%$  به  $33\%$  رساند (افزایش حدود  $95\%$ );
۳. در بوشهر، بیشترین دمای سیال عبوری مربوط به دبی  $0.05 \text{ kg/s}$  با  $52^\circ\text{C}$  و کمترین مقدار در دبی  $0.2 \text{ kg/s}$  برابر با  $34^\circ\text{C}$  تعیین شد. در بندرلنگه، بیشترین مقدار  $45^\circ\text{C}$  (دبی  $0.05 \text{ kg/s}$ ) و کمترین  $34^\circ\text{C}$  ( $0.2 \text{ kg/s}$ ) بود.
۴. در بوشهر، دمای سطح کلکتور از  $55^\circ\text{C}$  (دبی  $0.05 \text{ kg/s}$ ) به  $45^\circ\text{C}$  ( $0.2 \text{ kg/s}$ ) کاهش یافت. درحالی‌که در بندرلنگه، دما از  $45^\circ\text{C}$  به  $38^\circ\text{C}$  کاهش پیدا کرد؛
۵. در بوشهر، افزایش دبی از دبی  $0.05 \text{ kg/s}$  تا  $0.2 \text{ kg/s}$  موجب  $31/5\%$  کاهش دمای سطح کلکتور و  $32/1\%$  کاهش دمای سیال شد. در بندرلنگه، برای همین بازه دبی، دمای سطح کلکتور  $24/5\%$  و دمای سیال  $22/7\%$  کاهش یافت.

## ۶- مراجع

- modified dual binary technique, Sustainable Energy Technologies and Assessments, Vol. 48, 2021, 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 ر، بصیرت تبریزی ح، سلیمانی عیوضی ع. بررسی تجربی و آنالیز انرژی و اگزرژی آب شیرین کن صفحه تخت در شیب‌های مختلف با استفاده از مواد متخلخل و روغن جاذب حرارت. مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، ۱۴۰۲، د. ۵۳، ش. ۱، ص ۱۴۱-۱۴۲.
- [4] ادیبی طوسی س 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 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] D.G.H. Samuel, P.K. Nagarajan, R. Sathyamurthy, S.A. El-Agouz, E. Kannan, Improving the yield of fresh water in conventional solar still using low cost energy storage material, Energy Conversion and Management, Vol. 112, 2016, pp. 125-134.
- [7] M. De Rosa, M. Alihyaei, 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, Vol. 65, 2025, 103856.
- [8] M.H. Shahveridian, S. Sedayevatan, M. Hosseini, A. Sohani, R. Javadijam, H. Sayyaadi, Multi-objective techno-economic optimization of an off-grid solar-ground-source driven cycle with hydrogen storage for power and fresh water production, International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 48, Issue 52, 2023, pp. 19772-19791.
- [9] X. Zhou, W. Wang, Y. Wang, T. Jiang, W. Sun, A. Huang, S. Yun, T. Guo, L. Wang, J. Chen, 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] B. Ghorbani, M. Mehrpooya, A. Dadak, 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, Vol. 30, 2020, 101555.
- [11] M. Dong, Y. Zhang, C. She, C. Wang, X. Yin, Continuous 24-hour solar photothermal distillation enabled by energy storage, Next Energy, Vol. 8, 2025, 100378.
- [12] A. Almadhor, A. Basem, R.N. Dara, M. Shaban, R. Ghandour, Z. Al Barakch, D. Abduvalieva, S. Alkhalaf, Z. Bayhan, H.E. Ali, Integrated solar energy-energy storage system for an electricity-freshwater multigeneration configuration: Exergo-economic assessment with multi-objective particle swarm optimization, Journal of Energy Storage, Vol. 122, 2025, 116750.
- [13] A. Shafaghath, M. Eslami, and M. Baneshi, Techno-enviro-economic study of a reverse osmosis desalination system equipped with photovoltaic-thermal collectors, Applied Thermal Engineering, vol. 218, p. 119289, 2023.
- [14] A. Hadidi, 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, vol. 83, p. 110761, 2024.
- [15] M. S. Yousef and H. Hassan, "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, vol. 270, p. 122082, 2020.
- [16] V. Singh, R. Kumar, R.K. Sharma, S.P. Singh, H. Sinhar, D.B. Singh, An investigation on effect of variation of mass flow rate and number of collectors on yearly efficiency of

- [1] Y. Cao, H.A. Dhahad, H. Togun, H.M. Hussien, T.A. Rashid, A.E. Anqi, N. Farouk, A. Issakhov, Exergetic and financial parametric analyses and multi-objective optimization of a novel geothermal-driven cogeneration plant; adopting a

case study of a 50 MW wind farm, Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics, Vol. 50, Issue 2, pp. 313-333, 2025.

- single slope solar still by incorporating N similar photovoltaic thermal flat plate collectors, Water Supply (2022) 22 (5): 5126–5148.
- [17] G.K. Sharma, A. Mallick, R.K. Sharma, N. Kumar, D.B. Singh, 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, Vol. 283, 2023, pp. 97-108.
- [18] A.E. Kabeel, M. Abdelgaied, E.M.S. El-Said, Study of a solar-driven membrane distillation system: Evaporative cooling effect on performance enhancement, Renewable Energy, Vol. 106, 2017, pp. 192-200.
- [19] M. R. Goma, K. Ala'a, M. Al-Dhaifallah, H. Rezk, and M. Ahmed, Optimal design and economic analysis of a hybrid renewable energy system for powering and desalinating seawater, Energy Reports, vol. 9, pp. 2473-2493, 2023.
- [20] E. J. Okampo and N. Nwulu, Optimisation of renewable energy powered reverse osmosis desalination systems: A state-of-the-art review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 140, p. 110712, 2021.
- [21] M. M. Elewa, Emerging and Conventional Water Desalination Technologies Powered by Renewable Energy and Energy Storage Systems toward Zero Liquid Discharge, Separations, vol. 11, no. 10, p. 291, 2024.
- [22] Y. Aroussy, D. Saifaoui, A. Lilane, and M. Tarfaoui, Thermo-economic simulation and analysis of a solar thermal cycle combined with two desalination processes by multi-effect distillation (MED), Materials Today: Proceedings, vol. 30, pp. 1027-1032, 2020.
- [23] Y. A. Çengel and M. A. Boles, "Thermodynamics: An Engineering Approach, 8th ed". New York: McGraw-Hill, (2015).
- [24] M.H. Sharqawy, J.H. Lienhard, S.M. Zubair, Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data, Desalination and Water Treatment, Vol. 16, pp. 354-380, 2010.
- [25] M. Reda, M.E. Ali, S. Sharshir, I. El-Kalla, 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, Vol. 3, Issue 1, 2024, pp. 75-87.
- [26] L. Salgado Conrado, A. Rodriguez-Pulido, G. Calderón, Thermal performance of parabolic trough solar collectors, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 67, 2017, pp. 1345-1359.
- [27] Bergman, T. L. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons.
- [28] Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar engineering of thermal processes* (4th ed.). Hoboken, NJ: John Wiley & Sons.
- [29] A. Razmi, M. Soltani, and M. Torabi, 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, vol. 195, (2019): 1199-1211.
- [30] Shah, R. K. & Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons.
- [31] J. Chen, Y. Zhang, X. Li, *Modeling a hydrogen pressure regulator in a fuel cell system with Joule-Thomson effect*, International Journal of Hydrogen Energy, 43(25), 2018, pp. 11456–11467.
- [32] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th ed., Wiley, 2011.
- [33] Boyce, M. P. (2012). *Gas Turbine Engineering Handbook*, 4th ed., Butterworth-Heinemann; (Practical gas turbine performance, efficiencies and thermodynamic cycle relationships).
- [34] A. Hadidi, 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, Vol. 27, 106118, 2025.
- [35] A. Hadidi, Performance comparison of water towers and combined pumped hydro and compressed gas system and proposing a novel hybrid system to energy storage with a