

Thermoeconomic Analysis of a Single-Effect Ejector Lithium Bromide/Water Absorption Refrigeration Cycle Based on Solar Energy

Hamid-Reza Bahrami^{1*}, Majid Siavashi²

¹ School of Mechanical Engineering, Qom University of Technology, Qom, Iran

² School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Article History

Received: May 24, 2025

Revised: June 27, 2025

Accepted: July 12, 2025

ePublished: July 26, 2025

ABSTRACT

This study conducts an exergoeconomic analysis of a single-effect absorption chiller integrated with an ejector and powered by solar energy, aiming to reduce production costs and enhance system efficiency. The novel incorporation of the ejector – absent in prior research – targets improved performance and reduced operational expenses. Analyses compare configurations with and without the ejector under steady-state conditions using Engineering Equation Solver (EES) software. Results demonstrate that under identical conditions, the ejector-integrated cycle delivers the required cooling capacity at 50% lower cost (from 11.63\$/h to 6.06\$/h) and approximately 50% reduced collector surface area (from 27.92 m² to 18.69 m²). The coefficient of performance (COP) increases from 0.777 (base cycle) to 1.167 (ejector-enhanced cycle). Exergy analysis reveals the collector as the primary site of exergy destruction (67.2% of total losses), attributable to inherent limitations and low efficiency in solar thermal collection. Given the single-effect nature of the cycle, findings recommend operating the ejector-modified absorption system at lower generator temperatures (85–95°C) to optimize exergetic and economic outcomes.

Keywords: Solar Energy, Absorption Cycle, Refrigeration, Exergy, Exergoeconomics

How to cite this article

Bahrami H.R and Siavashi M, Thermoeconomic Analysis of a Single-Effect Ejector Lithium Bromide/Water Absorption Refrigeration Cycle Based on Solar Energy. Modares Mechanical Engineering; 2025;25(04):203-213.

*Corresponding author's email: taleshbahrami@qut.ac.ir

*Corresponding ORCID ID: 0000-0002-0731-8316



Copyright© 2025, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.



شاپا: ۷۶-۷۹۰۹؛ مهندسی مکانیک مدرس. ۲۱۳-۲۰۳:۲۵(۰۴):۱۴۰۴.

مهندسی مکانیک مدرس

DOI: 10.48311/MME.25.4.203
صفحه اصلی مجله: mme.modares.ac.ir



تحلیل ترمواقصدی یک سیکل تبرید جذبی لیتیوم بروماید/آب تک اثره اجکتوری بر پایه انرژی خورشیدی

حمیدرضا بهرامی^{۱*}، مجید سیاوشی^۲

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی قم، قم، ایران

^۲ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

چکیده

در این مطالعه یک تحلیل اگزرجواقتصادی به منظور کاهش هزینه تولید و افزایش راندمان یک سیکل جذبی تک اثره (عمل کننده با انرژی خورشیدی) با کمک اجکتور انجام شده است. هدف از افزودن اجکتور به مسئله (که در مطالعات قبلی وجود نداشته است)، افزایش راندمان و کاهش هزینه عملکرد سامانه است. تحلیل برای هر دو حالت با و بدون اجکتور انجام شده است. این مطالعه به صورت پایا و به کمک نرم افزار ای ای اس (EES) انجام شده است. نتایج نشان داد که در شرایط یکسان، سیکل شامل اجکتور می تواند همان سرمایه مورد نیاز را با نصف هزینه (از ۱۱/۶۳ به ۶/۰۶۲ دلار بر ساعت) و تقریباً ۵۰٪ سطح کمتر کلکتور (از ۲۷/۹۲ به ۱۸/۶۹ متر مربع) تأمین کند. همین طور ضریب عملکرد از ۰/۷۷۷ به ۱/۱۶۷ در حالت با اجکتور نسبت به حالت بدون اجکتور افزایش نشان می دهد. بررسی نتایج نشان می دهد که به خاطر مشکلات ذاتی همه کلکتورها و بازده کم آنها، بیشترین مقدار اتلاف اگزرجی در کلکتور اتفاق می افتد. از نتایج می توان گفت با توجه به ماهیت سیکل (تک اثره بودن)، بهتر است سیکل جذبی اصلاح شده با اجکتور در دماهای پایین تر ژنراتور بخار مورد استفاده قرار گیرد.

اطلاعات مقاله

نوع مقاله

مقاله پژوهشی

تاریخچه مقاله

دریافت: ۱۴۰۴/۰۳/۰۳

بازنگری: ۱۴۰۴/۰۴/۰۶

پذیرش: ۱۴۰۴/۰۴/۲۱

ارائه آنلاین: ۱۴۰۴/۰۴/۰۴

کلیدواژه ها: انرژی خورشیدی، سیکل جذبی، تبرید، اگزرجی، اگزرجواقتصادی

نحوه ارجاع به این مقاله

بهرامی حمیدرضا و سیاوشی مجید، تحلیل ترمواقصدی یک سیکل تبرید جذبی لیتیوم بروماید/آب تک اثره اجکتوری بر پایه انرژی خورشیدی، مهندسی مکانیک مدرس. ۲۱۳-۲۰۳:۲۵(۰۴):۱۴۰۴.

*پست الکترونیکی نویسنده عهده دار مکاتبات: taleshbahrani@qut.ac.ir

*شناسه ارجید نویسنده عهده دار مکاتبات: ۸۳۱۶-۰۷۳۱-۰۰۰۲-۰۰۰۰



Copyright© 2025, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.

۱- مقدمه

دگرگونی‌های اقلیمی و تعهدات بین‌المللی برای کاستن از وابستگی به سوخت‌های فسیلی، شتاب بخشیدن به توسعه انرژی‌های پاک، به‌ویژه انرژی خورشیدی را به ضرورتی اجتناب‌ناپذیر بدل کرده است. ایران، با برخورداری از تابش قابل توجه خورشید در نواحی مرکزی خود، ظرفیت بالقوه‌ای برای بهره‌برداری از این موهبت طبیعی در تولید سرمایه دارد. این رویکرد، نه تنها بار فزاینده بر شبکه برق کشور را تخفیف می‌دهد، بلکه گامی مؤثر در جهت کاهش آلاینده‌های زیست‌محیطی نیز محسوب می‌شود. تکاپوهای جهانی در مسیر به‌کارگیری سامانه‌های خورشیدی، نیز بر اهمیت و فوریت این مسئله صحه می‌گذارد [1,2]. به همین دلیل، تلاش‌های گسترده‌ای در مراکز علمی و دانشگاهی سراسر جهان برای معرفی سامانه‌های تبرید مبتنی بر انرژی‌های تجدیدپذیر در حال انجام است. به عنوان مثال، کاردرگر یک [3] سامانه‌ای یکپارچه با بازده انرژی ۹۲٪ شامل تولید هم‌زمان برق، سرمایه‌گذاری و گرمایش با استفاده از انرژی خورشیدی، زمین‌گرمایی، توربین بخار و پمپ حرارتی ارائه نمود. رئوف پناه و سید [4] سیستم تبرید تراکمی خورشیدی را در اقلیم اصفهان با استفاده از نرم‌افزار ترنسپس تحلیل کردند. آن‌ها حداقل سطح پیل فتوولتائیک موردنیاز برای تأمین توان کمپرسور را گزارش کردند. کریمی نیا و فرهادی [5] مطالعه‌ای بر روی عملکرد فنی و اقتصادی یک چیلر جذبی تک‌اثره با ظرفیت ۱۹ کیلووات در اصفهان انجام دادند. نتایج تحقیق آن‌ها نشان داد که با به‌کارگیری یک کلکتور خورشیدی به مساحت ۳۰ متر مربع، می‌توان به صرفه‌جویی سالانه معادل ۸۹۵ مترمکعب گاز طبیعی دست یافت. چیلرهای جذبی خورشیدی به عنوان یک حوزه تحقیقاتی فعال و رو به رشد، مورد توجه جامعه علمی قرار گرفته‌اند. شواهد این پویایی را می‌توان در انتشار مقالات علمی فراوان در این زمینه در سال‌های اخیر مشاهده کرد؛ برای مثال، مراجع [6,7] نمونه‌هایی از این پژوهش‌ها هستند. تلاش‌های زیادی برای افزایش کارایی انرژی‌تیکی یا انرژی‌تیکی سامانه‌های تبرید انجام شده است، از جمله می‌توان به مواردی همچون استفاده از مبردهای جدید [8,9]، استفاده از اجکتورها [10]، بازیابی حرارت [11]، بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی [12] و یا استفاده از مبردهای مخلوط [13,14] اشاره کرد. اجکتورها به دلیل مزایای قابل‌توجهی همچون عدم وجود قطعات متحرک، سادگی ساختار، هزینه تهیه اندک و حداقل نیاز به نگهداری، کانون توجه پژوهش‌های اخیر بوده‌اند [15]. در سیکل‌های تبرید، جایگزینی یا ادغام اجکتور با شیر انبساط (از طریق عبور بخشی از جریان پیش از ورود به شیر انبساط از اجکتور) می‌تواند به بازیافت انرژی از دست رفته کمک کند. این رویکرد نه تنها تلفات انرژی را کاهش می‌دهد، بلکه مصرف توان کمپرسور را نیز بهینه ساخته و به بهبود کلی عملکرد سیکل می‌انجامد [16,17]. پروز و همکاران [18] یک

سیستم هیبریدی خورشیدی-زیست‌توده جدید پیشنهاد کردند که در آن اجکتور برای افزایش راندمان کلی گنجانده شده است. این سیستم با یکپارچه‌سازی چرخه رانکین با اجکتور و چرخه تبرید جذبی، از منابع انرژی دمای پایین خروجی از توربین بخار و بازیاب حرارت برای تولید هم‌زمان برق و سرمایه‌گذاری بهره می‌برد. اجکتور در این سیستم به افزایش کارایی چرخه تبرید کمک می‌کند. از پوست برنج، تفاله نیشکر و سیب به عنوان زیست‌توده استفاده شده و تحلیل‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک، راندمان کلی ۴۲٫۲۹٪ و ۳۹٫۷۲٪ را نشان می‌دهد. بین و همکاران [19] سیستم چرخه تبرید گذریحرانی کربن دی‌اکسید با زیرسرمایش اجکتوری خورشیدی را برای ارتقای چرخه پایه کربن دی‌اکسید طراحی کردند. در این سیستم، زیرسرمایش توسط چرخه اجکتوری خورشیدی با مبرد سازگار R152a تأمین می‌شود. نتایج ارزیابی انرژی، اگزرژی و اقتصادی حاکی از افزایش ۲۲٫۹۶٪ ضریب عملکرد (COP) در چرخه اصلاح شده نسبت به چرخه پایه است. با وجود افزایش ۷۰۹۸ تا ۱۷۰۹٪ هزینه کلی سیستم (در زیرسرمایش ۵°C)، رشد ۱۸۰۳۴ تا ۲۶۰۲۲٪ ضریب عملکرد این هزینه را توجیه‌پذیر می‌کند. نقش محوری اجکتور، امکان‌پذیرسازی زیرسرمایش خورشیدی برای بهینه‌سازی کارایی چرخه اصلی است.

سیکل‌های جذبی، سامانه‌های سرمایشی بدون کمپرسور هستند که با حرارت (مانند گرمای تلفاتی یا خورشیدی) و جاذب‌های شیمیایی (مثل لیتیوم بروماید/آب) کار می‌کنند. از مزایای آن‌ها می‌توان به کاهش مصرف برق و استفاده از منابع گرمایی ارزان یا بازیافتی اشاره کرد [20]. آرایش‌ها و پیکربندی‌های متعددی از استفاده از اجکتور در سامانه‌های تبرید جذبی پیشنهاد شده است [21,22]. به عنوان مثال، سیروان و همکاران [23]، سامانه تبرید جذبی اجکتوری با فلاش‌تانک را مورد بررسی قرار داده‌اند. نتایج این محققان نشان می‌دهد که این ترکیب تنها ۳ درصد باعث افزایش ضریب عملکرد می‌شود. فرش و همکاران [24]، یک پمپ حرارتی اجکتوری را مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که عملکرد پمپ حرارتی پیشنهادی از دیدگاه ترمو اقتصادی بهبود یافته است. مقالات متعدد و به‌روزی در زمینه استفاده از اجکتورها برای بهبود عملکرد سیکل‌های جذبی در منابع در دسترس است که از آن جمله می‌توان به مراجع [25-28] اشاره کرد.

بررسی دقیق ادبیات موجود نشان می‌دهد که اگرچه تحقیقات گسترده‌ای بر روی سامانه‌های تبرید جذبی خورشیدی صورت گرفته و نقش اجکتورها در ارتقاء عملکرد سیکل‌های تبرید از نظر هزینه مقرون‌به‌صرفه و پتانسیل بالا مورد توجه است، اما تاکنون هیچ تحلیل ترمو اقتصادی جامعی بر روی سیستم تبرید جذبی لیتیوم بروماید-آب مجهز به اجکتور و با استفاده از انرژی خورشیدی انجام نشده است. پژوهش‌های پیشین، عمدتاً بر ابعاد انرژی و اگزرژی و یا ترکیب سیکل جذبی-خورشیدی بدون اجکتور (مانند

مایع اشباع خروجی از کندانسور، پس از عبور از شیر انبساط، وارد اواپراتور شده و سرمایش مورد نیاز را تأمین می‌کند. در صورت عدم استفاده از اجکتور، خط (۱۲) از سامانه حذف می‌شود. بخش خورشیدی سامانه شامل یک کلکتور خورشیدی و یک مخزن ذخیره‌سازی گرما با سه لایه دمایی است که تحلیل آن‌ها با استفاده از معادلات انرژی صورت می‌گیرد.

جدول ۱ تنظیمات اولیه سیکل

Table 1 Sample table accepted by the journal

T_{gen}	150 °C
T_{amb}	25 °C
P_{amb}	100 kPa
ε	0.8
T_{con}	35 °C
T_{abs}	35 °C
T_{eva}	10 °C
$\dot{Q}_{eva}$	10 kW
I_T	973 W/m ²
i	12%
n	20 years
ϕ	1.06
ω	0.5
N_c	7446 hours
T_{sun}	5570 K
T_{17}	$T_{16} + 5$ °C
T_{16}	25 °C
P_7	$4 \times P_8$
x_4	$x_1 + 5\%$
T_{19}	$T_{18} + 5$ °C
T_{14}	25 °C
T_{15}	$T_{14} + 5$ °C
T_{20}	$T_{gen} + \Delta T_{1,gen}$
$\Delta T_{1,gen}$	20 °C
T_{21}	$T_{20} - 7$ °C
$C_{p,water}$	4200 (J/(kg °C))
ε_{coll}	150 (\$/m ²)
U_{gen}, U_{eva}	1.5 (kW/(m ² °C))
U_{ab}	2.0 (kW/(m ² °C))
U_{con}	2.5 (kW/(m ² °C))
U_{HEX}	1.0 (kW/(m ² °C))
U_L	0.5 (W/(m ² °C))

۲-۱- تحلیل بخش خورشیدی

نرخ حرارت دریافتی کلکتور به نوع، زاویه نصب و موقعیت جغرافیایی بستگی دارد و با فرض شدت تابش I_T ، از رابطه زیر قابل محاسبه است.

$$\dot{Q}_{solar} = A_{coll} I_T \quad (1)$$

تنها بخشی از این حرارت با توجه به نوع و بازده کلکتور جذب می‌شود:

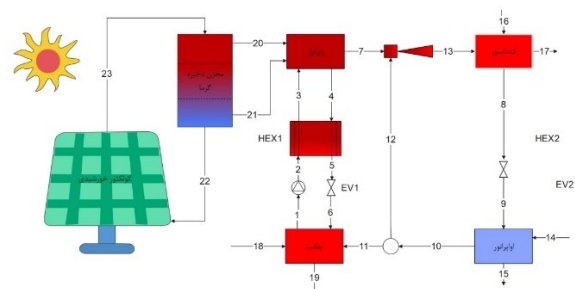
$$\eta_{coll} = \frac{\dot{m}_{23}(h_{23} - h_{22})}{\dot{Q}_{solar}} \quad (2)$$

همان‌طور که قبلاً اشاره شد، فرض بر این است که جریان سیال در مخزن ذخیره‌سازی گرما به‌گونه‌ای است که سیال با دماهای مختلف، به صورت طبقه‌بندی شده عمودی (عمود بر هم) قرار گرفته است [30]. این پدیده که به لایه‌بندی حرارتی (Thermal Stratification) معروف است، باعث می‌شود سیال در طبقات دمایی مجزا آرام گیرد. گرچه افزایش تعداد طبقات می‌تواند به افزایش جزئی دقت تحلیل منجر شود، اما با توجه به مطالعات منتشر شده، معمولاً سه طبقه دمایی برای این نوع تحلیل‌ها کافی و متداول

مرجع [29]) متمرکز بوده‌اند و از نظر گرفتن جامع ابعاد اقتصادی غافل مانده‌اند؛ این امر منجر به عدم ارزیابی کامل جنبه‌های هزینه‌ای و بهینه‌سازی اقتصادی دستگاه‌ها شده است. علاوه بر این، بررسی سامانه‌های ترکیبی خورشیدی-جذبی با معماری پیشنهادی این پژوهش، یعنی استفاده از اجکتور میان اواپراتور و کندانسور، کمتر مورد توجه قرار گرفته و تحلیلی یکپارچه از تأثیر اجکتور بر کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری و عملیاتی در چارچوب خورشیدی وجود نداشته است. پژوهش حاضر با هدف رفع این کاستی‌ها، به بررسی دقیق فنی و اقتصادی این ترکیب می‌پردازد و شامل مقایسه ترمودینامیکی و اقتصادی حالات با و بدون اجکتور در یک سیکل تبرید جذبی تک‌اثره خورشیدی است. تحلیل انرژی و اقتصادی جزئیات سیکل نیز به منظور شناسایی و کمی‌سازی منابع اتلاف و هزینه‌ها در هر جزء انجام خواهد شد و تمامی تحلیل‌ها در نرم‌افزار ای ای اس (EES) و از دیدگاه‌های ترمودینامیکی، انرژی و اقتصادی صورت می‌گیرد. علاوه بر این، مطالعه پارامتری جامعی برای بررسی تأثیر دمای ژنراتور، دمای اواپراتور و ضریب مکش اجکتور بر خروجی‌هایی نظیر ضریب عملکرد (COP)، بازده انرژی و هزینه مخصوص انجام خواهد شد.

۲- تعریف مسئله و معادلات حاکم

همان‌طور که در شکل ۱ نمایش داده شده است، سامانه مورد بررسی از یک سیکل تبرید جذبی تک‌اثره به همراه یک زیرسیستم جذب حرارت خورشیدی تشکیل شده است. برای به حداقل رساندن اثرات زیست‌محیطی در بخش جذبی، از محلول آب و لیتیم بروماید به عنوان سیال عامل استفاده می‌شود.



شکل ۱ طرح‌واره سامانه مورد بررسی

Fig. 1 The schematic of the problem

روند کاری سامانه به شرح زیر است: محلول رقیق از جاذب خارج می‌شود و پس از افزایش فشار توسط پمپ، وارد مبدل حرارتی می‌شود. در مبدل، این محلول حرارت جریان داغ خروجی از ژنراتور را جذب کرده و سپس به سمت ژنراتور هدایت می‌شود. در ژنراتور، با استفاده از گرمای تأمین شده توسط کلکتور خورشیدی، بخار آب از محلول جدا شده و از طریق خط (۷) وارد اجکتور می‌شود. بخار محرک، بخشی از بخار خروجی از اواپراتور را به داخل خود می‌مکد (جریان خط ۱۲). سپس، جریان ترکیبی حاصل به کندانسور می‌رود.

$$\dot{Q} + \sum_i \dot{m} h_{i,inlet} = \dot{W} + \sum_i \dot{m} h_{i,outlet} \quad (10)$$

معادله بقای انرژی نیز به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\dot{E} x_Q + \sum_i \dot{E} x_{i,inlet} = \dot{E} x_w + \sum_i \dot{E} x_{i,outlet} \quad (11)$$

که در آن $\dot{E} x$ نرخ انرژی جریانی و $\dot{E} x = \dot{m} \times ex$ که در آن ex انرژی مخصوص است. از آنجائیکه در بخشی از سیکل بخار از فرایند تبخیر محلول لیتیوم بروماید-آب تولید می‌شود، باید اثر این تغییر فاز در محاسبات انرژی دیده شود. لذا انرژی مخصوص به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (12)$$

که در آن ex_{ph} انرژی مخصوص فیزیکی و ex_{ch} انرژی مخصوص شیمیایی است. به منظور تخمین انرژی شیمیایی و فیزیکی آب و محلول آب لیتیوم بروماید-آب از روش مطرح شده در مرجع [۳۶] استفاده می‌شود و به منظور رعایت اختصار از آوردن معادلات مربوطه در این قسمت خودداری شده است. لازم به ذکر است که عدم احتساب انرژی شیمیایی منجر به ساده‌سازی بیش از حد و نتایج غیر فیزیکی خواهد شد.

با توجه به معادلات فوق، بقای جرم، انرژی و تحلیل انرژی برای تک‌تک اجزا مطابق جدول ۲ نوشته می‌شود.

جدول ۲ بقای جرم، انرژی و انرژی برای اجزای مختلف سیکل

Table 2 Mass, energy, and exergy balances for the various components of the cycle

Specific Exergy	Fuel Exergy	Energy Continuity	Mass Continuity	Element
$\dot{E} x_{23} - \dot{E} x_{22}$	$\dot{Q}_{solar} \times \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{sun}}\right)$		$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23}$	Solar Collector
$\dot{E} x_{20} - \dot{E} x_{21}$	$\dot{E} x_{23} - \dot{E} x_{22}$		$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21}$	Storage Tank
$\dot{E} x_4 - \dot{E} x_3 - \dot{E} x_7$	$\dot{E} x_{20} - \dot{E} x_{23}$	$\dot{m}_{20} h_{20} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{21} h_{21}$	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$	Generator
$\dot{E} x_3 - \dot{E} x_2$	$\dot{E} x_4 - \dot{E} x_5$	$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_3 h_3$ $\varepsilon_{HEX} = \frac{T_3 - T_2}{T_4 - T_2}$	$\dot{m}_3 = \dot{m}_2, \dot{m}_4 = \dot{m}_5$	Heat Exchanger
-	$\dot{E} x_5 - \dot{E} x_6$	$h_5 = h_6$	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	Expansion Valve 1
$\dot{E} x_2 - \dot{E} x_1$	$\dot{W}_p$	$\dot{W}_p = \dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1)$	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	Pump
$\dot{E} x_{19} - \dot{E} x_{18}$	$\dot{E} x_6 + \dot{E} x_{11} - \dot{E} x_1$	$\dot{m}_{18} h_{18} + \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_{19} h_{19} + \dot{m}_1 h_1$	$\dot{m}_{11} + \dot{m}_6 = \dot{m}_{19} + \dot{m}_1$ $\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19}$ $\dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_1 x_1$	Absorber
$\dot{E} x_{13}$	$\dot{E} x_7 + \dot{E} x_{12}$	$\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{12} h_{12} = \dot{m}_{13} h_{13}$	$\dot{m}_7 + \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$ $\omega = \frac{\dot{m}_{12}}{\dot{m}_7}$	Ejector
$\dot{E} x_{17} - \dot{E} x_{16}$	$\dot{E} x_{13} - \dot{E} x_8$	$\dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{16} h_{16} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{21} h_{17}$	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_8$ $\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$	Condenser
$\dot{E} x_{14} - \dot{E} x_{15}$	$\dot{E} x_9 - \dot{E} x_{10}$	$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{16} h_{16} = \dot{m}_{10} h_{10}$	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	Evaporator
-	$\dot{E} x_9 - \dot{E} x_8$	$\dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_9 h_9$	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	Expansion Valve 2

۲-۳- تحلیل اقتصادی

معادله بالانس هزینه نیز به صورت زیر نوشته می‌شود:

است [31]. بر این اساس، مخزن از بالا به پایین به ترتیب به طبقات sr_1 ، sr_2 و sr_3 تقسیم‌بندی می‌شود. معادله انرژی برای هر یک از این طبقات به صورت زیر تدوین می‌گردد:

$$\dot{m}_{23} C_{p,water} (T_{23} - T_{sr_1}) - \dot{m}_{22} C_{p,water} (T_{22} - T_{sr_1}) - U_L A_{sr_1} (T_{sr_1} - T_{amb}) = 0 \quad (3)$$

$$\dot{m}_{23} C_{p,water} (T_{sr_1} - T_{sr_2}) - \dot{m}_{22} C_{p,water} (T_{sr_2} - T_{sr_3}) - U_L A_{sr_2} (T_{sr_2} - T_{amb}) = 0 \quad (4)$$

$$\dot{m}_{23} C_{p,water} (T_{sr_2} - T_{22}) - \dot{m}_{22} C_{p,water} (T_{sr_2} - T_{22}) - U_L A_{sr_3} (T_{sr_3} - T_{amb}) = 0 \quad (5)$$

که در آن‌ها T_{sr} نمایانگر دمای سیال در بخش مورد نظر مخزن A_{sr} نشان دهنده مساحت خارجی بخش مورد نظر مخزن است. با فرض اینکه مخزن به‌طور مساوی به سه قسمت تقسیم شده است:

$$A_{sr_1} = A_{sr_3} = \frac{\pi D^2}{4} + \pi D \frac{L}{3} \quad (6)$$

$$A_{sr_2} = \pi D \frac{L}{3}$$

$$A_{sr_1} = A_{sr_3} = \frac{\pi D^2}{4} + \pi D \frac{L}{3} \quad (7)$$

$$A_{sr_2} = \pi D \frac{L}{3}$$

لازم به ذکر است که مقدار ضریب انتقال حرارت کلی مخزن با محیط $\frac{W}{m^2 K}$ 0.5 در نظر گرفته شده است [32]. همین‌طور نسبت قطر به طول مخزن ذخیره با توجه به مراجع مقدار ۲ در نظر گرفته شده است. نسبت حجم مخزن به سطح کلکتور نیز $\frac{V_{sr}}{A_{coll}} = 0.03 m$ فرض شده است. [33,34]

در این مطالعه از کلکتورهای لوله خلاء (Evacuated Tube Collectors (ETC)) استفاده می‌شود. بازده حرارتی این کلکتور به صورت زیر در نظر گرفته شده است [35]:

$$\eta_{coll} = 0.82 - 2.198 \left(\frac{T_{23} - T_{am}}{I_T} \right) \quad (8)$$

۲-۲- بقای جرم، انرژی و تحلیل انرژی

فرض می‌شود:

۱- تمامی مبدل‌های حرارتی از جمله ژنراتور، کندانسور و مابقی به صورت آدیاباتیک عمل کرده و از نشت حرارت آن‌ها صرف‌نظر می‌شود.

۲- شیرهای انبساط آنتالپی ثابت فرض می‌شوند.

۳- پمپ به صورت ایزنتروپیک عمل می‌کند.

۴- اجکتور با نسبت مکش مشخص ω کار کرده و معادلات مربوط به نقاط داخلی آن حل نمی‌شود.

۵- اجکتور به صورت آدیاباتیک کار می‌کند.

۶- جریان به صورت مایع اشباع از کندانسور و به صورت بخار اشباع از اواپراتور خارج می‌شود.

۷- جریان سیال در کلیه برای لوله‌ها و مبدل‌ها در خطوط انتقال تراکم‌ناپذیر و پایا است.

۸- از افت فشار در کلیه خطوط صرف‌نظر می‌شود.

با این فرضیات معادلات بقای جرم و انرژی به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\sum_i \dot{m}_{i,inlet} = \sum_i \dot{m}_{i,outlet} \quad (9)$$

لازم به ذکر است به دلیل هزینه پایین اجزایی مانند اکتور و یا شیرهای انبساط در مقابل اجزای دیگری مانند مبدل‌های حرارتی و کلکتور، از هزینه آن‌ها صرف‌نظر شده و تابع هزینه‌ای برای آن‌ها تعریف نشده است.

عملکرد کلی سیکل را می‌توان با پارامترهای زیر سنجید:

$$COP = \dot{Q}_{eva} / \dot{Q}_{gen} \quad \text{ضریب عملکرد معمولی} \quad (۱۶)$$

$$SCOP = \dot{Q}_{eva} / \dot{Q}_{solar} \quad \text{ضریب عملکرد خورشیدی} \quad (۱۷)$$

۲-۴- اعتبارسنجی

جهت بررسی صحت مدل‌سازی و روابط استفاده شده، پژوهش الکسیس [38] مورد استفاده قرار گرفته و اطلاعات به دست آمده با اطلاعات عددی موجود در آن مقاله مقایسه شده است. در پژوهش الکسیس [38] سیال عامل لیتیوم بروماید/ آب است و دمای اواپراتور ۵ درجه سلسیوس، دمای کندانسور ۴۰ درجه سلسیوس، جاذب ۳۷ درجه سلسیوس و دمای ژنراتور ۱۵۰ درجه سلسیوس است. ظرفیت خنک‌سازی ۱۰۰ کیلو وات در نظر گرفته شده است. جدول ۴ مقایسه نتایج الکسیس [38] با مطالعه حاضر را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود خطای نتایج این تحلیل نسبت نتایج مقاله مرجع بسیار کم و قابل چشم‌پوشی است.

جدول ۴ مقایسه نتایج مقاله الکسیس [38] و مطالعه حاضر

Table 4 Comparison of the results of Alexis [38] and the present study

Current Study	Alexis Study	Current Study	Alexis Study	Current Study	Alexis Study	Current Study	Alexis Study	Current Study	Alexis Study	Point
6.83	6.839	2746	2746	0.028	0.028	476	476	150	150	1
8.53	8.534	2667	2668	0.042	0.043	7.38	7.4	89.23	89.3	2
0.57	0.573	167.5	167.7	0.042	0.043	7.38	7.4	40	40	3
0.6	0.603	167.5	167.7	0.042	0.043	0.87	0.9	5	5	4
9.02	9.025	2510	2510	0.042	0.043	0.87	0.9	5	5	5
9.02	9.025	2510	2510	0.014	0.014	0.87	0.9	5	5	6
9.02	9.025	2510	2510	0.028	0.028	0.87	0.9	5	5	7
0.788	0.811	332.4	33.7	0.32	0.313	476	476	150	150	8
0.26	0.345	138.5	154.5	0.32	0.313	476	476	46.9	59.7	9
0.26	0.345	138.5	154.5	0.32	0.313	0.87	0.9	46.9	59.7	10
0.22	0.237	94.2	88.8	0.35	0.341	0.87	0.9	37	37	11
0.22	0.238	94.2	89.1	0.35	0.341	476	476	37	37.1	12
0.67	0.703	249	253.3	0.35	0.341	476	476	113.6	115.9	13

جدول ۵ مقایسه نتایج پارامترهای مربوط انتقال حرارت در کندانسور، ژنراتور، جاذب و ضریب عملکرد، حاصل از مطالعه حاضر و مقاله الکسیس [38] را نشان می‌دهد. حداکثر درصد اختلاف در این مقایسه در جاذب اتفاق می‌افتد و مقدار آن ۷٪ است. این مقدار اختلاف احتمالاً برای روش‌های متفاوتی است که برای محاسبه خواص محلول لیتیوم بروماید/ آب در دو مطالعه استفاده شده است. لازم به ذکر است که این مطالعه از نرم‌افزار ای ای اس برای محاسبه خواص استفاده می‌کند و الکسیس [38] اشاره‌ای به نرم‌افزار مورد استفاده نکرده است. علی‌رغم اختلاف دیده شده در محاسبه توان جاذب، اختلاف در محاسبه ضریب عملکرد در دو سیکل در محدوده یک درصد است. این نشان می‌دهد که هر دو شبیه‌سازی عملکرد کلی سیکل را بسیار نزدیک پیش‌بینی می‌کنند.

$$\dot{C}_Q + \sum_i \dot{C}_{i,inlet} + \dot{Z} = \dot{C}_W + \sum_i \dot{C}_{i,outlet} \quad (۱۳)$$

که در آن $\dot{C}$ نرخ هزینه هر خط و $\dot{C} = c \times \dot{E}x$ است که در آن c هزینه واحد انرژی و $\dot{Z}$ نرخ هزینه هر واحد است که به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{Z}_i = \frac{Z_i \times CRF \times \phi}{N} \quad (۱۴)$$

که در آن Z_i هزینه اولیه جهت تجهیز مورد نظر، ϕ ضریب مربوط به هزینه عملکرد، N تعداد ساعات عملکرد سالیانه، و CRF ضریب بازگشت سرمایه است که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$CRF = \frac{i(1-i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (۱۵)$$

که در آن i نرخ سود و n عمر مفید تجهیزات (به سال) است. روابط مربوط به تحلیل اقتصادی و روابط کمکی مربوطه در جدول ۳ داده شده است.

جدول ۳ روابط مربوط به تحلیل اقتصادی [37]

Table 3 Equations related to economic analysis [37]

Capital cost	Auxiliary Relations	Main Equation	Component
$Z_{coll} = c_{coll} A_{coll}$	$c_{coll} = 150 \text{ \$/m}^2$	$\dot{C}_{23} + \dot{Z}_{coll} = \dot{C}_{22}$	Solar Collector
$Z_{St} = 1500 \frac{\$}{m^3} V_{St}$	$c_{20} = c_{21}$	$\dot{C}_{23} + \dot{Z}_{St} + \dot{C}_{21} = \dot{C}_{22} + \dot{C}_{20}$	Storage Tank
$Z_{gen} = 17500 \$ \left(\frac{A_{gen}}{100 m^2} \right)$	$\dot{Q}_{gen} = A_{gen} U_{gen} \Delta T_{lm,gen}$ $\Delta T_{lm,gen} = \frac{((T_{20}-T_4)-(T_{21}-T_3))}{\log \left(\frac{T_{20}-T_4}{T_{21}-T_3} \right)}$ $c_4 = \frac{\dot{C}_7 + \dot{C}_4}{\dot{E}x_7 + \dot{E}x_4}$	$\dot{C}_{20} + \dot{C}_3 + \dot{Z}_{gen} = \dot{C}_4 + \dot{C}_7 + \dot{C}_{21}$	Generator
$Z_{HEX1} = 12000 \$ \left(\frac{A_{HEX1}}{100 m^2} \right)$	$\dot{Q}_{HEX1} = \dot{m}_4 (h_4 - h_5)$ $\dot{Q}_{HEX1} = A_{HEX1} U_{HEX1} \Delta T_{lm,HEX1}$ $\Delta T_{lm,HEX1} = \frac{(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)}{\log \left(\frac{T_4 - T_3}{T_5 - T_2} \right)}$	$\dot{C}_4 + \dot{C}_2 + \dot{Z}_{HEX1} = \dot{C}_3 + \dot{C}_5$	Heat Exchanger
$Z_P = 2100 \$ \times \left(\frac{\dot{W}_P}{10 \text{ kW}} \right)^{0.26}$ $\times \left(\frac{1-\eta_P}{\eta_P} \right)^{0.5}$	$c_{el} = 10 \frac{\$}{GJ}$	$\dot{C}_1 + \dot{Z}_P + c_{el} \times \dot{W}_P = \dot{C}_2$	Pump
$Z_{ab} = 16500 \$ \times \left(\frac{A_{ab}}{100 m^2} \right)$	$\Delta T_{lm,ab} = \frac{((T_6 - T_{19}) - (T_1 - T_{18}))}{\log \left(\frac{T_6 - T_{19}}{T_1 - T_{18}} \right)}$ $\dot{Q}_{ab} = A_{ab} U_{ab} \Delta T_{lm,ab}$ $c_1 = \frac{\dot{C}_6 + \dot{C}_{11}}{\dot{E}x_6 + \dot{E}x_{11}}$	$\dot{C}_{18} + \dot{C}_6 + \dot{C}_{15} + \dot{Z}_{ab} = \dot{C}_1 + \dot{C}_{19}$	Absorber
-	$c_{10} = c_{12} = c_{11}$	$\dot{C}_{10} = \dot{C}_{11} + \dot{C}_{12}$	Splitter
$Z_{Eva} = 16500 \$ \times \left(\frac{A_{Eva}}{100 m^2} \right)$	$\Delta T_{lm,Eva} = \frac{((T_{14} - T_9) - (T_{15} - T_{10}))}{\log \left(\frac{T_{14} - T_9}{T_{15} - T_{10}} \right)}$ $\dot{Q}_{Eva} = A_{Eva} U_{Eva} \Delta T_{lm,Eva}$ $c_9 = c_{10}, c_{14} = 0$	$\dot{C}_{14} + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{Eva} = \dot{C}_{10} + \dot{C}_{15}$	Evaporator
$Z_{Cond} = 8000 \$ \left(\frac{A_{Cond}}{100 m^2} \right)$	$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_{17} (h_{17} - h_{16})$ $\dot{Q}_{Cond} = A_{Cond} U_{Cond} \Delta T_{lm,Cond}$ $\Delta T_{lm,Cond} = \frac{(T_{13} - T_{17}) - (T_8 - T_{16})}{\log \left(\frac{T_{13} - T_{17}}{T_8 - T_{16}} \right)}$	$\dot{C}_{16} + \dot{C}_{13} + \dot{Z}_{Cond} = \dot{C}_8 + \dot{C}_{17}$	Condenser
$Z_{ej} \approx 0$		$\dot{C}_{12} + \dot{C}_7 + \dot{Z}_{Ej} = \dot{C}_{13}$	Ejector
$Z_{EV2} \approx 0$		$\dot{C}_8 + \dot{Z}_{EV2} = \dot{C}_9$	Expansion Valve 2
$Z_{EV1} \approx 0$		$\dot{C}_5 + \dot{Z}_{EV1} = \dot{C}_6$	Expansion Valve 1

را در کارایی و صرفه جویی اقتصادی به ارمغان می آورد. همان طور که در جدول ۸ نیز مشهود است، به کارگیری این فناوری منجر به کاهش ۵۰ درصدی در مساحت کلکتور خورشیدی مورد نیاز برای بار سرمایشی ۱۰ کیلووات می شود؛ این مهم به دلیل نیاز کمتر به حرارت در ژنراتور محقق می گردد، چراکه بخار خروجی از اواپراتور بدون عبور از ژنراتور مستقیماً به مرحله بعدی منتقل می شود. این فرآیند نه تنها انتقال حرارت ژنراتور را کاهش می دهد، بلکه ضریب عملکرد سیستم را ۳۳ درصد افزایش می دهد. از منظر اقتصادی، هزینه اکتور ناچیز است، درحالی که هزینه کلی تولید حدود ۵۰ درصد کاهش می یابد. علاوه بر این، استفاده از اکتور به کاهش اتلاف انرژی و افزایش ۳۶ درصدی بازده انرژی منجر می شود که نشان دهنده بهره وری بالاتر انرژی است. در نهایت، عملکرد کلی سیستم جدید با اکتور، تقریباً ۵۰ درصد بهتر از سیکل های جذبی خورشیدی مشابه گزارش شده در منابع [31,39] است، که این نتایج بر اهمیت و مزایای قابل توجه این فناوری در توسعه سامانه های سرمایشی پایدار تأکید دارد.

جدول ۸ مقادیر مربوط به خروجی برای دو حالت با اکتور و بدون اکتور

Table 8 Output values for the two cases: with and without ejector

Parameter	Unit	Ejector Cycle	Non-Ejector Cycle
A_{coll}	m ²	0.55	0.3681
$SCOP$		1.167	0.777
COP		6.062	11.63
$\dot{C}_{total}$	\$/h	7.126	4.559
η_{ex}		0.55	0.3681

فاکتورهای انرژی و اقتصادی هر دو سیکل در و جداول ۹ و ۱۰ داده شده است. به لحاظ انرژی کلکتور و بعد از آن مخزن ذخیره بیشترین مقدار اتلاف انرژی در هر دو حالت را دارند. اتلاف انرژی زیاد کلکتور بدین علت است که بخش زیادی از حرارت رسیده به سطح کلکتور که از خورشید تابش شده، توسط سطح کلکتور بازتاب یا پراکنده می شود. این مشکل در کلکتورهای فعلی وجود دارد و با پیشرفت فن آوری در حوزه ساخت کلکتورها قابل حل است. از طرفی اختلاط قابل توجه سیال با دماهای مختلف درون مخزن ذخیره نیز باعث اتلاف قابل توجه انرژی می شود [40]. البته هزینه اتلاف انرژی در کلکتور صفر است چراکه هزینه انرژی سوخت (تابش خورشید) در این جز رایگان است. بازده انرژی کندانسور، اواپراتور و جاذب هم تا حدودی پایین است که به دلیل اختلاف دمای زیادی در این مبدل ها است. از طرفی اگر بخواهیم این بازده را زیاد کنیم باید سطح مبدل را افزایش دهیم که هزینه سرمایه گذاری را زیاد می کند. فاکتور سرمایه گذاری (f) نیز نشان می دهد که هزینه سرمایه گذاری کلکتور و مخزن ذخیره قابل نسبت به هزینه اتلاف انرژی اکتور قابل توجه است. اصولاً گلوگاه سرمایه گذاری در زمینه انرژی خورشیدی هزینه کلکتورهای خورشیدی است که به عنوان یک مانع در راستای گسترش استفاده از این نوع انرژی رایگان پاک در دنیا است. با مقایسه سیکل با

جدول ۲ مقایسه نتایج پارامترهای مختلف مطالعه حاضر با مقاله الکسیس [38]

Table 5 Comparison of the results of various parameters between the present study and the work of Alexis [38]

Parameter	Difference (%)	Current Study	Alexis
Evaporator Heat Transfer (kW)	100	100	%0
Generator Heat Transfer (kW)	96.06	94.46	%1.6
Condenser Heat Transfer (kW)	106.71	106.7	%0
Absorber Heat Transfer (kW)	89.48	83.08	%7
Coefficient of Performance (COP)	1.045	1.058	%1

۳- نتایج و بحث

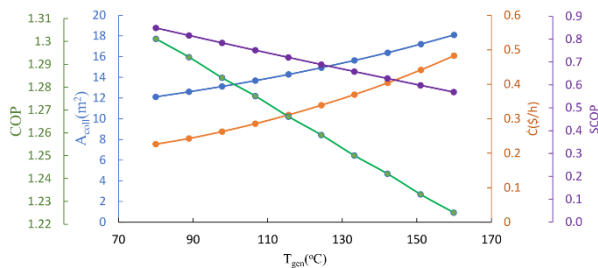
تحلیل نقطه به نقطه سیکل در حالت پایه در حالت بدون اکتور و با اکتور به ترتیب در جدول ۶ و جدول ۷ ارائه شده است (مطابق تنظیمات اولیه داده شده در جدول ۱). همان طوری در شکل ۱ نیز مشخص شده است، نقاط یک تا شش محلول آب لیتیوم بروماید و مابقی آب خالص است.

جدول ۶ خواص در نقطه مختلف سیکل در حالت پایه بدون اکتور

Table 6 Properties at different cycle points in the baseline case without ejector

Point	T(°C)	P(kPa)	$\dot{m}$ (kg/s)	s(kJ/kg·°C)	h(kJ/kg)	x	ex(kJ/kg)	c(\$/GJ)
1	35	1.228	0.03214	0.2312	76.13	0.5219	467.6	13.91
2	35.01	22.52	0.03214	0.2313	76.14	0.5219	467.6	13.91
3	127	22.52	0.03214	0.798	276.9	0.5219	513.7	13.91
4	150	22.52	0.02933	0.8484	329	0.5719	591.5	13.76
5	42.95	22.52	0.02933	0.2521	109	0.5719	529.1	14.06
6	42.95	100	0.02933	0.2521	109	0.5719	529.1	14.06
7	150	22.52	0.00281	8.313	2782		358.3	16.47
8	35	5.629	0.004215	0.5051	146.6		50.65	22.52
9	10	1.228	0.004215	0.5206	146.6		46.05	24.77
10	10	1.228	0.004215	8.9	2519		79.65-	24.77
11	10	1.228	0.00281	8.9	2519		79.65-	24.77
12	10	1.228	0.001405	8.9	2519		79.65-	24.77
13	103.4	5.629	0.004215	8.733	2695		145.5	22.52
14	25	100	0.239	0.3669	104.8		50.06	0
15	15	100	0.239	0.2241	62.98		50.78	1.101
16	25	100	0.5137	0.3669	104.8		50.06	0
17	30	100	0.5137	0.4364	125.7		50.23	0.35
18	25	100	0.3745	0.3669	104.8		50.06	0
19	30	100	0.3745	0.4364	125.7		50.23	0.203
20	170	100	0.2914	2.112	719.1		144.1	11.87
21	163	100	0.2914	2.03	688.5		137.9	11.76
22	165.3	100	0.2914	2.056	698.4		139.9	11.76
23	172.5	100	0.2914	2.141	730		146.2	11.76

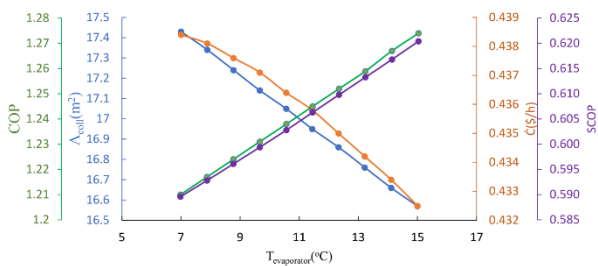
بررسی های انجام شده بر روی عملکرد سامانه های سرمایشی جذب خورشیدی نشان می دهد که استفاده از اکتور، بهبودهای چشمگیری



شکل ۲ تأثیر دمای ژنراتور بر عملکرد سیکل

Fig. 2 Effect of generator temperature on cycle performance

همان‌طور که در شکل ۳ به تصویر کشیده شده است، افزایش دمای اواپراتور منجر به گرم‌تر شدن جریان خروجی از آن شده و در نتیجه، جریانی با دمای بالاتر وارد جاذب و سپس ژنراتور می‌گردد. این فرآیند به کاهش نیاز به گرمای ورودی در ژنراتور برای تأمین بار سرمایشی مشخص کمک می‌کند، که به نوبه خود ضرایب عملکرد را بهبود بخشیده (از ۱۰۲ در دمای ۷ به ۱۰۲۸ در دمای ۱۵ درجه سلسیوس) و هزینه‌های تولید (از ۰۰۴۳۸ به ۰۰۴۳۳) و مساحت مورد نیاز کلکتور را (از ۱۶۰۴ به ۱۶۰۶) کاهش می‌دهد. با این حال، لازم به ذکر است که عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی سیکل، حساسیت ناچیزی به تغییرات دمای اواپراتور نشان می‌دهد، که این موضوع حاکی از تأثیر محدود آن در بهینه‌سازی کلی سیستم در مقایسه با سایر پارامترهاست.



شکل ۳ تأثیر دمای اواپراتور بر پارامترهای مختلف

Fig. 3 Effect of evaporator temperature on various parameters

یکی از پارامترهای تأثیرگذار در سیکل پیشنهادی ضریب مکش اکتور (ω) است. بالاتر بودن ضریب مکش به معنی مکش بیشتر جریان توسط اکتور و نیاز کمتر به ژنراتور برای افزایش فشار بخار از فشار اواپراتور به فشار کندانسور است. از شکل ملاحظه می‌شود، زمانی که اثر اکتور کم می‌شود، یا به عبارتی اکتور حذف می‌شود، ضریب عملکرد معمولی (COP) به ۰/۸ نزدیک می‌شود؛ اما وقتی ضریب مکش به سمت ۰/۸ پیش می‌رود ضریب عملکرد به سمت ۱/۶ نزدیک می‌شود. این نشان می‌دهد که اکتور می‌تواند تا ۱۰۰ درصد نیز ضریب عملکرد را بهبود دهد. همین روند برای SCOP هم قابل رؤیت است. این به معنی حرارت کمتر در ژنراتور است که در نتیجه نیاز به مبدل‌های حرارتی کوچک‌تر و سطح کلکتور کمتری خواهد بود. به عنوان مثال ملاحظه می‌شود که سطح کلکتور از حدود ۲۵ متر مربع تا ۱۵ متر مربع نیز کاهش یافته

اکتور و بدون اکتور نیز ملاحظه می‌شود که هزینه نسبی تقریباً در تمامی موارد در صورت استفاده از اکتور کاهش پیدا کرده که نشان می‌دهد استفاده از اکتور هزینه تولید کاهش داده است.

جدول ۹ فاکتورهای انرژی‌اقتصادی سیکل بدون اکتور

Table 9 Exergoeconomic Factors of the Cycle Without Ejector.

r	f	$\dot{C}_D \left(\frac{\$}{h} \right)$	η_{ex}	$\dot{E}_D (kW)$	$\dot{E}_P (kW)$	$\dot{E}_F (kW)$	Component
4.42	0.027	0.1116	18.46	0.4034	0.09138	0.4948	Condenser
3.22	0.682	0.05012	24.19	0.3027	0.09656	0.2661	Absorber
2.11	0.67	0.09973	32.545	0.3574	0.1724	0.5298	Evaporator
3.63	0.8	0.0119	71.69	0.777	1.968	2.745	Generator
-	65.8	0	14.08	22.088	3.622	25.71	Collector
2.73	62.54	0.00842	61.33	1.066	1.691	2.757	Storage Tank
2.42	0.02753	0.1116	18.46	0.40342	0.09138	0.4948	Heat Exchanger

جدول ۱۰ فاکتورهای انرژی‌اقتصادی سیکل با اکتور

Table 10 Exergoeconomic Factors of the Cycle With Ejector

r	f	$\dot{C}_D \left(\frac{\$}{h} \right)$	η_{ex}	$\dot{E}_D (kW)$	$\dot{E}_P (kW)$	$\dot{E}_F (kW)$	Component
3.53	0.07265	0.1116	22.07	0.3115	0.0883	0.3998	Condenser
3.26	0.8134	0.05012	24.19	0.2018	0.06437	0.2661	Absorber
2.12	0.8461	0.09973	32.53	0.3574	0.1724	0.5298	Evaporator
1.32	2.192	0.0119	88.6	0.2033	1.58	1.783	Generator
-	1.261	0	14.06	14.79	2.419	17.21	Collector
2.87	62.54	0.008425	91.63	0.1545	1.691	1.846	Storage Tank
2.44	2.52	0.02048	80.88	0.3498	1.48	1.83	Heat Exchanger

۳-۱- مطالعه پارامتری

همان‌طور که در جدول ۱ نیز پارامترهای پیش‌فرض مشخص شده‌اند، بررسی تأثیر دمای ژنراتور بر عملکرد سیکل جذب خورشیدی مجهز به اکتور نکات مهمی را آشکار می‌سازد. افزایش دمای ژنراتور به طور مستقیم منجر به افزایش مساحت کلکتور مورد نیاز می‌شود (همان‌طور که در شکل ۲ نیز مشاهده می‌شود)؛ برای مثال، تأمین دمای ۱۶۰ درجه سلسیوس در مقایسه با ۸۰ درجه سلسیوس، نیازمند کلکتوری تقریباً ۵۰ درصد بزرگ‌تر است که این امر به دلیل لزوم استفاده از مبدل‌های حرارتی بزرگ‌تر، هزینه‌های سیستم را نیز تقریباً به همان نسبت افزایش می‌دهد. علاوه بر این، با توجه به نرخ سرمایش ثابت در اواپراتور، افزایش دمای ژنراتور باعث کاهش هم‌زمان ضریب عملکرد خورشیدی و ضریب عملکرد معمولی (COP) می‌شود. این روند کاهش COP با افزایش دمای منبع، در سایر منابع [41] نیز تأیید شده است. بنابراین، برای دستیابی به عملکرد بهتر و کاهش هزینه‌ها، توصیه می‌شود سیستم با دماهای پایین‌تر ژنراتور کار کند. به طور کلی، سیکل‌های جذبی تک‌اثره برای دماهای پایین مناسب‌ترند و در صورت نیاز به دماهای ژنراتور بالا و عملکرد حرارتی بهتر، استفاده از سیکل‌های جذبی چنداثره پیشنهاد می‌شود [41,42].

مسیر توسعه سیکل‌های جذبی، همواره مسئله هزینه‌های اولیه بوده است. افزون بر این، سیکل دارای اجکتور، تنها به نیمی از مساحت پنل خورشیدی مورد نیاز اکتفا می‌کند، که این خود به کاهش چشمگیر سرمایه‌گذاری اولیه می‌انجامد. تحلیل پارامتری نیز مؤید آن است که برای دستیابی به عملکرد بهینه و اقتصادی‌تر، بهتر است سیستم در دماهای پایین‌تر ژنراتور به کار گرفته شود. درحالی‌که دمای اواپراتور تأثیر چشمگیری بر عملکرد کلی سیکل ندارد و این امکان را فراهم می‌آورد تا سیستم در گستره وسیعی از دماها با مشخصات ترمودینامیکی تقریباً ثابت به فعالیت خود ادامه دهد. در نهایت، با طراحی و انتخاب دقیق و مناسب اجکتور، این سیکل پیشنهادی حتی قادر است ضریب عملکرد را تا صد درصد نیز بهبود بخشد. با این وجود، لازم به یادآوری است که این تحلیل بر مبنای فرض‌هایی نظیر آدیاباتیک بودن مبدل‌ها و صرف نظر از افت فشار صورت گرفته است، بنابراین، راندمان واقعی سیکل در عمل ممکن است اندکی کمتر از مقادیر پیش‌بینی شده باشد.

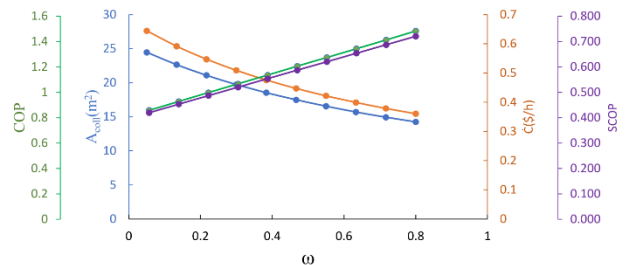
تأییدیه اخلاقی: محتویات علمی این مقاله حاصل پژوهش نویسندگان است و در هیچ نشریه ایرانی و غیرایرانی منتشر نشده است.

تعارض منافع: هیچ تعارض منافع دیگری برای اظهار وجود ندارد.

فهرست علائم

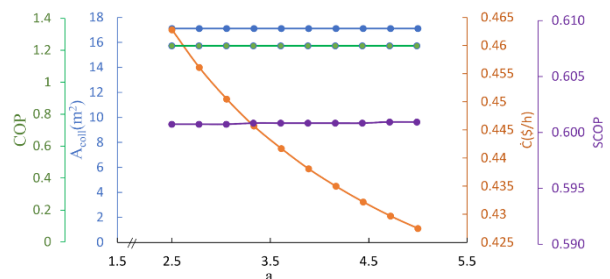
نماد	توضیحات
A	مساحت (m^2)
$\dot{C}$	نرخ هزینه (\$/s)
c	هزینه واحد انرژی (\$/k)
COP	ضریب عملکرد
C_p	گرمای ویژه ($kJ/(kg \cdot C)$)
CRF	ضریب بازگشت سرمایه
D	قطر مخزن ذخیره حرارت (m)
$\dot{E}_x$	نرخ انرژی در هر نقطه (kW)
ex	انرژی مخصوص (kJ/kg)
ex_{ch}	انرژی مخصوص شیمیایی (kJ/kg)
ex_{ph}	انرژی مخصوص فیزیکی (kJ/kg)
h	آنتالپی مخصوص (kJ/kg)
i	نرخ سود (%)
I_T	شار تابش خورشید (W/m^2)
L	طول مخزن (m)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)
n	عمر مفید (year)
N_c	تعداد ساعات عملکرد سالیانه (hour)
P	فشار (kPa)
$\dot{Q}$	نرخ تبادل حرارت (kW)
SCOP	ضریب عملکرد خورشیدی
T	دما (C, K)
U	ضریب انتقال حرارت کلی ($kJ/(m^2 \cdot C)$)
W	نرخ کار (kW)
x	غلظت (%)
$\dot{Z}$	نرخ هزینه جزء (\$/s)

که نشان‌دهنده ۴۰٪ کاهش سطح است. همه این عوامل نشان می‌دهد که هزینه تا ۶۰ درصد نیز می‌تواند کاهش یابد. این کاهش هزینه برای سیکل‌های جذبی بسیار مهم است چراکه این سیکل‌ها هزینه راه‌اندازی و خریداری بالای دارند.



شکل ۴ تأثیر ضریب مکش اجکتور بر عملکرد سیکل
Fig. 4 Effect of ejector entrainment ratio on cycle performance

برای اینکه سیکل معرفی شده بتواند عمل کند باید فشار قبل از اجکتور (نقطه ۷) یا فشار ژنراتور بالاتر از فشار بعد از اجکتور (نقطه ۱۴) یا فشار کندانسور باشد. بدین منظور پمپ به گونه‌ای باید عمل کند که فشار ژنراتور همیشه بیشتر از فشار کندانسور باشد. بدین منظور مطابق رابطه $P_7 = a \times P_{14}$ رابطه‌ای میان فشار دو نقطه ۷ و ۱۴ تعریف می‌شود. پارامتر a یک ضریب بی‌بعد بزرگ‌تر از یک است که در تنظیمات اولیه ۲ در نظر گرفته شده است. شکل ۵ نشان می‌دهد این پارامتر با تنظیمات فعلی تأثیر زیادی روی پارامترهای ترمودینامیکی ندارد.



شکل ۵ تأثیر نسبت فشار ژنراتور به فشار کندانسور بر روی عملکرد سیکل
Fig. 5 Effect of generator-to-condenser pressure ratio on cycle performance

۴- نتیجه‌گیری

سیکل‌های جذبی، به‌ویژه نوع آب-لیتیوم بروماید با سیال عاملی بی‌ضرر برای طبیعت، راهکاری امیدبخش برای تبدیل گرمای خورشید به سرمایه‌ش هستند. این پژوهش، با تمرکز بر تحلیل انرژی و اقتصادی بهره‌گیری از یک اجکتور گازی میان اواپراتور و کندانسور در سیکل جذبی تک‌اثره خورشیدی، نشان داد که این فناوری چگونه می‌تواند تحولی عظیم در راندمان و هزینه‌های سیستم ایجاد کند. نتایج به وضوح نشان می‌دهند که ضریب عملکرد (COP) سیکل مجهز به اجکتور تا حدود ۳۳٪ افزایش یافته و هم‌زمان، هزینه تولید تقریباً ۵۰٪ کاهش می‌یابد. این دستاورد، خبری بسیار دلگرم‌کننده است؛ زیرا یکی از بزرگ‌ترین چالش‌ها در

Z هزینه هر جزء (\$)

حروف یونانی

ε ضریب تأثیر مبدل حرارتی

η_{col} بازده کلکتور

φ ضریب مربوط به هزینه عملکرد

ω نسبت مکش اجکتور

زیرنویس

ab جاذب

amb محیط

col کلکتور

Cond کندانسور

Ej اجکتور

el برقی

EV شیر انبساط

Eva اواپراتور

gen ژنراتور

HEX مبدل حرارتی

L هدر رفت

P پمپ

Q حرارت

solar خورشیدی

Sr مخزن ذخیره حرارت

sun خورشید

W کار

منابع

- [7] A. A. Alrobaian, "Energy, exergy, economy, and environmental (4E) analysis of a multi-generation system composed of solar-assisted Brayton cycle, Kalina cycle, and absorption chiller," *Applied Thermal Engineering*, vol. 204, p. 117988, 2022, doi:10.1016/j.applthermaleng.2021.117988.
- [8] M. Mahesh, P. Thangavel, V. Dharshankumar, S .G. Prasanth, and S. Gokul, "Performance analysis of cascade refrigeration system using a helical type condenser coil," *AIP Conference Proceedings*, vol. 2725, no. 1, 2023, doi: 10.1063/5.0125406.
- [9] S. Soni, P. Mishra, G. Maheshwari, and D. S. Verma, "Theoretical energy analysis of Cascade refrigeration system using low Global warming potential refrigerants," *Materials Today: Proceedings*, vol. 63, pp. 164-169, 2022/01/01/ 2022, doi:10.1016/j.matpr.2022.02.436.
- [10] N. Shokati, "Parameteric Study and Optimization of the Combined Power and Ejector Compression Refrigeration Cogeneration Cycle with Carbon Dioxide as the Working Fluid," *Modares Mechanical Engineering*, vol. 24, no. 11, pp. 95-101, 2024, doi: 10.48311/mme.24.11.16. (In Persian)
- [11] Higa, C. de Souza Pereira, T. M. O. A. Cunha, and L. Maximiano, "Performance analysis of a hybrid compression-assisted absorption system using heat recovery ammonia generator," *Applied Thermal Engineering*, vol. 211, p. 118437, 2022, doi:10.1016/j.applthermaleng.2022.118437.
- [12] W. Zheng et al., "Evaluation and optimization of a novel cascade refrigeration system driven by waste heat," *Frontiers in Energy Research*, Original Research vol. 11, 2023-April-06 2023, doi: 10.3389/fenrg.2023.1111186.
- [13] M. Martinelli, C. Elsidio, I. E. Grossmann, and E. Martelli, "Simultaneous synthesis and optimization of refrigeration cycles and heat exchangers networks," *Applied Thermal Engineering*, vol. 206, p. 118052, 2022 , doi:10.1016/j.applthermaleng.2022.118052.
- [14] H. Taleshbahrami and H. Saffari, "Optimization of the C₃MR cycle with genetic algorithm," *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, vol. 34, no. 3-4, pp. 433-448 ,2010.
- [15] Y. Zhou, G. Chen, X. Hao, N. Gao, and O. Volovyk, "Working mechanism and characteristics analysis of a novel configuration of a supersonic ejector," *Energy*, vol. 278, p. 128010, 2023, doi:10.1016/j.energy.2023.128010.
- [16] J. Sarkar, "Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems—A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 9, pp. 6647-6659, 2012, doi:10.1016/j.rser.2012.08.007.
- [17] G. Besagni, R. Mereu, and F. Inzoli, "Ejector refrigeration: A comprehensive review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 53, pp. 373-407, 2016, doi:10.1016/j.rser.2015.08.059.
- [18] M. Parvez, O. Khan, S. Lal, and M .Ahmad, "Thermodynamic analysis of a solar-biomass cogeneration power and cooling by employing an ejector and single-effect absorption refrigeration system," *Biomass and Bioenergy*, vol. 184, p. 107143, 2024, doi:10.1016/j.biombioe.2024.107143.
- [19] T. Yin et al., "Energy, exergy, and economic analysis of a novel solar-assisted ejector subcooling CO₂ transcritical refrigeration system," *Solar Energy*, vol. 284, p. 113080, 2024, doi:10.1016/j.solener.2024.113080.

- [1] S. Saremi and M. H. Shojaeefard, "Numerical Investigation of the Effect of Adding Stay Blades on Improving the Performance of Centrifugal Pump as Turbine," *Modares Mechanical Engineering*, vol. 25, no. 2, pp. 97-105, 2025, doi: 10.48311/mme.25.2.97. (In Persian)
- [2] M. Khazali, F. Azarsina, and A. Haj MollaAli Kani, "Energy analysis and evaluation of an innovative hybrid compressed air and pumped hydroelectric energy storage system," *Modares Mechanical Engineering*, vol. 22, no. 4, pp. 225-241, 2022, doi: 10.52547/mme.22.4.225. (In Persian)
- [3] A. Kardgar, "Evaluation of an integrated solar-geothermal energy system to provide power, heat and cooling," *Journal Of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 34, no. 4, pp. 19-34, 2022, doi: 10.22067/jacsm.2022.76152.1108.
- [4] A. Raouf panah and h. seyyed, "Simulation and Analysis of termoeconomic solar compression refrigeration with tracker in the Isfahan with using the Trnsys," *Iranian Journal of Mechanical Engineering Transactions of ISME*, vol. 19 ,no. 4, pp. 36-52, 2018, doi: 20.1001.1.25384775.1396.19.4.3.0. (In Persian)
- [5] H. Kariminiya and F. Farhadi, "Simulation and Techno-Economic Investigation of Solar Assisted Single-Effect Water-Lithium Bromide Absorption Chiller," *Nashrieh Shimi va Mohandesi Shimi Iran*, vol. 33, no. 3, pp. 53-64, 2014. (In Persian)
- [6] J. García-Domínguez, A. M. Blanco-Marigorta, and J. D. Marcos, "Analysis of a solar driven ORC-absorption based CCHP system from a novel exergy approach," *Energy Conversion and Management: X*, vol. 19, p. 100402, 2023, doi: 10.1016/j.ecmx.2023.100402.

- [31] H. Li, S. Huang, X. Wang, Y. Zhao, X. Bu, and L. Wang, "Analysis of H₂O/EMISE absorption chiller driven by stationary solar collectors in hot-humid climate," *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 27, p. 101155, 2022, doi:10.1016/j.tsep.2021.101155.
- [32] E. Bellos, C. Tzivanidis, and K. A. Antonopoulos, "Exergetic and energetic comparison of LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs in a solar absorption cooling system", *Energy Conversion and Management*, vol. 123, pp. 453-461, 2016, doi:10.1016/j.enconman.2016.06.068.
- [33] E. Bellos, C. Tzivanidis, and K. A. Antonopoulos, "Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types," *Applied Thermal Engineering*, vol. 102, pp. 749-759, 2016, doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.04.032.
- [34] F. J. Cabrera, A. Fernández-García, R. M. P. Silva, and M. Pérez-García, "Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 20, pp. 103-118, 2013, doi:10.1016/j.rser.2012.11.081.
- [35] S. A. Kalogirou, "Solar thermal collectors and applications," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, no. 3, pp. 231-295, 2004, doi:10.1016/j.pecs.2004.02.001.
- [36] R. Palacios-Bereche, R. Gonzales, and S. A. Nebra, "Exergy calculation of lithium bromide–water solution and its application in the exergetic evaluation of absorption refrigeration systems LiBr-H₂O," *International Journal of Energy Research*, vol. 36, no. 2, pp. 166-181, 2012, doi:10.1002/er.1790.
- [37] Y. Wang, T. Chen, Y. Liang, H. Sun, and Y. Zhu, "A novel cooling and power cycle based on the absorption power cycle and booster-assisted ejector refrigeration cycle driven by a low-grade heat source: Energy, exergy and exergoeconomic analysis," *Energy Conversion and Management*, vol. 204, p. 112321, 2020, doi:10.1016/j.enconman.2019.112321.
- [38] G. K. Alexis, "Thermodynamic analysis of ejector-absorption refrigeration cycle using the second thermodynamic law," *International Journal of Exergy*, vol. 14, no. 2, pp. 179-190, 2014, doi:10.1504/ijex.2014.060281.
- [39] A. Rodríguez-Toscano, C. Amaris, A. Sagastume-Gutiérrez, and M. Bourouis, "Technical, environmental, and economic evaluation of a solar/gas driven absorption chiller for shopping malls in the Caribbean region of Colombia," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 30, p. 101743, 2022, doi:10.1016/j.csite.2021.101743.
- [40] M. Ashouri et al., "Exergy and exergo-economic analysis and optimization of a solar double pressure organic Rankine cycle," *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 6, pp. 72-86, 2018, doi:10.1016/j.tsep.2017.10.002.
- [41] R. Gomri, "Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect absorption cooling systems," *Energy Conversion and Management*, vol. 51, no. 8, pp. 1629-1636, 2010, doi:10.1016/j.enconman.2009.12.039.
- [42] B. H. Gebreslassie, M. Medrano, and D. Boer, "Exergy analysis of multi-effect water–LiBr absorption systems: From half to triple effect," *Renewable Energy*, vol. 35, no. 8, pp. 1773-1782, 2010, doi:10.1016/j.renene.2010.01.009.
- [20] H.R. Bahrami and M. A. Rosen, "Exergoeconomic evaluation and multi-objective optimization of a novel geothermal-driven zero-emission system for cooling, electricity, and hydrogen production: capable of working with low-temperature resources," *Geothermal Energy*, vol. 12, no. 1, p. 12, 2024/05/10 2024, doi:10.1186/s40517-024-00293-7.
- [21] H.R. Bahrami and S. Fazli, "Comparative exergy and energy analyses of compression-absorption cascade refrigeration cycles with varied configurations and ejector implementations," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, p. 09544089241234121, 2024, doi:10.1177/09544089241234121.
- [22] H.R. Bahrami and S. Fazli, "Comparative energy and exergy analysis of water-LiBr absorption chiller configurations with ejector integration, and implementation of artificial neural network on the optimal selection," *International Journal of Exergy*, vol. 43, no. 4, pp. 289-305, 2024, doi:10.1504/IJEX.2024.138087.
- [23] R. Sirwan, M. A. Alghoul, K. Sopian, and Y. Ali, "Thermodynamic analysis of an ejector-flash tank-absorption cooling system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 58, no. 1, pp. 85-97, 2013, doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.03.031.
- [24] L. G. Farshi and S. Khalili, "Thermoeconomic analysis of a new ejector boosted hybrid heat pump (EBHP) and comparison with three conventional types of heat pumps," *Energy*, vol. 170, pp. 619-635, 2019, doi:10.1016/j.energy.2018.12.155.
- [25] H. K. Mukhtar and S. Ghani, "Improving the performance of a commercial absorption cooling system by using ejector: A theoretical study," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 45, p. 102967, 2023, doi:10.1016/j.csite.2023.102967.
- [26] A. Zarei, J. Zamani, L. Hooshyari, and S. Zaboli, "Energy and exergy analysis of a novel multi-pressure levels ejector absorption-recompression refrigeration system: Parametric study and optimization," *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 42, p. 101904, 2023, doi:10.1016/j.tsep.2023.101904.
- [27] Y. Khan, M. W. Faruque, M. H. Nabil, and M. M. Ehsan, "Ejector and Vapor Injection Enhanced Novel Compression-Absorption Cascade Refrigeration Systems: A Thermodynamic Parametric and Refrigerant Analysis," *Energy Conversion and Management*, vol. 289, p. 117190, 2023, doi:10.1016/j.enconman.2023.117190.
- [28] A. Dhahi Gharir and L. G. Farshi, "Proposal of a double ejector-two flash tank absorption refrigeration cycle: Energy, exergy and thermoeconomic evaluation," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 50, p. 103498, 2023, doi:10.1016/j.csite.2023.103498.
- [29] J. Asadi, P. Amani, M. Amani, A. Kasaeian, and M. Bahrarai, "Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of absorption cooling system driven by various solar collectors," *Energy Conversion and Management*, vol. 173, pp. 715-727, 2018, doi:10.1016/j.enconman.2018.08.013.
- [30] A. Shafieian, H.-R. Bahrami, A. Roostaei, and S. S. Feyzi, "Effects of different inlet configurations on the performance of solar storage tanks: A three-dimensional unsteady CFD simulation," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 45, p. 103019, 2023, doi:10.1016/j.csite.2023.103019.