



Semnan University

# Journal of Modeling in Engineering

Journal homepage: <https://modelling.semnan.ac.ir/>

ISSN: 2783-2538



## Research Article

# Thermodynamic and Exergoeconomic Study of an Absorption-Compression Refrigeration Cycle Driven by a Geothermal Energy Resource

Armin Khazaei Nam <sup>a</sup>, Asgar Minaei <sup>b,\*</sup>, Mohammad Ebadollahi <sup>c</sup>, Hadi Ghaebi <sup>d</sup>

<sup>a</sup> M.Sc. Student, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

<sup>b</sup> Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

<sup>c</sup> Ph.D, Department of Energy System Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

<sup>d</sup> Professor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

### PAPER INFO

#### Paper history:

Received: 24 December 2023

Revised: 24 February 2024

Accepted: 13 March 2024

#### Keywords:

Thermodynamic analysis,  
Exergoeconomic analysis,  
Absorption-compression refrigeration cycle,  
Geothermal energy resource,  
Air handling unit.

### ABSTRACT

In recent years, a growing emphasis has been on providing sustainable energy to reduce carbon emissions and promote energy efficiency. This article aims to investigate thermodynamic and exergoeconomic analyses of the cascade absorption refrigeration with a vapor compression refrigeration system driven by a geothermal renewable energy source. The purpose of this system is to produce four different products: power, heating load, cooling, and fresh water. The effect of temperature and mass flow rate parameters of the geothermal source, fresh air ratio parameter, condenser temperature, evaporator-condenser outlet temperature of the absorption refrigeration section, and the evaporator temperature of the vapor compression refrigeration system on the essential decision variables of the system and also on the temperature provided for the thermal comfort of the house and The flow of fresh water produced by the fan coil unit is provided, which has the most influence on the decision parameters, is caused by the output temperature and mass flow rate of the geothermal energy source. The system output parameters such as COP,  $W_{net}$ ,  $\eta_{energy}$ ,  $\eta_{exergy}$  and SUCP in the basic mode are equal to 0/35, 9/78kW, 73/5%, 32/25%, and 101/11\$/GJ respectively. The highest exergy destruction occurs in the geothermal reinjection, with an amount of 53% of the total exergy destruction. The calculations performed in this research were done in the EES software.

DOI: <https://doi.org/10.22075/jme.2024.32775.2594>

© 2024 Published by Semnan University Press.

This is an open access article under the cc-by 4.0 license. (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

\* Corresponding author.

E-mail address: [a.minaei@uma.ac.ir](mailto:a.minaei@uma.ac.ir)

#### How to cite this article:

Khazaei Nam, A., Minaei, A., Ebadollahi, M., & Ghaebi, H. (2024). Thermodynamic and Exergoeconomic study of an Absorption-compression refrigeration cycle driven by a Geothermal energy resource. *Journal of Modeling in Engineering*, 22(78), 59-77. doi: 10.22075/jme.2024.32775.2594

# تحلیل ترمودینامیکی، انرژی-اقتصادی سیستم تبرید تراکمی-جذبی آبشاری بر پایه منبع انرژی زمین گرمایی

آرمن خزاعی نام<sup>۱</sup>، عسگر مینایی<sup>۲\*</sup>، محمد عبادالهی<sup>۳</sup> و هادی غائبی<sup>۴</sup>

چکیده	اطلاعات مقاله
در سال‌های اخیر توصیه به بررسی، تحلیل و بهینه‌سازی در مورد منابع انرژی تجدیدپذیر به دلیل رو به اتمام بودن و دوست دار محیط زیست نبودن منابع انرژی تجدیدناپذیر شدت گرفته است. هدف از مقاله حاضر، بررسی و تحلیل ترمودینامیکی و انرژی-اقتصادی یک سیستم تبرید تراکمی-جذبی آبشاری راه اندازی شده با منبع انرژی زمین گرمایی به منظور تولید محصولات چندگانه توان، بار سرمایش، آبگرم مصرفی و آب شیرین می‌باشد. سیال عامل سیستم تبرید تراکمی-جذبی آبشاری، آب آمونیاک می‌باشد. اثر پارامترهای دما و دبی جرمی منبع انرژی زمین گرمایی، پارامتر نسبت هوای تازه، دمای چگالنده، دمای خروجی از تبخیرکننده-چگالنده بخش تبرید جذبی و دمای تبخیرکننده سیستم تبرید تراکمی روی متغیرهای اساسی تصمیم‌گیری سیستم و همچنین بر روی دمای فراهم شده برای خانه و دبی جرمی آب شیرین تولیدی به واسطه واحد هواساز بررسی شده است. نتایج نشان داد که پارامتر دما و دبی جرمی منبع زمین گرمایی بیشترین تاثیرگذاری را بر روی متغیرهای تصمیم‌گیری دارد. مقدار متغیرهای اساسی سیستم نظیر ضریب عملکرد، توان تولیدی، بازده انرژی، بازده انرژی و مجموع هزینه محصولات در حالت پایه به ترتیب برابر با ۰٫۳۵، ۹٫۷۸ کیلووات، ۷۳٫۵٪، ۳۲٫۲۵٪ و ۱۱۰٫۱ دلار بر گیگاژول می‌باشد. تحلیل انرژی نشان داد که بیشترین تخریب انرژی با مقدار ۷۸ درصد مجموع کل تخریب انرژی سیستم، در بخش دفع زمین گرمایی رخ می‌دهد. معادلات حاکم با استفاده از نرم افزار EES حل شده‌اند.	دریافت مقاله: ۱۴۰۲/۱۰/۰۳ بازنگری مقاله: ۱۴۰۲/۱۲/۰۵ پذیرش مقاله: ۱۴۰۲/۱۲/۲۳
	<b>واژگان کلیدی:</b> تحلیل ترمودینامیکی، تحلیل انرژی-اقتصادی، سیستم تبرید تراکمی-جذبی آبشاری، منبع زمین گرمایی، واحد هواساز.

DOI: <https://doi.org/10.22075/jme.2024.32775.2594>

© 2024 Published by Semnan University Press.

This is an open access article under the CC-BY 4.0 license. (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

۱-مقدمه  
با توجه به رشد اقتصادی و گسترش جمعیت جهان، همچنین محدود بودن منابع انرژی تجدیدناپذیر و مشکلات زیست محیطی مرتبط با استفاده از این نوع منابع در سالیان

آخر، منابع انرژی تجدیدپذیر بسیار مورد توجه پژوهشگران قرار گرفته است [۱، ۲]. در میان منابع انرژی تجدیدپذیر مانند انرژی خورشیدی، باد و هیدروالکتریک، انرژی زمین گرمایی به عنوان منبعی با کاربردهایی نظیر تولید بار

\* پست الکترونیک نویسنده مسئول: a.minaei@uma.ac.ir

۱. کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی

۲. دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی

۳. دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیر طوسی تهران

۴. استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی

استناد به این مقاله:

خزاعی نام، آرمن، مینایی، عسگر، عبادالهی، محمد، و غائبی، هادی. (۱۴۰۳). تحلیل ترمودینامیکی، انرژی-اقتصادی سیستم تبرید تراکمی-جذبی آبشاری بر پایه منبع انرژی زمین گرمایی. مدل سازی در مهندسی، ۲۲(۷۸)، ۵۹-۷۷. doi: 10.22075/jme.2024.32775.2594

می‌شوند [۱۰]. تولید مکرر آب شیرین از دریا به وسیله آب شیرین کن نیاز به انرژی قابل توجه و هزینه زیاد دارد. بنابراین تولید آب شیرین به وسیله سیستم‌های ترمودینامیکی حتی در مقیاس کم نیز ارزشمند می‌باشد [۱۱]. مطالعات متعددی برای مهار گرمای اتلاف شده از سیستم‌های زمین گرمایی از طریق روش‌های تولید همزمان انجام شده است.

سیستم‌های تبرید جذبی-تراکمی آبشاری یک سیستم تولید همزمان می‌باشد که این سیستم علاوه بر ساختار پیچیده‌ای که دارد فناوری جایگزینی نسبت به سیستم‌های تبرید جذبی می‌باشد و به لحاظ صرفه جویی در انرژی الکتریکی در مقایسه با سیستم‌های تبرید تراکمی بخار از مزیت‌های استفاده از ۲ سامانه ترکیبی تبرید جذبی و تبرید تراکمی بخار با استفاده از برق و گرما بهره می‌برد. پژوهشگران زیادی در زمینه‌ی بهینه سازی و مدلسازی سیستم‌های تولید همزمان تحقیق کرده‌اند.

عبید اوستاوغلو [۱۲] با مقایسه مبردهای مختلف در مطالعه‌ای که بر روی یک سیستم تبرید تراکمی-جذبی آبشاری انجام داد، بهترین ضریب عملکرد را متعلق به سیال عامل  $R134a-NH_3H_2O$  یافت. همچنین نتایج تحلیل انرژی نشان داد که بیشترین تخریب انرژی در جزء مولد با  $53/8\%$  درصد مجموع انرژی کل سیستم رخ می‌دهد. تحلیل پارامتریک انرژی نیز نشان داد که با دارا بودن شرایط بهینه در سیستم (دمای چگالنده زیر  $40^\circ C$  درجه سلسیوس و دمای مولد بیشتر از  $100^\circ C$  درجه سلسیوس)، می‌توان انرژی را تا حد قابل توجهی به حداقل رساند. طبق تحقیقات انجام شده برای سیستم تبرید تراکمی بخار، استفاده از مبرد  $R134a$  عملکرد ترمودینامیکی بهتری نسبت به سایر مبردهای هیدروکربنی دارد و از لحاظ انرژی، بیشترین تلفات انرژی در جزء متراکم‌کننده رخ می‌دهد. گمری [۱۳] در یک بررسی مقایسه‌ای، سیستم تبرید جذبی آبشاری تک اثره و دو اثره که سیال عامل لیتیم بروماید-آب داشتند را مورد تحلیل انرژی قرار داد. نتایج تحلیل انرژی، بازده انرژی را برای سیستم تک اثره در محدوده  $12/5\%$  الی  $23/2\%$  و برای سیستم دو اثره در محدوده  $14/3\%$  الی  $25/1\%$  نشان داد. غائبی و همکاران [۱۴] نیز یک چرخه تبرید جذبی تولید سه گانه گرمایش، سرمایش و توان بر پایه منبع انرژی زمین گرمایی را مطالعه

سرمایش، گرمایش، توان و غیره، اهمیت ویژه‌ای به خود پیدا کرده است [۳، ۴]. منبع انرژی زمین گرمایی، یک منبع قابل اعتماد، طولانی مدت، پرهزینه و بی‌خطر برای محیط زیست می‌باشد و کاربرد این منابع در پنج سال گذشته تقریباً دو برابر شده است [۵]. استفاده از این نوع منابع که با گرمایش اجزای سیستم منجر به تولید محصولات می‌شود، وابستگی به سوخت‌های فسیلی را کاهش داده و به عنوان یک منبع مناسب تجدیدپذیر شناخته می‌شود. مناطق دارای پتانسیل برای بهره برداری و مطالعه در زمینه منبع انرژی زمین گرمایی در ایران مناطق سبلان، ماکو، دماوند و سهند می‌باشند که در سال ۱۹۹۴ تولید برق از منبع زمین گرمایی سبلان مورد مطالعه و بررسی قرار گرفت [۶]. رویکردها و فناوری‌ها برای استفاده از این نوع منابع همواره در جهت بهبود بازده تبدیل انرژی و کاستن انتشار گازهای گلخانه‌ای بوده است. منابع انرژی زمین گرمایی به سه دسته تقسیم می‌شوند. منابع انرژی زمین گرمایی که برای تولید برق مورد استفاده قرار می‌گیرند منابع دما بالا هستند که دمای این منابع به بیش از  $150^\circ C$  درجه سلسیوس می‌رسد [۷]. از طرفی، برای استفاده مستقیم مانند فرآیندهای صنعتی، گرمایش، سرمایش و گرمایش گلخانه، از منابع دما متوسط که دمای این منابع زیر  $90^\circ C$  درجه سلسیوس و منابع دما پایین که دمای این منابع بین  $90^\circ C$  الی  $150^\circ C$  درجه سلسیوس می‌باشند، استفاده می‌شود [۸]. یکی از روش‌های معمول برای کاهش مصرف انرژی در سیستم‌های ترمودینامیکی، ترکیب دو یا چند سیستم مختلف با یکدیگر (سیستم‌های هیبریدی) می‌باشد. سیستم‌های هیبریدی، علاوه بر افزایش متغیرهای مرتبط با انرژی و انرژی نظیر بازده انرژی و بازده انرژی، یکی از راه‌های استفاده بهینه از منابع انرژی می‌باشند. امروزه تولید همزمان به وسیله منابع انرژی زمین گرمایی، یکی از فن‌آوری‌های امیدبخش با مزایای فنی، اقتصادی و زیست محیطی می‌باشد [۹]. در تولید همزمان گرما و توان ( $CHP^2$ )، انرژی شیمیایی سوخت، به انرژی حرارتی و مکانیکی تبدیل می‌شود. انرژی مکانیکی برای تولید برق و انرژی حرارتی برای تولید حرارت، آب گرم یا هوای گرم مورد استفاده قرار می‌گیرند. در صورتی که انرژی‌های تولید می‌شوند مورد استفاده قرار گیرند به اختصار  $CCHP^3$  نامیده

<sup>3</sup> Combined cooling, heating, power and water

<sup>2</sup> Combined Heat and power

۱۰ الی ۱۸ درصد بازدهی بالاتری نسبت به سیستم‌های دو اثره دارند و سیستم‌های دو اثره ۱۰ الی ۱۵ درصد بازدهی بالاتری نسبت به سیستم‌های تک اثره دارند.

برای اطمینان از رفاه و آسایش حرارتی افراد، به ویژه در مناطقی با شرایط آب و هوایی متفاوت، حفظ رضایت نسبت به دمای محیط داخلی خانه بسیار مهم می‌باشد. به همین دلیل سیستم‌های HVAC<sup>4</sup> به طور گسترده در سطح جهان پذیرفته شده‌اند. در هوای گرم، خنک کردن مستقیم یک روش رایج برای دستیابی به دمای مطلوب می‌باشد. همچنین می‌تواند هوا را هنگامی که زیر دمای نقطه شبنم خنک می‌شود، رطوبت‌زدایی کند [۲۱]. سیستم تبرید جذبی یک سیستم خنک کننده محبوب می‌باشد و ترکیب آن با یک رطوبت گیر افزایش بازده خنک‌کننده هوا را شامل می‌شود [۲۲]. پتانسیل برداشت آب تغلیظ شده از سیستم‌های تهویه مطبوع تبرید تراکمی برای مصارف مسکونی و آبیاری توسط مطالعات متعدد مورد بررسی قرار گرفته است. هو و همکاران [۲۱] با پیشنهاد راه حلی نسبت به گرمای اتلاف بازیابی شده از چگالنده مرتبط با سیستم جذبی به این نتیجه رسیدند که گرمای تلف شده در چگالنده حاوی انرژی قابل توجهی می‌باشد که می‌تواند به طور موثر مهار شود. ارزیابی‌های انرژی، انرژی و فنی آن‌ها از رطوبت گیر و سیستم یکپارچه نشان داد که رویکرد آن‌ها به طور قابل توجهی عملکرد انرژی را در رابطه با خنک‌کننده هوا افزایش می‌دهد و آن را از محدوده معمولی ۶ تا ۱۴ درصد افزایش می‌دهد. الفرایدی و همکاران [۲۳] در مطالعه‌ای که برای استخراج آب از یک پمپ حرارتی تبرید تراکمی در شهر گرم و مرطوب طهران عربستان سعودی انجام دادند، نشان دادند که نرخ استخراج آب از سیستم، تحت تأثیر دما و رطوبت محیط قرار دارد و رطوبت محیط تأثیر بارزتری دارد. خان و الزبیدی [۲۴] در شهر دبی امارات، موفق به جمع‌آوری بیش از ۲۶۰۰ لیتر آب تغلیظ شده از واحدهای هواساز شدند.

با توجه به افزایش جمعیت جهانی به دلیل نیاز فزاینده به انرژی، گرمایش و سرمایش، سیستم‌های ترمودینامیکی باید به گونه‌ای پیچیده طراحی شوند که نه تنها بازده بالاتری داشته باشند، بلکه هزینه‌های تولید برق و اثرات زیست محیطی را نیز کاهش دهند. این سیستم‌ها پتانسیل رشد اقتصادی، ایجاد فرصت‌های شغلی، افزایش امنیت انرژی،

کردند. طبق این مطالعه در حالت بهینه، بازده انرژی، بازده انرژی و مجموع هزینه محصولات به ترتیب برابر با ۹۴٪، ۸۹٪، ۴۷٪ و ۸۹/۹۵ دلار برگیگاژول بدست آمد. امامی فر [۱۵] به منظور بهبود عملکرد یک سیستم تبرید تراکمی-جذبی آبشاری، متراکم‌کننده کمکی را یک بار بین مولد و چگالنده و بار دیگر بین چگالنده و جاذب قرار داد که نتایج نشان داد که استفاده از کمپرسور کمکی در حالت اول نسبت به حالتی که در آن کمپرسور کمکی وجود ندارد، موجب افزایش ۶۸ درصدی و ۲۴ درصدی ضریب عملکرد و بازده قانون دوم ترمودینامیک می‌شود و همچنین هزینه‌های سرمایه‌گذاری کلی سیستم نیز ۳۱ درصد کاهش یافت. گروسی و دوستی [۱۶] نیز طی استفاده از کمپرسور کمکی بین مولد و چگالنده یک سیستم تبرید جذبی مشاهده کردند که ضریب عملکرد و بازده قانون دوم به ترتیب در برخی شرایط می‌تواند به بیش از ۱ و ۷۰ درصد برسد. اودها و الگوتنی [۱۷] استفاده از حرارت اتلافی برای ایجاد سرمایش در کشتی به وسیله‌ی یک سیستم تبرید جذبی با سیال عامل آب-آمونیاک را ارزیابی و بررسی کردند. نتایج نشان داد که با افزایش دمای مولد و تبخیرکننده و همچنین کاهش دمای چگالنده و جاذب، سیستم بهینه شده و عملکرد آن بهبود می‌یابد. کیمیسست و اوزتورک [۱۸] اثر سیال عامل‌های آب-آمونیاک و لیتیوم بروماید-آب در قسمت جذبی بر عملکرد سیستم ترکیبی تبرید تراکمی-جذبی آبشاری را بررسی کردند. نتایج نشان داد که استفاده از سیال عامل لیتیوم بروماید-آب در بخش جذبی موجب ۳۳٪ بهبود در ضریب عملکرد سیستم در مقایسه با استفاده از آب-آمونیاک خواهد شد. جین و همکاران [۱۹] تاثیر پارامترهای مختلف بر روی عملکرد سیستم تبرید تراکمی-جذبی را بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که دمای چگالنده و تبخیرکننده تاثیر زیادی بر روی متغیرهای اساسی دارد و به این دلیل باید بیش از پارامترهای دیگر مورد توجه قرار گیرند. اکبریور و ثقفیان [۲۰] برای بالا بردن کارایی سیستم‌های تبرید جذبی آرایش‌های متعددی از این سیستم را مورد بررسی قرار دادند که نتایج بررسی‌ها، نشان داد سیستم‌های تبرید جذبی سه اثره ۳۵ درصد ضریب عملکرد بالاتری نسبت به سیستم‌های دو اثره دارند و ضریب عملکرد سیستم‌های دو اثره نیز دو برابر سیستم‌های تک اثره می‌باشد. از دیدگاه بازده انرژی، سیستم‌های سه اثره

<sup>4</sup> Heating, Ventilation, and Air Conditioning

تراکمی بخار (VCR<sup>7</sup>) که یکی از پرکاربردترین سیستم‌های سردسازی می‌باشد، سومین سیستم کوپل شده به دو سیستم مورد بررسی می‌باشد. این سیستم از اجزاء تبخیرکننده-چگالنده، متراکم‌کننده، تبخیرکننده و شیر اختناق تشکیل شده است. واحد هواساز (AHU<sup>8</sup>) که چهارمین بخش سیکل کلی می‌باشد، با دریافت بار سرمایش از بخش تبرید تراکمی وظیفه کاهش دمای خانه (دمای فراهم شده) و همچنین تولید آب شیرین مصرفی را بر عهده دارد.

نحوه عملکرد این سیستم‌ها طبق شکل (۱) به این شکل می‌باشد که در حالت ۱ مایع اشباع با دمای ۱۹۰ درجه سلسیوس از منبع زمین گرمایی جدا شده و با استفاده از شیر اختناق و محفظه فلاش به دو حالت ۲ و ۶ تقسیم می‌شود. در حالت ۶، مایع اشباع با انتقال انرژی به صورت حرارت به جزء مولد بخش تبرید جذبی وظیفه گرمایش سیستم تبرید جذبی را بر عهده دارد، همچنین در حالت ۲ بخار اشباع با انتقال انرژی به توربین بخار و مبدل حرارتی ۱ منجر به تولید توان و آبگرم مصرفی در سیستم می‌شود. با پمپاژ شدن آب در حالت ۴، فشار دو بخش خروجی از مولد حالت ۷ با فشار خروجی از پمپ ۱ یکسان شده و انرژی پسماند با ترکیب این دو حالت در حالت ۸ می‌شود. از سوی دیگر، مبرد آمونیاک در سیستم تبرید جذبی آبشاری بعد از گذر از جزء تبخیرکننده-چگالنده حالت ۱۴، وارد جاذب می‌شود، جایی که محلول غنی آب آمونیاک تشکیل می‌شود. سپس این محلول غنی از حالت ۱۵ به ۱۶ پمپاژ شده و با گذر از مبدل حرارتی گرمای محلول ضعیف را که از حالت ۱۸ به ۱۹ می‌رود را دریافت می‌کند. سپس محلول غنی وارد مولد می‌شود (حالت ۱۷). در این قسمت محلول ضعیف آب آمونیاک وارد محفظه مبدل حرارتی حالت ۱۸ شده و گرمای خودش را به محلول غنی می‌دهد و سپس از شیر اختناق به سمت جاذب حرکت می‌کند (حالت ۲۰-۱۹). در بخش دیگر جزء مولد حالت ۱۱، آمونیاک با دریافت حرارت با فشار بالا وارد چگالنده شده و با از دست دادن گرما سرد می‌شود. آمونیاک در فاز مایع نسبتاً سرد وارد شیر اختناق ۱ می‌شود تا به فشار تبخیرکننده-چگالنده برسد. سپس مبرد آمونیاک وارد تبخیرکننده-چگالنده در حالت ۱۳ می‌شود تا گرما را از

بهبود شرایط محیطی و کمک به کاهش تغییرات آب و هوا را به همراه دارند. بسیاری از منابع ذکر شده فاقد تحلیل انرژی-اقتصادی و سیستم‌های ترکیبی جدید برای تولید همزمان برق، گرمایش و سرمایش هستند. طبق تحقیقات انجام شده در چند سال گذشته، علاقه فزاینده‌ای به افزایش کارایی سیستم‌های ترکیبی زمین گرمایی وجود داشته است. با توجه به نیاز اساسی کشور در کاهش مصرف انرژی الکتریکی، استفاده از این انرژی به عنوان راهکاری در نظر گرفته شده است. رویکرد جدید ادغام انرژی زمین گرمایی و سیستم‌های تبرید-ترکیبی آبشاری دارای مزایای زیادی به‌ویژه در جنبه‌های اقتصادی و زیست‌محیطی می‌باشد. در این تحقیق، تحلیل انرژی و انرژی-اقتصادی یک سیستم تبرید تراکمی جذبی آبشاری بر پایه منبع انرژی زمین گرمایی به منظور تولید همزمان چندگانه محصولات توان، حرارت، برودت و آب شیرین مورد مطالعه قرار گرفته و نمودار تغییرات متغیرهای اساسی با پارامترهای ورودی، همچنین نمودار تخریب انرژی برای هر یک از اجزاء سیستم ارائه شده است. یافته‌های این پژوهش با توجه به اعتبارسنجی پژوهش کنونی با پژوهش‌های مشابه مرتبط، مورد تأیید قرار گرفته است.

## ۲-مدلسازی و معادلات حاکم

### ۲-۱-توضیحات سیستم پیشنهادی

شکل (۱) شماتیک سیستم پیشنهادی مورد مطالعه برای این پژوهش را نشان می‌دهد. سیستم مورد تحلیل از ۴ بخش تشکیل شده است. بخش اول سیستم زمین گرمایی تک فلاش (SFG<sup>5</sup>) نام دارد که مبرد این سیستم آب می‌باشد و این بخش وظیفه انتقال انرژی و تامین گرمایش سیستم تبرید جذبی، همچنین تولید توان و تولید آبگرم مصرفی را بر عهده دارد. بخش دوم، سیستم تبرید جذبی تک اثره آبشاری (ABS<sup>6</sup>) نام دارد که مبرد این سیستم آمونیاک و جاذب آن آب می‌باشد. وظیفه اصلی این بخش دریافت انرژی بصورت گرما در مولد بخش زمین گرمایی و تبخیرکننده-چگالنده بخش تبرید تراکمی و هدر کردن گرما در اجزاء چگالنده و جاذب با هدف تولید بار سرمایش در تبخیرکننده بخش تبرید تراکمی می‌باشد. این سیستم از یک مولد، ۱ مبدل حرارتی، ۲ شیر اختناق، ۱ پمپ، ۱ جاذب و ۱ چگالنده تشکیل شده است. سیستم تبرید

<sup>7</sup> Vapor compression refrigeration

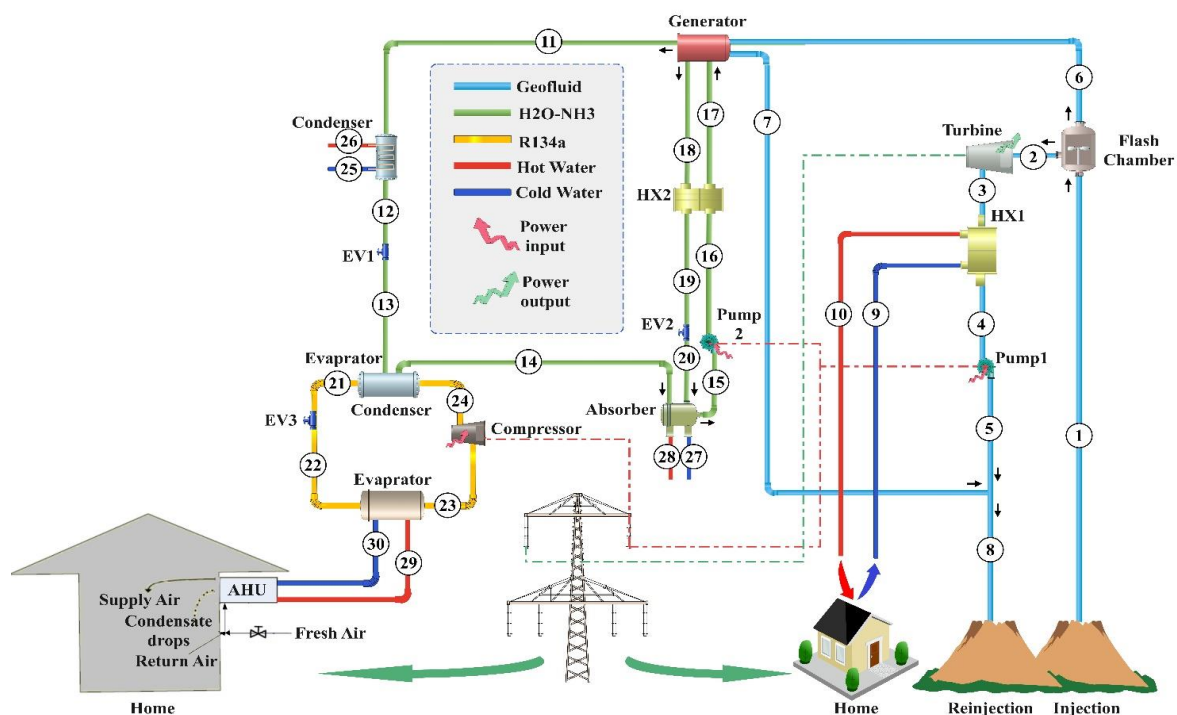
<sup>8</sup> Air handling unit

<sup>5</sup> Single-flash Geothermal

<sup>6</sup> Absorption refrigeration

تبرید تراکمی می‌دهد. آب سرد وارد کویل سرد واحد هواساز می‌شود هوای ورودی به ساختمان را سرد می‌کند. در بخش هواساز مقداری هوا که دارای بخار آب یا رطوبت نسبی می‌باشد از محیط بیرون به داخل خانه تزریق می‌شود. هوای محیط با ترکیب هوای برگشتی از هواساز با گذر از واحد هواساز گرمای خود را از دست داده و بخار آب‌های موجود در هوا تبدیل به آب شیرین مصرفی می‌شود.

بخش تبرید تراکمی دریافت کند. مبرد در بخش تبخیرکننده حالت ۲۳ با دریافت انرژی به صورت گرما با گذر از متراکم‌کننده متراکم شده و در دما و فشار بالاتری حرارت خود را در بخش تبخیرکننده-چگالنده حالت ۲۱ به چرخه تبرید جذبی آبشاری انتقال می‌دهد و عملاً وظیفه تولید بار سرمایش را بر عهده دارد. آب در حالت ۲۹ با گذر از جزء تبخیرکننده گرمای خود را به مبرد گذرا از سیستم



شکل ۱- شماتیک سیستم تبرید تراکمی-جذبی آبشاری متصل به واحد هواساز راه اندازی شده بر پایه منبع انرژی زمین گرمایی

داده شده است.

### ۲-۲-۳- روش تحقیق

نمایه‌ای از روش شبیه‌سازی پژوهش فوق با استفاده از ۳ ابزار قدرتمند تحلیل انرژی، تحلیل انرژی و تحلیل انرژی-اقتصادی در شکل (۲) ارائه شده است. ابتدا با استفاده از روابط ۱ الی ۱۵ و جداول ۱ الی ۳ که مربوط به معادلات انرژی و انرژی برای اجزاء سیستم پیشنهادی می‌باشند.

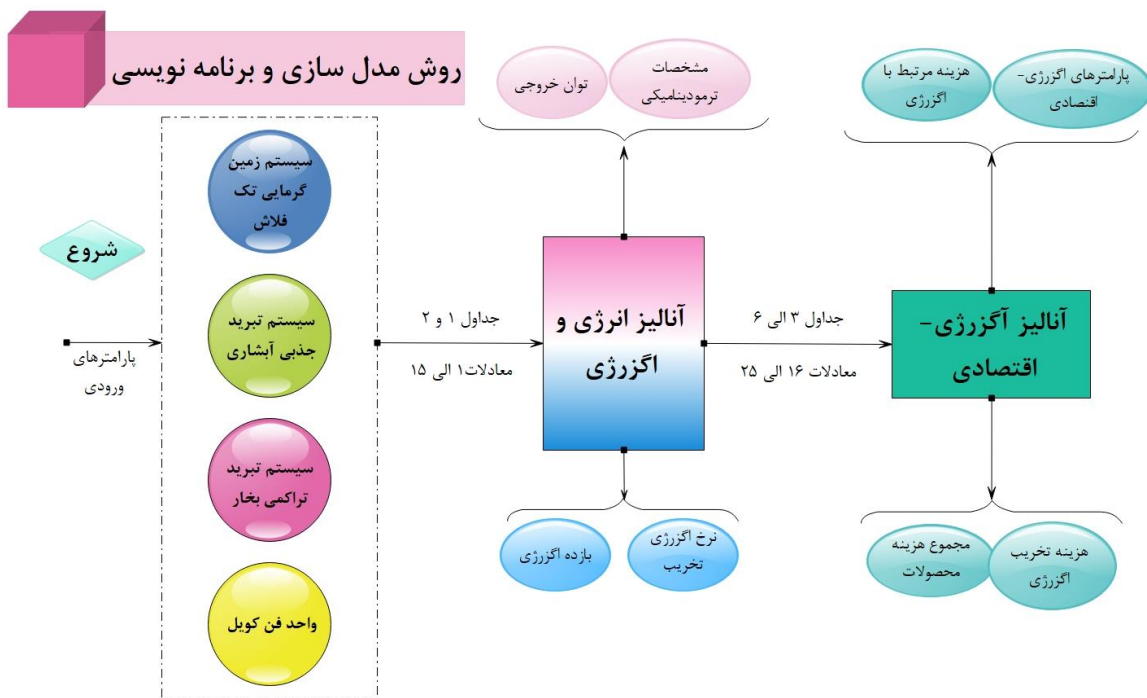
مشخصات ترمودینامیکی نظیر پارامترهای حالت‌های سیستم، مقادیر کار مفید خروجی، بازده انرژی و بازده انرژی همچنین انرژی تخریب اجزاء سیستم پیشنهادی بدست آمده است. سپس با استفاده از روابط ۱۶ الی ۲۵ و جداول ۴ الی ۷ که به تحلیل انرژی-اقتصادی اجزاء سیستم پیشنهادی مربوط می‌شود، مشخصه‌های انرژی-اقتصادی نظیر مجموع هزینه محصولات حاصل می‌شود.

### ۲-۲-۲- فرضیات تحقیق

- عملکرد سیستم در حالت پایا انجام گرفته شده است.
- مبرد در خروجی چگالنده و تبخیرکننده-چگالنده بخش تبرید تراکمی به شکل مایع اشباع و در خروجی تبخیرکننده-چگالنده بخش تبرید جذبی و تبخیرکننده تبرید تراکمی به شکل بخار اشباع در نظر گرفته شده است.
- دمای خروجی از جاذب و مولد به ترتیب با شرایط تعادل اختلاط و جداسازی مطابقت دارد.
- تلفات فشار در خطوط لوله و همه مبدل‌های حرارتی ناچیز می‌باشد.
- توربین، پمپ‌ها و متراکم‌کننده دارای راندمان آیزونتروپیک هستند.
- مقدار پارامترهای ورودی در حالت پایه جهت تحلیل ترمودینامیکی و انرژی-اقتصادی سیستم در جدول ۱ ارائه

جدول ۱) پارامترهای ورودی در حالت پایه

مقدار	پارامتر	توضیح
۰٫۸۷۵	$P_0$ (bar)	فشار مرجع
۱۰	$P_2$ (bar)	فشار محفظه فلاش
۳۱۰٫۷۷	$T_0$ (K)	دمای مرجع
۴۶۳٫۲	$T_1$ (K)	دمای منبع زمین گرمایی
۳۱۳٫۲	$T_{12}$ (K)	دمای چگالنده
۲۸۳٫۲	$T_{14}$ (K)	دمای تبخیرکننده-چگالنده بخش تبرید جذبی
۲۵۳٫۲	$T_{23}$ (K)	دمای تبخیرکننده بخش تبرید تراکمی
۰٫۸۵	$\eta_{Pu}$	بازده آیزونتروپیک پمپ
۰٫۸۵	$\eta_{Com}$	بازده آیزونتروپیک متراکم کننده
۰٫۸	$\eta_{ST}$	بازده آیزونتروپیک توربین بخار
۰٫۶۴	$\epsilon_{HX2}$	ضریب اثربخش مبدل حرارتی ۲
۲	$\dot{m}_1$ (kg/s)	دبی جرمی منبع زمین گرمایی
۳۱	$\Phi_f$ (%)	رطوبت نسبی هوای تازه
۳۰٫۳	$T_R$ (K)	دمای هوای برگشتی
۲۵	$\Phi_R$ (%)	رطوبت نسبی هوای برگشتی
۵۰	$R$ (%)	نسبت هوای تازه
۱٫۵	$\dot{V}_{mix}$ (m <sup>3</sup> /s)	دبی حجمی هوای ترکیبی



شکل ۲- روش و نحوه مدلسازی سیستم پیشنهادی

۲-۴- تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی

با استفاده از معادلات بقای انرژی، غلظت و جرم برای شبیه‌سازی ترمودینامیکی یک حجم کنترل می‌توان نوشت [۲۵]:

$$\sum (\dot{m}h)_{in} - \sum (\dot{m}h)_{out} + \dot{Q} - \dot{W} = 0 \quad (1)$$

$$\sum (\dot{m}X)_{in} - \sum (\dot{m}X)_{out} = 0 \quad (2)$$

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0 \quad (3)$$

که  $\dot{m}$  دبی جرمی سیال،  $X$  غلظت آب آمونیاک،  $\dot{W}$  کار خروجی و  $\dot{Q}$  گرمای ورودی به حجم کنترل می‌باشد. برای ارزیابی خواص ترمودینامیکی هوا در خروجی متراکم‌کننده هوا و توربین بخار لازم است بازده آیزنتروپیک به صورت زیر تعریف شود:

$$\eta_{com} = \frac{h_{in} - h_{out,s}}{h_{in} - h_{out}} \quad (4)$$

$$\eta_{ST} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out,s}}$$

که در آن  $h_{out}$ ،  $h_{in}$ ،  $h_{out,s}$  به ترتیب آنتالپی مولی خاص در خروجی، آنتالپی مولی ورودی و آنتالپی مولی خروجی در متراکم‌کننده و توربین آیزنتروپیک می‌باشد. روابط انرژی با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک به شکل زیر نوشته می‌شود [۲۵]:

$$\dot{E}x_Q + \dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} + \dot{W} + \dot{E}x_D \quad (5)$$

در معادله ۵، انرژی اجزاء و نرخ انرژی حالت‌های مختلف با علائم  $\dot{E}$  و  $\dot{E}x_D$  نشان داده می‌شود. در بالانس انرژی مقدار  $\dot{E}x_Q$  قابل صرف‌نظر می‌باشد. نرخ انرژی با رابطه زیر نیز محاسبه می‌شود [۲۵]:

$$\dot{E}x = \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{ch} \quad (6)$$

انرژی فیزیکی با ماکزیمم کار قابل دسترس برای سیال برابر می‌باشد و اینچنین محاسبه می‌شود [۲۵]:

$$\dot{E}x_{ph} = \sum \dot{m}_i ((h - h_0) - T_0 (s - s_0)) \quad (7)$$

در رابطه بالا،  $T$  نشانگر دمای مطلق و زیروند ۰ نشان دهنده حالت مرجع می‌باشد. پارامتر  $h$  و  $s$ ، آنتالپی و آنتروپی سیال را در هر نقطه نشان می‌دهد.  $h_0$  و  $s_0$  پارامترهای حالت مرجع هستند  $(T_0, P_0)$ .

تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی شامل تحلیل انرژی و انرژی برای هر یک از اجزای سیستم پیشنهادی به ترتیب در جدول ۲ و جدول ۳ ارائه شده است.

نام جزء	معادله تعادل انرژی
محفظه فلاش	$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_6 h_6$
توربین بخار	$\dot{W}_{ST} = \dot{m}_2 (h_2 - h_3)$
مبدل حرارتی ۱	$\dot{Q}_{HX1} = \dot{m}_3 (h_3 - h_4)$ $\dot{Q}_{HX1} = \dot{m}_9 (h_{10} - h_9)$
پمپ ۱	$\dot{W}_{Pu1} = \dot{m}_4 (h_5 - h_4)$
مولد	$\dot{Q}_{HPG} = \dot{m}_6 (h_6 - h_7)$ $\dot{Q}_{HPG} = \dot{m}_{18} h_{18} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{17} h_{17}$
چگالنده	$\dot{Q}_{Con} = \dot{m}_{11} (h_{11} - h_{12})$ $\dot{Q}_{Con} = \dot{m}_{26} (h_{26} - h_{25})$
مبدل حرارتی ۲	$\dot{Q}_{HX2} = \dot{m}_{17} (h_{17} - h_{16})$ $\dot{Q}_{HX2} = \dot{m}_{18} (h_{18} - h_{19})$
پمپ ۲	$\dot{W}_{Pu2} = \dot{m}_{15} (h_{15} - h_{16})$
جاذب	$\dot{Q}_{ABS} = \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{20} h_{20}$ $\dot{Q}_{ABS} = \dot{m}_{27} (h_{27} - h_{28})$
شیر اختناق ۱	$h_{12} = h_{13}$
شیر اختناق ۲	$h_{19} = h_{20}$
تبخیرکننده-چگالنده	$\dot{Q}_{Eva-Con} = \dot{m}_{14} (h_{14} - h_{13})$ $\dot{Q}_{Eva-Con} = \dot{m}_{24} (h_{24} - h_{21})$
متراکم‌کننده	$\dot{W}_{Com} = \dot{m}_{24} (h_{24} - h_{23})$
شیر اختناق ۳	$h_{21} = h_{22}$
تبخیرکننده	$\dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_{23} (h_{23} - h_{22})$ $\dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_{29} (h_{29} - h_{30})$
واحد هواساز	$\dot{Q}_{AHU} = \dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_{mix} (h_m - h_s)$ $\dot{m}_m h_m = \dot{m}_f h_f + \dot{m}_r h_r$ $\dot{m}_f = R \times \dot{m}_m$ $\epsilon_{AHU} = \frac{(\omega_m - \omega_s)}{(\omega_m - \omega_d)} = \frac{(h_m - h_s)}{(h_m - h_d)}$ $\dot{m}_{water} = \dot{m}_m (\omega_m - \omega_s)$



$$\eta_{\text{energy}} = \frac{\dot{Q}_{\text{HX1}} + \dot{Q}_{\text{Eva}} + \dot{W}_{\text{net}} + (\dot{m}_w * h_{\text{fg}})}{\dot{m}_1(h_1 - h_8)} * 100 \quad (12)$$

$$\eta_{\text{exergy}} = 100 * (\text{EX}_{\text{cooling}} + \text{EX}_{\text{heating}} + \dot{W}_{\text{net}} + (\dot{E}_{22} - \dot{E}_{23})) / (\text{EX}_1 - \text{EX}_8) \quad (13)$$

$$\text{EX}_{\text{cooling}} = \dot{E}_{23} - \dot{E}_{22} \quad (14)$$

$$\text{EX}_{\text{heating}} = \dot{E}_{10} - \dot{E}_9 \quad (15)$$

مجموع هزینه محصولات (SUCP) سیستم می تواند بصورت زیر بیان شود:

$$\text{SUCP} = \frac{\dot{C}_{w.net} + \dot{C}_{30} + \dot{C}_{10} + \dot{C}_{w.freshwater}}{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{E}_{30} + \dot{E}_{10} + \dot{E}_s} \quad (16)$$

SUCP نسبت دلار هزینه شده به توان تولیدی بر حسب گیگاژول در سیستم را نشان می دهد. در اینجا  $\dot{C}_{w.net}$  هزینه توان تولیدی،  $\dot{C}_{w.freshwater}$  نرخ هزینه تولید آب شیرین،  $\dot{C}_{30}$  نرخ هزینه تولید بار سرمایه و  $\dot{C}_{10}$  نرخ تولید بار گرمایش می باشد.

## ۲-۶- تجزیه و تحلیل انرژی-اقتصادی

تجزیه و تحلیل انرژی اقتصادی هر دو جنبه ترمودینامیکی و اقتصادی را در جهت برآورد هزینه کل سیستم، از جمله هزینه های سرمایه گذاری، هزینه های عملیاتی و نگهداری و سایر هزینه های مرتبط در نظر می گیرد. روابط زیر برای تبدیل این هزینه های محاسبه شده به نرخ های هزینه استفاده می شود.

نرخ کلی هزینه برای جزء k سیستم به شکل زیر نوشته می شود [۲۶]:

$$\dot{Z}_k = \text{CRF} * \frac{\phi_r * 365 * 24}{N} * Z_k \quad (17)$$

که N مخفف تعداد ساعت هایی که سامانه در طول یک سال کار می کند،  $\phi_r$  ضریب تعمیر و نگهداری،  $Z_i$  مخفف هزینه خرید جزء k و CRF مخفف ضریب بازایی سرمایه می باشند.

رابطه بالانس هزینه برای جزء k سیستم به شکل زیر نوشته می شود [۲۶]:

جدول ۳) معادلات بالانس انرژی برای اجزاء سیستم

نام جزء	معادله تعادل انرژی
محفظه فلاش	$\dot{E}_{\text{D.FCH}} = \dot{E}_1 - (\dot{E}_2 + \dot{E}_6)$
توربین بخار	$\dot{E}_{\text{D.ST}} = \dot{E}_2 - \dot{E}_3 - \dot{W}_{\text{ST}}$
مبدل حرارتی ۱	$\dot{E}_{\text{D.HX1}} = (\dot{E}_3 + \dot{E}_9) - (\dot{E}_4 + \dot{E}_{10})$
پمپ ۱	$\dot{E}_{\text{D.Pu1}} = \dot{W}_{\text{Pu1}} + \dot{E}_4 - \dot{E}_5$
مولد	$\dot{E}_{\text{D.Gen}} = (\dot{E}_6 + \dot{E}_{17}) - (\dot{E}_{11} + \dot{E}_{18} + \dot{E}_7)$
چگالنده	$\dot{E}_{\text{D.Con}} = \dot{E}_{11} + \dot{E}_{25} - (\dot{E}_{12} + \dot{E}_{26})$
مبدل حرارتی ۲	$\dot{E}_{\text{D.HX2}} = (\dot{E}_{16} + \dot{E}_{18}) - (\dot{E}_{17} + \dot{E}_{19})$
پمپ ۲	$\dot{E}_{\text{D.Pu2}} = \dot{E}_{15} + \dot{W}_{\text{Pu2}} - \dot{E}_{16}$
جاذب	$\dot{E}_{\text{D.ABS}} = \dot{E}_{14} + \dot{E}_{20} + \dot{E}_{27} - (\dot{E}_{15} + \dot{E}_{28})$
شیر اختناق ۱	$\dot{E}_{\text{D.EV1}} = \dot{E}_{12} - \dot{E}_{13}$
شیر اختناق ۲	$\dot{E}_{\text{D.EV2}} = \dot{E}_{19} - \dot{E}_{20}$
تبخیرکننده-چگالنده	$\dot{E}_{\text{D.Eva-Con}} = \dot{E}_{13} + \dot{E}_{24} - (\dot{E}_{14} + \dot{E}_{21})$
متراکم کننده	$\dot{E}_{\text{D.Com}} = \dot{E}_{23} + \dot{W}_{\text{Com}} + \dot{E}_{24}$
شیر اختناق ۳	$\dot{E}_{\text{D.EV3}} = \dot{E}_{21} - \dot{E}_{22}$
تبخیرکننده	$\dot{E}_{\text{D.Eva}} = \dot{E}_{22} + \dot{E}_{29} - (\dot{E}_{23} + \dot{E}_{30})$
واحد هواساز	$\dot{E}_{\text{D.AHU}} = \dot{E}_{30} + \dot{E}_m - \dot{E}_{29} - \dot{E}_s$

## ۲-۵- متغیرهای اساسی سیستم

ضریب عملکرد سیستم در بخش های تبرید جذبی و تبرید تراکمی و همچنین ضریب عملکرد کلی سیستم به ترتیب برابر با روابط (۸)، (۹) و (۱۰) خواهند بود [۱۲]:

$$\text{COP}_{\text{abs}} = \dot{Q}_{\text{Eva-Con}} / (\dot{Q}_{\text{Gen}} + \dot{W}_{\text{Pu2}}) \quad (8)$$

$$\text{COP}_{\text{Vap.Comp}} = \dot{Q}_{\text{Eva-Con}} / \dot{W}_{\text{Com}} \quad (9)$$

$$\text{COP}_{\text{Overall}} = \dot{Q}_{\text{Eva}} / (\dot{Q}_{\text{Gen}} + \dot{W}_{\text{Pu2}} + \dot{W}_{\text{Com}}) \quad (10)$$

کار مفید تولید شده سیستم از رابطه (۱۱) بدست می آید:

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{ST}} - (\dot{W}_{\text{com}} + \dot{W}_{\text{Pu1}} + \dot{W}_{\text{Pu2}}) \quad (11)$$

آبگرم مصرفی و سرمایه تولید شده سیستم به ترتیب برابر با  $\dot{Q}_{\text{HX1}}$  و  $\dot{Q}_{\text{Eva}}$  خواهد بود.

بازده انرژی و بازده انرژی سیستم نیز از روابط (۱۲) و (۱۳) بدست خواهد آمد:

$Z_{HX2} = 12000 * \left(\frac{A_{HX2}}{100}\right)^{0/6}$	مبدل حرارتی ۲
$Z_{Pu2} = 2100 * \left(\frac{W_{Pu2}}{100}\right)^{0/26} * \left(\frac{1 - \eta_{Pu2}}{\eta_{Pu2}}\right)^{0/5}$	پمپ ۲
$Z_{ABS} = 16500 * \left(\frac{A_{ABS}}{100}\right)^{0/6}$	جاذب
$Z_{EV1} = 114/5 * \dot{m}_{12}$	شیر اختناق ۱
$Z_{EV2} = 114/5 * \dot{m}_{19}$	شیر اختناق ۲
$Z_{Eva-Con} = 8000 * \left(\frac{A_{con}}{100}\right)^{0/6}$	تبخیر کننده- چگالنده
$Z_{com} = 2100 * \left(\frac{W_{com}}{100}\right)^{0/26} * \left(\frac{1 - \eta_{com}}{\eta_{com}}\right)^{0/5}$	متراکم کننده
$Z_{EV3} = 114/5 * \dot{m}_{21}$	شیر اختناق ۳
$Z_{Eva} = 16000 * \left(\frac{A_{Eva}}{100}\right)^{0/6}$	تبخیر کننده
$Z_{AHU} = 8500 * \left(\frac{A_{AHU}}{100}\right)^{0/6}$	واحد هواساز

جدول ۵) معادلات تراز هزینه و معادلات کمکی برای اجزاء سیستم

نام جزء	معادلات هزینه و کمکی
محفظه	معادله هزینه: $\dot{C}_1 + \dot{Z}_{FCH} = \dot{C}_2 + \dot{C}_6$
فلاش	معادله کمکی: $C_2 = C_6 \cdot C_2 = 15/24 \$ /GJ$
توربین	معادله هزینه: $\dot{C}_2 + \dot{Z}_{st} = \dot{C}_3 + \dot{C}_{W,ST}$
بخار	معادله کمکی: $C_2 = C_3$
مبدل حرارتی ۱	معادله هزینه: $\dot{C}_3 + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{HX1} = \dot{C}_4 + \dot{C}_{10}$
	معادله کمکی: $C_9 = 0 \cdot C_3 = C_4$
پمپ ۱	معادله هزینه: $\dot{C}_4 + \dot{C}_{W,Pu1} + \dot{Z}_{Pu1} = \dot{C}_5$
	معادله کمکی: $C_{W,Pu1} = C_{W,ST}$
مولد	معادله هزینه: $\dot{C}_6 + \dot{C}_{17} + \dot{Z}_{Gen} = \dot{C}_7 + \dot{C}_{18} + \dot{C}_{11}$
	معادله کمکی: $\frac{\dot{C}_{18} - \dot{C}_{17}}{\dot{E}_{18} - \dot{E}_{17}} = \frac{\dot{C}_{11} - \dot{C}_{17}}{\dot{E}_{11} - \dot{E}_{17}}$
چگالنده	معادله هزینه: $\dot{C}_{11} + \dot{C}_{25} + \dot{Z}_{con} = \dot{C}_{12} + \dot{C}_{26}$
	معادله کمکی: $\frac{\dot{C}_{12}}{\dot{E}_{12}} = \frac{\dot{C}_{11}}{\dot{E}_{11}} \cdot C_{25} = 0$
مبدل حرارتی ۲	معادله هزینه: $\dot{C}_{16} + \dot{C}_{18} + \dot{Z}_{HX2} = \dot{C}_{17} + \dot{C}_{19}$
	معادله کمکی: $C_{16} = C_{17}$
پمپ ۲	معادله هزینه: $\dot{C}_{15} + \dot{C}_{W,Pu2} + \dot{Z}_{Pu2} = \dot{C}_{16}$
	معادله کمکی: $C_{W,Pu2} = C_{W,ST}$
جاذب	معادله هزینه: $\dot{C}_{14} + \dot{C}_{20} + \dot{C}_{27} + \dot{Z}_{ABS} = \dot{C}_{15} + \dot{C}_{28}$

$$\dot{C}_{Q,k} + \sum \dot{C}_{in,k} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{W,k} + \sum \dot{C}_{out,k} \quad (18)$$

که  $\dot{C}_{in,k}$  مخفف نرخ هزینه جریان ورودی جزء  $k$ ،  $\dot{C}_{out,k}$  مخفف نرخ هزینه جریان خروجی جزء  $k$ ،  $\dot{C}_W$  مخفف نرخ هزینه کار و  $\dot{C}_Q$  مخفف نرخ هزینه انتقال حرارت می‌باشند. انرژی و نرخ هزینه با این رابطه به هم مرتبط می‌شوند [۲۶]:

$$\dot{C}_i = c_i * \dot{E}_{X_i} \quad (19)$$

مقدار CRF از رابطه (۵۵) بدست می‌آید [۲۶]:

$$CRF = \frac{(K_i (1 + K_i)^{nr})}{((1 + K_i)^{nr} - 1)} \quad (20)$$

در اینجا،  $K$  مخفف نرخ بهره و  $nr$  مخفف طول عمر سیستم می‌باشد.

نرخ هزینه تخریب انرژی جزء  $k$  به صورت زیر بیان می‌شود [۲۶]:

$$\dot{C}_{D,i} = c_{f,i} * \dot{E}_{X_{D,i}} \quad (\text{If } \dot{E}_{X_{p,i}} = \text{constant}) \quad (21)$$

تفاوت هزینه نسبی ( $r_i$ ) و ضریب انرژی-اقتصادی ( $f_i$ ) برای عنصر  $i^{th}$  به صورت زیر بیان می‌شود [۲۶]:

$$r_i = (C_{P,i} - C_{F,i}) / C_{F,i} \quad (22)$$

$$f_i = \dot{Z}_i / (\dot{Z}_i + \dot{C}_{D,i}) \quad (23)$$

تابع هزینه و روابط تعادل هزینه برای هر یک از اجزای سیستم تبرید تراکمی-جذبی آبشاری متصل به واحد هواساز راه اندازی شده با منبع انرژی زمین گرمایی به ترتیب در جدول ۴ و ۵ ارائه شده است.

جدول ۴) معادلات تابع هزینه برای هر یک از اجزای سیستم [۲۶]

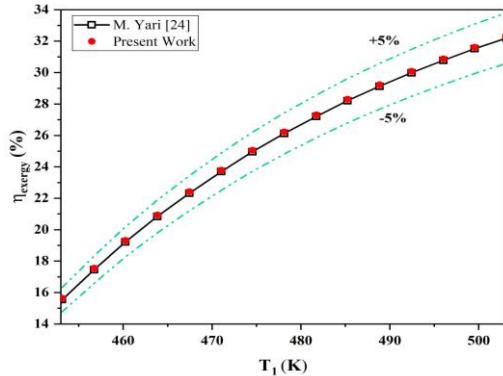
نام جزء	تابع هزینه
محفظه فلاش	$Z_{FCH} = 0$
توربین بخار	$Z_{ST} = 6000 * (W_{ST})^{0/7}$
مبدل حرارتی ۱	$Z_{HX1} = 130 * \left(\frac{A_{HX1}}{0/093}\right)^{0/78}$
پمپ ۱	$Z_{Pu1} = 1120 * (W_{Pu1})^{0/8}$
مولد	$Z_{Gen} = 17500 * \left(\frac{A_{Gen}}{100}\right)^{0/6}$
چگالنده	$Z_{con} = 8000 * \left(\frac{A_{con}}{100}\right)^{0/6}$

جدول (۷) پارامترهای اقتصادی مورد نیاز برای ارزیابی آگرزری- اقتصادی سیستم پیشنهادی

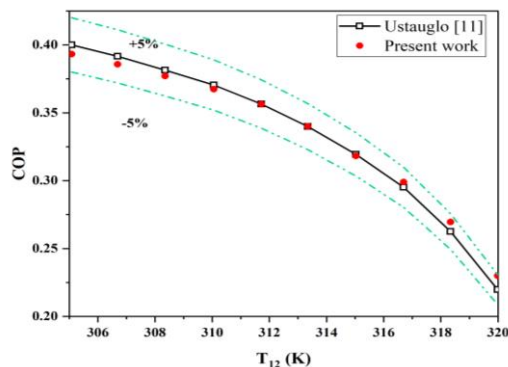
مقادیر	پارامترها
تعداد ساعت سالانه (N)	۸۰۰۰ ساعت
طول عمر مورد انتظار قطعات (n)	۲۰ سال
فاکتور نگهداری ( $\phi$ )	۱٫۰۶
نرخ بهره ( $i_r$ )	۵٫۰۵
قیمت سوخت	۷٫۲۶ دلار بر گیگاژول

### ۳- اعتبارسنجی

اعتبار داده‌های به دست آمده در طول تحقیق حاضر، به وسیله مقایسه با سیستم‌های مرتبط بررسی شده است. شکل‌های (۳) و (۴) به ترتیب نمودار اعتبارسنجی برای سیستم‌های زمین گرمایی تک فلاش و تبرید جذبی- تراکمی آبشاری از مقاله‌های مرجع [۲۸] و [۱۲] را نشان می‌دهند. همانطوریکه مشخص می‌باشد مقادیر حاصل شده برای کار حاضر نزدیک به مقادیر مقالات مرجع بوده و به وضوح قابل مشاهده است که اختلاف نسبی مقادیر کار حاضر و مقالات مرجع کمتر از ۵ درصد می‌باشد.



شکل (۳) نمودار اعتبارسنجی سیستم زمین گرمایی تک فلاش



شکل (۴) نمودار اعتبارسنجی سیستم تبرید جذبی تراکمی آبشاری

معادله کمکی:	$\frac{\dot{C}_{15}}{\dot{E}_{15}} = \frac{\dot{C}_{20} + \dot{C}_{14}}{\dot{E}_{20} + \dot{E}_{14}} \cdot C_{27}$	
	$= 0$	
شیر اختناق ۱	معادله هزینه:	$\dot{C}_{12} + \dot{Z}_{EV1} = \dot{C}_{13}$
شیر اختناق ۲	معادله هزینه:	$\dot{C}_{19} + \dot{Z}_{EV2} = \dot{C}_{20}$
تبخیر کننده- چگالنده	معادله هزینه:	$\dot{C}_{13} + \dot{C}_{24} + \dot{Z}_{Eva-con} = \dot{C}_{14} + \dot{C}_{21}$
	معادله کمکی:	$C_{13} = C_{14}$
متراکم کن نده	معادله هزینه:	$\dot{C}_{23} + \dot{C}_{w.com} + \dot{Z}_{com} = \dot{C}_{24}$
	معادله کمکی:	$C_{w.com} = C_{w.ST}$
شیر اختناق ۳	معادله هزینه:	$\dot{C}_{21} + \dot{Z}_{EV3} = \dot{C}_{22}$
تبخیر کننده	معادله هزینه:	$\dot{C}_{22} + \dot{C}_{29} + \dot{Z}_{Eva} = \dot{C}_{23} + \dot{C}_{30}$
	معادله کمکی:	$C_{23} = C_{22} \cdot C_{29} = 0$
واحد هواساز	معادله هزینه:	$\dot{C}_{30} + \dot{Z}_{AHU} = \dot{C}_{29} + \dot{C}_{w.freshwater}$
	معادله کمکی:	$C_{w.AHU} = C_{w.ST}$

بر اساس تعریف اختلاف دمای میانگین لگاریتمی ( $\Delta T_{LMTD}$ ) و ضریب انتقال حرارت کلی ( $U_k$ )، سطح انتقال حرارت می‌تواند به صورت زیر محاسبه شود [۲۶]:

$$A_k = \dot{Q}_k / U_k \Delta T_{LMTD.k} \quad (24)$$

ضرایب انتقال حرارت کلی برای هر یک از مبدل‌های حرارتی در جدول ۶، ارائه شده است [۲۶]:

جدول ۶ ضریب انتقال حرارت کلی برای مبدل‌های حرارتی

اجزاء	U (kW/m <sup>2</sup> K)
مولد	۱/۶
مبدل‌های حرارتی	۱/۱
جاذب	۰/۸۵

نرخ هزینه مربوط به تورم و به روز شده به شرح زیر می‌باشد [۲۶]:

هزینه در سال مرجع = هزینه اصلی

$$\text{هزینه تورم برای سال اصلی} = \frac{\text{هزینه تورم برای سال مرجع}}{*} \quad (25)$$

همچنین پارامترهای اقتصادی مورد نیاز برای ارزیابی سیستم در جدول ۷، ارائه شده است [۲۷].

## ۴- بحث و نتایج

جدول ۸ مقادیر متغیرهای اساسی سیستم در حالت پایه بر اساس اطلاعات ورودی از جدول ۱ را نشان می‌دهد. بازده انرژی، بازده انرژی و همچنین توان تولیدی سیستم به ترتیب  $۰.۷۳/۴۶$ ،  $۳۲.۲۵\%$  و  $۹.۷۸$  کیلووات می‌باشد. آب شیرین در بخش هواساز با دبی جرمی  $۴۳/۳۷$  لیتر بر ساعت تولید می‌شود و دمای فراهم شده برای خانه  $۲۹۲$  درجه کلون یا  $۱۹$  درجه سلسیوس می‌باشد. مجموع هزینه محصولات برای سیستم فوق  $۱۱۰$  دلار بر گیگاژول بدست آمده است. نرخ تولید آبگرم مصرفی و بار سرمایه‌گذاری به ترتیب  $۹۰/۸۱$  کیلووات و  $۳۲/۸۲$  کیلووات می‌باشد.

جدول ۸) جدول نتایج متغیرهای اساسی سیستم در حالت پایه

مقدار	متغیر
۰.۳۵۱۶	COP <sub>Overall</sub>
۹.۷۸	$\dot{W}_{net}$ (kW)
۹۰.۸۱	$\dot{Q}_{Heating}$ (kW)
۳۲.۸۲	$\dot{Q}_{Cooling}$ (kW)
۱۴.۳۷	$\dot{m}_{water}$ (lit/h)
۲۹۲.۱	$T_s$ (K)
۲.۱۰۶	$\dot{Z}_{total}$
۲۳۴.۵	Ex <sub>D,Overall</sub> (kW)
۷۳.۴۶	$\eta_{energy}$ (%)
۳۲.۲۵	$\eta_{exergy}$ (%)
۱۱۰.۱	SUCP (\$/GJ)

شکل (۵) تاثیر دمای سیال زمین گرمایی ( $T_1$ ) را بر روی متغیرهای اساسی سیستم نشان می‌دهد. با افزایش  $T_1$  مقدار گرمای مبادله شده در مبدل حرارتی ۱، همچنین کار تولیدی در توربین بخار افزایش می‌یابد که این امر باعث صعودی بودن نمودار کار مفید و بازده انرژی خواهد بود. همچنین با افزایش کار مفید و انرژی سرمایه‌گذاری، صورت کسر بازده انرژی طبق رابطه (۱۳) افزایش بیشتری نسبت به مخرج آن خواهد یافت به همین دلیل نمودار انرژی نیز صعودی خواهد بود. افزایش کار مفید از لحاظ اقتصادی به نفع سیستم خواهد بود یعنی نسبت دلار هزینه شده به گیگاژول تولیدی به علت تولید کار بیشتر، کاهش می‌یابد که این

مسئله باعث نزولی شدن روند SUCP خواهد بود.

شکل (۶) تاثیر پارامتر دبی جرمی منبع زمین گرمایی ( $\dot{m}_1$ ) را نسبت به متغیرهای اساسی تصمیم‌گیری سیستم نشان می‌دهد. با افزایش دبی جرمی خروجی از منبع زمین گرمایی، دبی جرمی عبوری از توربین بخار افزایش می‌یابد که باعث افزایش کار تولیدی توربین بخار می‌شود و این امر منجر به افزایش روند کار مفید خروجی می‌شود. با همان استدلال ارائه شده در شکل (۵) در مورد متغیر SUCP به طور مشابه، با افزایش  $\dot{W}_{net}$  روند تغییرات نمودار SUCP مسلماً نزولی خواهد شد. با افزایش دبی جرمی خروجی از منبع زمین گرمایی، انرژی آن نیز افزایش می‌یابد که این مسئله باعث افزایش مخرج کسر بازده انرژی رابطه (۱۳) می‌شود، از طرف مقابل متغیر کار مفید خروجی طبق تحلیل‌های گفته شده افزایش یافته و باعث افزایش صورت کسر بازده انرژی رابطه (۱۳) می‌شود. این افزایش دو طرفه صورت و مخرج کسر بازده انرژی منتج به یک عدد ثابت می‌شود که در طی روند تغییر دبی جرمی خروجی از منبع زمین گرمایی همواره نمودار آن نسبت به بازده انرژی یک روند ثابتی خواهد داشت. در مورد متغیر بازده انرژی، به دلیل اینکه نسبت شیب صعودی صورت کسر بازده انرژی به علت افزایش کار مفید خروجی و همچنین گرمای مبادله شده نسبت به شیب صعودی مخرج آن بیشتر می‌باشد روند نمودار آن صعودی خواهد بود.

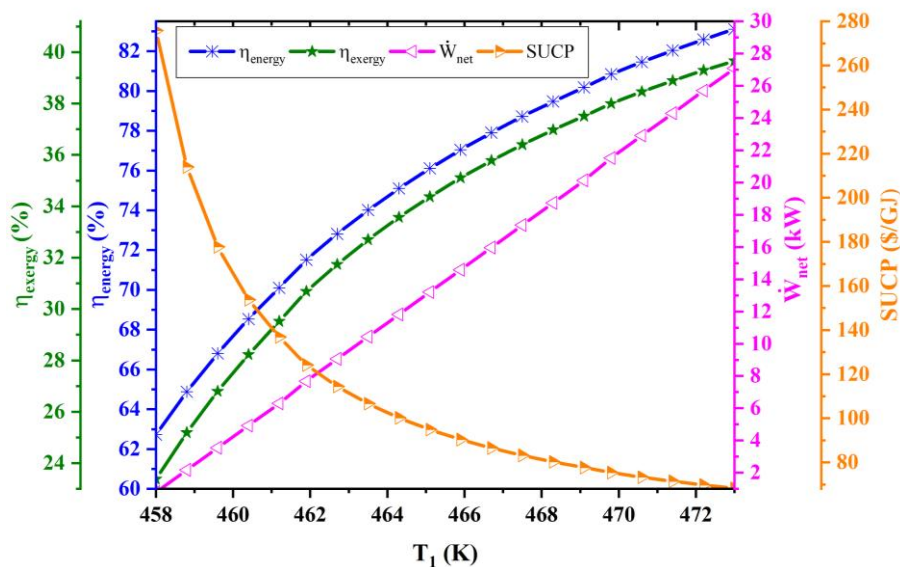
شکل (۷) روند تاثیر دمای خروجی از چگالنده را بر روی متغیرهای اساسی سیستم نشان می‌دهد. با افزایش دمای خروجی از چگالنده سیستم تبرید جذبی، مقدار آنتالپی آن افزایش می‌یابد که این مسئله بدلیل مساوی بودن آنتالپی ورودی و خروجی از شیر اختناق ۱، باعث افزایش آنتالپی ورودی به جزء تبخیرکننده-چگالنده بخش تبرید جذبی آبشاری نیز می‌شود. از همین رو اختلاف آنتالپی ورودی و خروجی از جزء تبخیرکننده-چگالنده سیستم تبرید جذبی با افزایش دمای خروجی از چگالنده کاهش یافته و طبق معادله انرژی جدول ۲ برای جزء تبخیرکننده-چگالنده  $\dot{Q}_{Eva-con}$  کمتر می‌شود؛ این بدین معنی می‌باشد که متراکم‌کننده سیستم تبرید تراکمی توان کمتری برای پیشبرد هدف انتقال حرارت نیاز خواهد داشت. با کاهش کار متراکم‌کننده، کار مفید خروجی افزایش می‌یابد و روند کار مفید همواره با افزایش دمای خروجی از چگالنده صعودی خواهد بود. همچنین گرمایی که تبخیرکننده مبادله می‌کند

دلیل طبق تحلیل شکل (۷) روند تمامی متغیرها برای شکل (۸) دقیقاً بالعکس شکل (۷) خواهد شد.

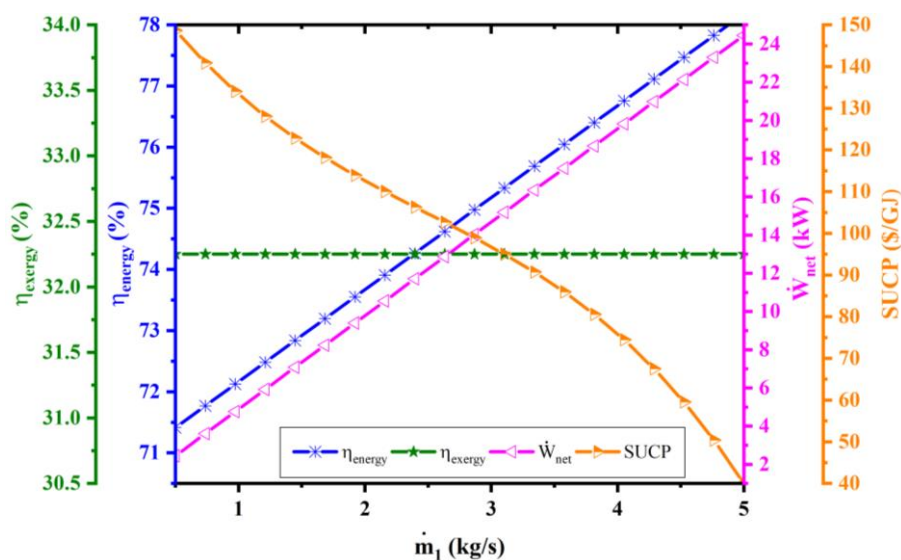
در شکل (۹) تاثیر پارامتر دمای خروجی از تبخیرکننده بر روی متغیرهای تصمیم گیری ترسیم شده است. با افزایش دمای خروجی از چگالنده آنتالپی آن افزایش یافته و با توجه به معادله انرژی برای جزء متراکم کننده در جدول ۲، مشخصاً مقدار کار انجام شده توسط متراکم کننده کاهش می یابد. با ثابت ماندن کارهای پمپ ۱، پمپ ۲ و توربین بخار بدلیل بی تاثیر بودن حالت ۲۳ بر روی این پارامترها مسلماً نمودار تغییرات کار مفید خروجی همواره با افزایش دمای تبخیرکننده روندی صعودی دارد. همچنین با توجه به معادله انرژی جزء تبخیرکننده با افزایش آنتالپی خروجی از تبخیرکننده مقدار  $\dot{Q}_{Eva}$  افزایش یافته و با توجه به افزایش مقدار گرمای مبادله شده در تبخیرکننده و کار مفید خروجی قطعاً نمودار بازده انرژی نیز اکیدا صعودی خواهد بود. با توجه به تحلیل متغیر SUCP، با افزایش مقدار  $\dot{W}_{net}$  متغیر SUCP نیز روند نزولی خواهد داشت. بازده انرژی نیز متناسب با مقدار  $\dot{W}_{net}$  که صعودی می باشد و با علم به اینکه افزایش آنتالپی خروجی از تبخیرکننده باعث افزایش انرژی آن می شود، با توجه به رابطه (۱۴) انرژی سرمایه گذاری افزایش می یابد، که افزایش این دو متغیر، روند بازده انرژی را طبق رابطه (۱۳) با افزایش دمای تبخیرکننده-چگالنده روندی اکیدا صعودی خواهد کرد.

با افزایش گرمای مبادله شده در بخش تبخیرکننده-چگالنده، کاهش می یابد به همین دلیل بازده انرژی، با کاهش  $\dot{Q}_{Eva}$  روندی نزولی خواهد داشت. با افزایش کار مفید طبق تحلیلی که برای شکل ۵ انجام شد، مقدار متغیر SUCP در کل روندی نزولی خواهد. همچنین با کاهش  $\dot{Q}_{Eva}$ ، اختلاف انرژی ورودی و خروجی از تبخیرکننده کاهش می یابد و هر چند کار مفید افزایش می یابد اما اختلاف انرژی ورودی و خروجی تبخیرکننده صورت رابطه (۱۳) را کاهش داده و باعث نزولی شدن روند بازده انرژی خواهد شد.

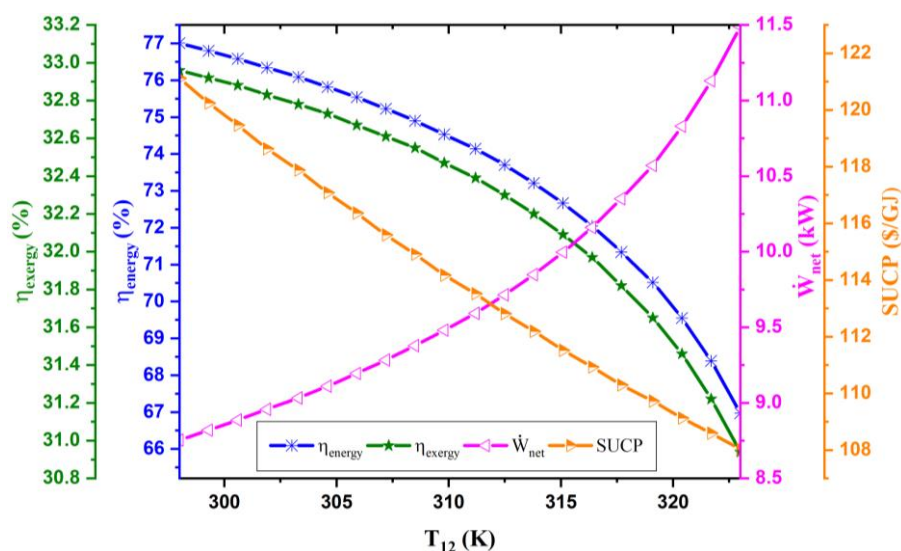
نمودار تاثیر پارامتر دمای خروجی از جزء تبخیرکننده-چگالنده سیستم تبرید جذبی آبشاری در شکل (۸) ارائه شده است. با افزایش دمای خروجی از تبخیرکننده-چگالنده سیستم تبرید جذبی آبشاری روند تغییرات نمودارها و تحلیلها دقیقاً بالعکس تحلیل مربوط به شکل (۷) خواهد بود. به این دلیل که در شکل (۷) با افزایش دمای خروجی از چگالنده که منجر به افزایش آنتالپی ورودی به بخش تبخیرکننده-چگالنده بخش تبرید جذبی می شد طبق معادله انرژی برای جزء تبخیرکننده-چگالنده در جدول ۲،  $\dot{Q}_{Eva-con}$  افزایش می یافت اما در شکل (۸) با افزایش دمای خروجی از تبخیرکننده-چگالنده سیستم تبرید جذبی که باعث افزایش آنتالپی آن می شود، طبق همان رابطه، مقدار متغیر  $\dot{Q}_{Eva-con}$  کاهش می یابد. پس به همین



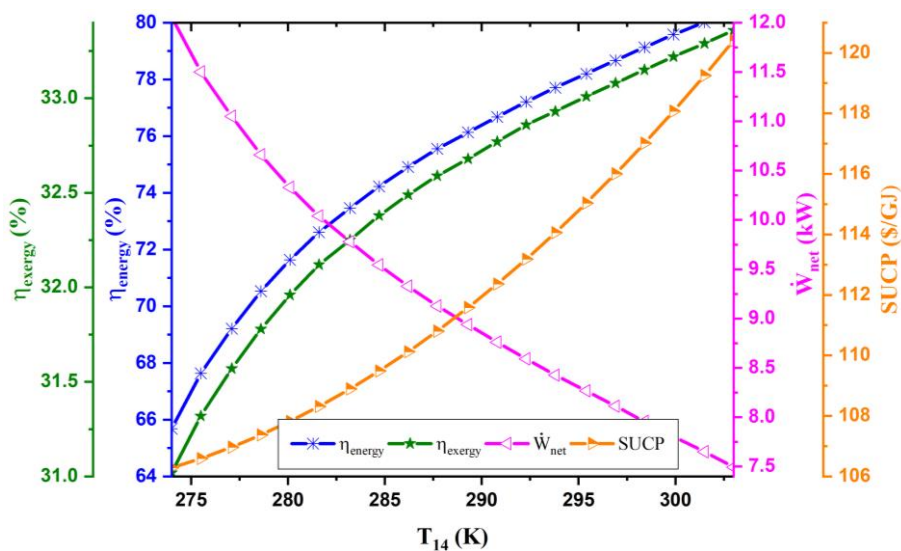
شکل ۵) نمودار تاثیر دمای منبع انرژی زمین گرمایی بر روی متغیرهای تصمیم گیری



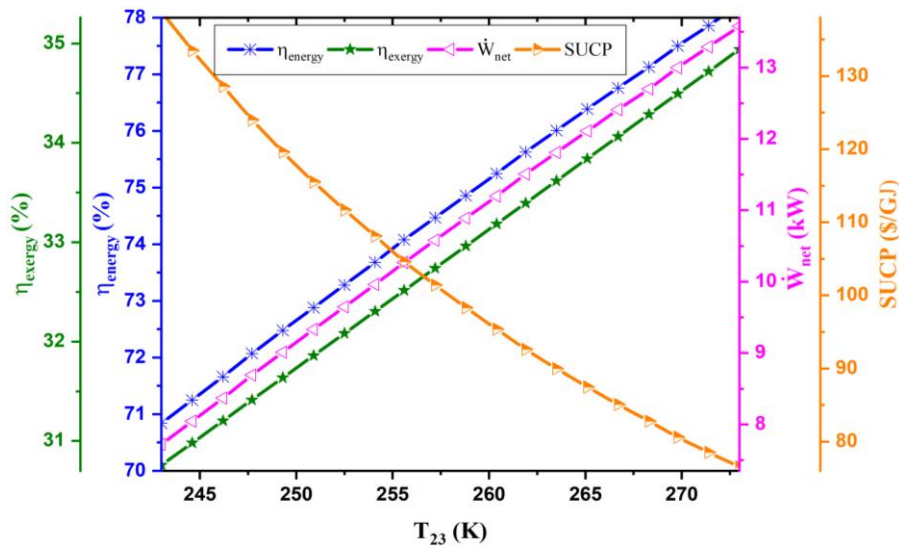
شکل ۶ نمودار تاثیر دبی جرمی سیال منبع زمین گرمایی بر روی متغیرهای تصمیم گیری



شکل ۷ نمودار تاثیر دمای چگالنده بر روی متغیرهای تصمیم گیری

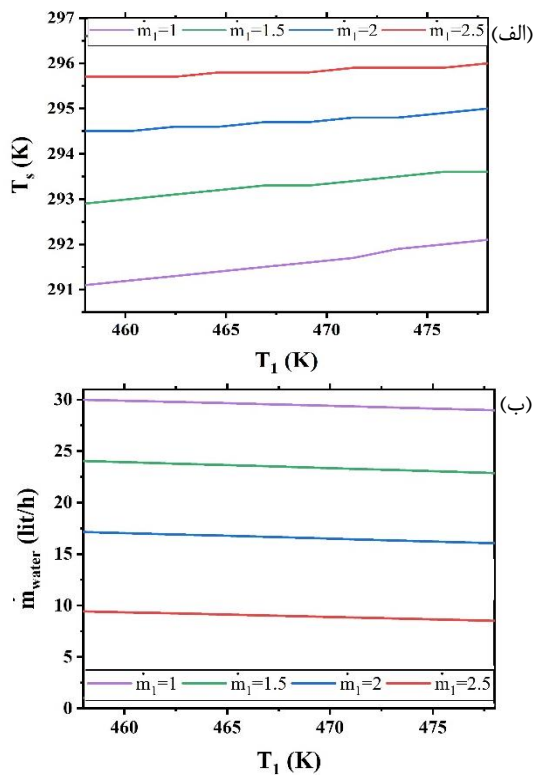


شکل ۸ نمودار تاثیر دمای تبخیرکننده-چگالنده بخش تبرید جذبی آبشاری بر روی متغیرهای تصمیم گیری



شکل ۹) نمودار تاثیر دمای تبخیرکننده بر روی متغیرهای تصمیم گیری

گرمایی تاثیر به سزایی در تولید آب شیرین و دمای فراهم شده خانه ندارد.



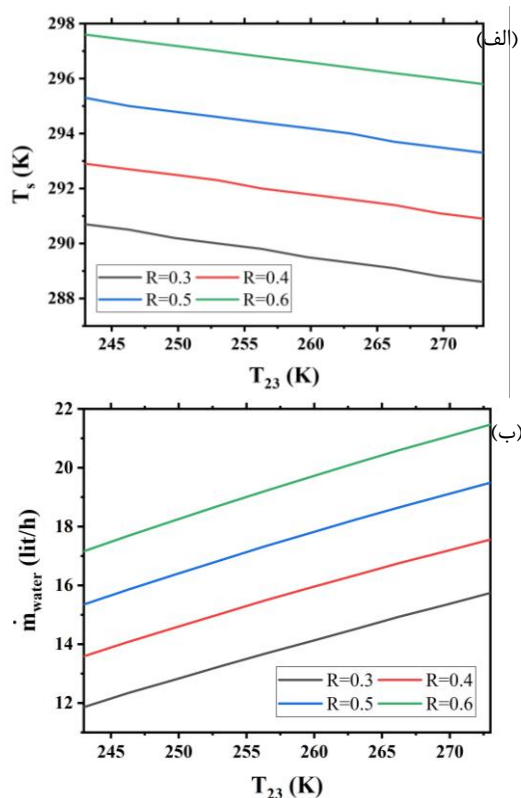
شکل ۱۰- تاثیر پارامترهای دبی و دمای خروجی از منبع زمین گرمایی روی دبی آب شیرین تولیدی و دمای فراهم شده برای خانه

با افزایش  $T_{23}$ ، آنتالپی آن افزایش یافته و طبق معادله انرژی برای جزء تبخیرکننده در جدول ۲ مقدار متغیر  $\dot{Q}_{Eva}$  نیز افزایش می یابد. طبق شکل (۱۲) با افزایش دمای خروجی از تبخیر کننده، دمای فراهم شده برای خانه روندی

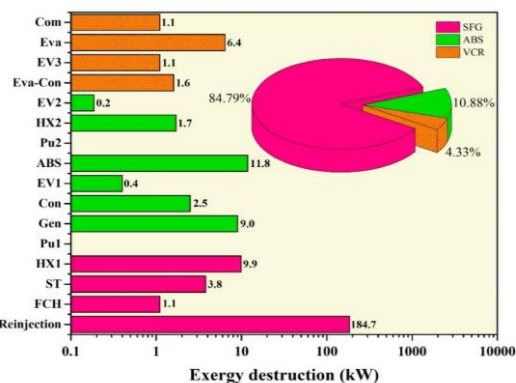
شکل های (۱۰)، (۱۱) و (۱۲) نمودار تاثیر پارامترهای مورد بررسی را بر روی متغیرهای دمای هوای سرد ورودی به ساختمان و دبی آب شیرین تولیدی بر روی واحد هواساز نشان می دهند. افزایش مقدار  $\dot{Q}_{Eva}$  بدین معنی می باشد که، تبخیرکننده گرمای بیشتری را از ساختمان بوسیله هواساز دریافت می کند پس به همین دلیل دمای هوای سرد ورودی به ساختمان را کاهش می دهد و مقدار بیشتری از رطوبت و بخار آب موجود در هوا تبدیل به آب شیرین تولیدی می شود و روند تولید آب با افزایش مقدار  $\dot{Q}_{Eva}$  روند افزایشی خواهد بود و بالعکس.

با توجه به تحلیل های انجام شده برای شکل های (۷) و (۸) که با افزایش دمای  $T_{12}$  و  $T_{14}$  مقدار  $\dot{Q}_{Eva}$  به ترتیب کاهش و افزایش می یافت و طبق استدلال مرتبط با دمای فراهم شده برای خانه و نرخ آب شیرین تولیدی به این نتیجه می رسیم که با افزایش دمای  $T_{12}$  و  $T_{14}$  به ترتیب طبق شکل (۱۱) مقدار پارامتر  $T_s$  روند صعودی و روند نزولی و پارامتر  $\dot{m}_{water}$  روند نزولی و صعودی را تجربه خواهد کرد.

با افزایش  $\dot{m}_1$ ، گرمای مبادله شده در مولد افزایش یافته و باعث افزایش گرمای مبادله شده جزء تبخیرکننده-چگالنده همچنین گرمای مبادله شده در تبخیرکننده می شود. به همین منظور با توجه به افزایش  $\dot{Q}_{Eva}$  می توان به این نتیجه رسید که طبق شکل (۱۰)، با افزایش دبی جرمی خروجی از منبع زمین گرمایی مقدار دمای فراهم شده برای خانه و دبی جرمی آب شیرین تولیدی به ترتیب کاهش و افزایش می یابند. اثر تغییر فشار خروجی از منبع زمین



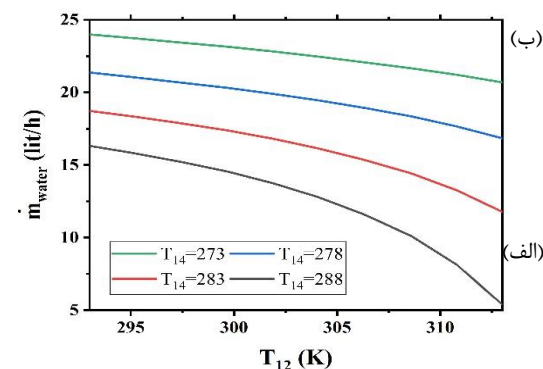
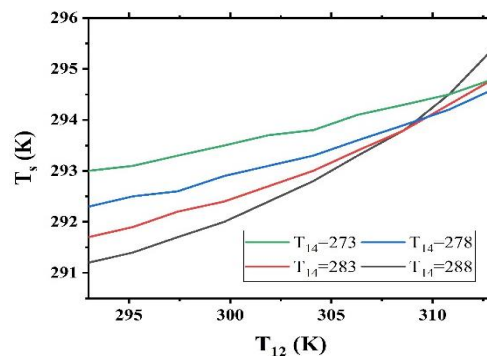
شکل ۱۲- تاثیر پارامتر نسبت هوای تازه و دمای خروجی از تبخیر کننده بر روی آب شیرین تولیدی و دمای فراهم شده برای خانه



شکل ۱۳- مقدار انرژی تخریب اجزاء سیستم در حالت پایه

شکل (۱۳) نشان می‌دهد که بیشترین انرژی تخریب بین سیستم‌های موجود در پژوهش فوق متعلق به سیستم زمین گرمایی تک فلاش با ۸۴٫۷۹ درصد انرژی تخریب کل سامانه می‌باشد و بخش دفع زمین گرمایی بیشترین انرژی تخریب را بین اجزاء مختلف سیستم دارد. کمترین مقدار انرژی تخریب متعلق به پمپ ۱ و پمپ ۲ می‌باشد. بخش تبرید جذبی آبشاری و تبرید تراکمی بخار نیز به ترتیب ۱۰٫۸۸٪ و ۴٫۳۳٪ انرژی تخریب کل سیستم را شامل می‌شوند.

نزولی و دبی آب شیرین تولیدی روند صعودی خواهد داشت. همچنین افزایش پارامتر  $R$ ، طبق معادله انرژی واحد هواساز در جدول ۲، بدین معنی می‌باشد که مقدار دبی جرمی وارد شده از بیرون به داخل خانه یا همان دبی جرمی هوای تازه نسبت به دبی جرمی مخلوط (ترکیب دبی جرمی هوای تازه و هوای برگشتی از هواساز) افزایش می‌یابد. با توجه به این استدلال که هم رطوبت هوای تازه نسبت به رطوبت هوای بازگشتی از هواساز که مقداری رطوبت را در گذر از هواساز از دست داده بیشتر می‌باشد و هم دمای هوای تازه نسبت به دمای هوای بازگشتی از هواساز بیشتر می‌باشد به همین دلیل با افزایش  $R$ ، که منجر به افزایش دبی جرمی هوای تازه می‌شود، مسلماً هم دمای فراهم شده برای خانه افزایش می‌یابد هم دبی آب شیرین تولیدی به دلیل وارد شدن هوای تازه بیشتر با رطوبت بیشتر نیز افزایش می‌یابد.



شکل ۱۱ تاثیر پارامترهای دمای خروجی از چگالنده و تبخیرکننده-چگالنده بر روی آب شیرین تولیدی و دمای فراهم شده برای خانه

شکل (۱۳) ترکیبی از نمودار میله‌ای و دایره‌ای مرتبط با انرژی تخریب سیستم پیشنهادی می‌باشد. نمودار میله‌ای مقدار انرژی تخریب اجزاء مختلف سیستم را نشان می‌دهد و همچنین نمودار دایره‌ای نشان دهنده درصد نسبت انرژی تخریب هر زیرسیستم به انرژی تخریب کل سیستم پیشنهادی می‌باشد.



جدول ۹) جدول خصوصیات ترمودینامیکی تمام حالت‌های سیستم پیشنهادی

حالت	فشار (bar)	دما (K)	آنتالپی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kg.K)	دبی جرمی (kg/s)	اگرزری (kW)	C (\$/GJ)
۱	۱۲٫۵۴	۴۶۳٫۲	۸۰۷٫۴	۲٫۲۳۵	۲	۲۴۵٫۵	۱۵٫۱۷
۲	۱۰	۴۵۳٫۱	۲۷۷۸	۶٫۵۸۶	۰٫۰۴۴۳۹	۳۲٫۸۷	۱۵٫۲۴
۳	۰٫۵	۳۵۴٫۵	۲۳۸۶	۶٫۸۶۲	۰٫۰۴۴۳۹	۶۸٫۱۱	۱۵٫۲۴
۴	۰٫۵	۳۵۴٫۵	۳۴۰٫۵	۱٫۰۹۱	۰٫۰۴۴۳۹	۰٫۵۱۷۶	۱۵٫۲۴
۵	۱۰	۳۵۴٫۳	۳۴۰٫۶	۱٫۰۸۸	۰٫۰۴۴۳۹	۰٫۵۵۵۸	۱۴٫۲۷
۶	۱۰	۴۵۳٫۱	۷۶۲٫۹	۲٫۱۳۹	۱٫۹۵۶	۲۱۱٫۷	۱۵٫۲۴
۷	۱۰	۴۴۳٫۱	۷۱۹	۲٫۰۴۱	۱٫۹۵۶	۱۸۵٫۵	۱۵٫۲۴
۸	۱۰	۴۴۱٫۱	۷۱۰٫۶	۲٫۰۲۲	۲	۱۸۴٫۷	۱۴٫۲۷
۹	۱٫۰۱۳	۲۹۸٫۲	۱۰۴٫۸	۰٫۳۶۶۹	۰٫۶۲۰۴	۰٫۷۰۸	۰
۱۰	۱٫۰۱۳	۳۳۳٫۲	۲۵۱٫۲	۰٫۸۳۱۱	۰٫۶۲۰۴	۱٫۹۷۷	۹۲٫۰۳
۱۱	۱۵٫۵۵	۳۷۳٫۲	۱۶۶۵	۵٫۶۷	۰٫۰۳۷۱	۱۵٫۹۷	۲۷٫۰۴
۱۲	۱۵٫۵۵	۳۱۳٫۲	۳۹۰٫۶	۱٫۶۴۵	۰٫۰۳۷۱	۱۵٫۱	۲۷٫۰۴
۱۳	۶٫۱۵۳	۲۸۳٫۲	۳۹۰٫۶	۱٫۶۷۵	۰٫۰۳۷۱	۱۴٫۷۵	۲۷٫۸۶
۱۴	۶٫۱۵۳	۲۸۳٫۲	۱۴۷۲	۵٫۴۹۴	۰٫۰۳۷۱	۱۰٫۸۲	۲۷٫۸۶
۱۵	۶٫۱۵۳	۳۱۸٫۲	-۳۷٫۵۵	۰٫۵۰۸۶	۰٫۲۱۱	۱۱٫۶۸	۳۲٫۴
۱۶	۱۵٫۵۵	۳۱۸٫۳	-۳۶٫۱۸	۰٫۵۰۹۲	۰٫۲۱۱	۱۱٫۹۳	۳۲٫۹۴
۱۷	۱۵٫۵۵	۳۴۱٫۱	۶۷٫۶۳	۰٫۸۲۴۲	۰٫۲۱۱	۱۳٫۱۷	۳۲٫۹۴
۱۸	۱۵٫۵۵	۳۷۳٫۲	۲۱۹٫۸	۱٫۲۴۷	۰٫۱۷۳۹	۱۴٫۴۷	۲۹٫۹۲
۱۹	۱۵٫۵۵	۳۴۵٫۷	۹۳٫۸۷	۰٫۸۹۶۳	۰٫۱۷۳۹	۱۱٫۵۱	۳۵٫۸۴
۲۰	۶٫۱۵۳	۳۳۸٫۵	۹۳٫۸۷	۰٫۹۰۰۳	۰٫۱۷۳۹	۱۱٫۳	۳۶٫۷۵
۲۱	۵٫۷۲۱	۲۹۳٫۲	۷۲٫۳۲	۰٫۳۰۰۶	۰٫۲۰۶۳	۱۱٫۷۱	۵۱٫۲۳
۲۲	۱٫۳۲۸	۲۵۳٫۲	۷۹٫۳۲	۰٫۳۱۷۳	۰٫۲۰۶۳	۱۰٫۶۵	۵۶٫۶
۲۳	۱٫۳۲۸	۲۵۳٫۲	۲۳۸٫۴	۰٫۹۴۵۶	۰٫۲۰۶۳	۳٫۱۵۹	۵۶٫۶
۲۴	۵٫۷۲۱	۳۰۵٫۶	۲۷۳٫۸	۰٫۹۶۳۲	۰٫۲۰۶۳	۹٫۳۴	۵۱٫۰۲
۲۵	۰٫۸۸	۲۹۸٫۲	۱۰۴٫۸	۰٫۳۶۶۹	۲٫۲۶۱	۲٫۵۵۱	۰
۲۶	۰٫۸۸	۳۰۳٫۲	۱۲۵٫۷	۰٫۴۳۶۵	۲٫۲۶۱	۰٫۹۳۳۹	۳۳٫۹۳
۲۷	۰٫۸۸	۳۰۳٫۲	۱۲۵٫۷	۰٫۴۳۶۵	۳٫۷۷۱	۱٫۵۵۸	۰
۲۸	۰٫۸۸	۳۰۸٫۲	۱۴۶٫۷	۰٫۵۰۴۹	۳٫۷۷۱	۰٫۱۹۵۸	۱۹۶۶
۲۹	۰٫۸۸	۳۰۳٫۲	۱۲۵٫۷	۰٫۴۳۶۵	۱٫۵۶۹	۰٫۶۴۸۱	۰
۳۰	۰٫۸۸	۲۹۸٫۲	۱۰۴٫۸	۰٫۳۶۶۹	۱٫۵۶۹	۱٫۷۷	۲۵۸

## ۵- نتیجه گیری

در این مقاله، آنالیز عملکردی شامل تحلیل انرژی، انرژی و انرژی-اقتصادی برای یک سیستم تولید محصولات چندگانه توان، آبگرم مصرفی، بار سرمایش و آب شیرین انجام شد. سیستم مورد نظر از یک بخش زمین گرمایی، یک بخش تبرید جذبی آبشاری و یک بخش تبرید تراکمی متصل به واحد هواساز تشکیل شده است. خصوصیات ترمودینامیکی شامل پارامترهای فشار، دما، آنتالپی، آنتروپی، دبی جرمی، انرژی و نرخ هزینه مرتبط با انرژی برای تمام نقاط سیستم پیشنهادی در جدول ۹ ارائه شده است. از روی پارامترهای موجود در جدول ۹ و روابط ترمودینامیکی و انرژی-اقتصادی، مقادیر تولید توان، بار سرمایش، آبگرم مصرفی و آب شیرین برای سیستم پیشنهادی در حالت پایه به ترتیب برابر با ۹,۷۸ کیلووات، ۳۲,۸۲ کیلووات، ۹۰,۸۱ کیلووات و ۱۴,۳۷ لیتر بر ساعت

بدست آمده است. دمای فراهم شده برای خانه نیز از ۳۱۰ درجه کلوین به ۲۹۲ درجه کلوین توسط واحد هواساز کاهش یافت. تحلیل پارامتری برای یافتن تاثیر پارامترهای مختلف بر روی متغیرهای اساسی، عملکرد سیستم، دمای فراهم شده برای خانه و همچنین آب تولیدی انجام شد. با افزایش پارامترهای  $\dot{m}_1$ ,  $T_{14}$ ,  $T_{23}$  و  $R$  و کاهش  $T_{12}$  مقدار نرخ تولید آب شیرین افزایش می‌یابد. تحلیل انرژی نیز به ما نشان داد که بیشترین تخریب انرژی متعلق به سیستم زمین گرمایی با مقدار ۸۴,۸ درصد مجموع کل انرژی‌های تخریب سیستم می‌باشد و جزء دفع زمین گرمایی بیشترین انرژی تخریب را نسبت به سایر اجزا دارد. کمترین تخریب انرژی نیز متعلق به پمپ ۱ و پمپ ۲ می‌باشد. طبق تحلیل انرژی-اقتصادی برای تولید ۱ گیگاژول توان در حالت پایه برای سیستم فوق بایستی ۱۱۰,۱ دلار برای سیستم مورد نظر هزینه پرداخت کرد.

## ۶- مراجع

- [1] A. Coskun, A. Bolatturk, and M. Kanoglu. "Thermodynamic and economic analysis and optimization of power cycles for a medium temperature geothermal resource." *Energy conversion and management* 78 (2014): 39-49.
- [2] S. Ahmadi, H. Ghaebi, and A. Shokri. "A comprehensive thermodynamic analysis of a novel CHP system based on SOFC and APC cycles." *Energy* 186 (2019): 115899.
- [3] T. Hai, M. Asadollahzadeh, B.S. Chauhan, T. AlQemlas, I. Elbadawy, B. Salah, and M. Feyzbaxsh. "3E investigation and artificial neural network optimization of a new triple-flash geothermally-powered configuration." *Renewable Energy* 215 (2023): 118935.
- [4] D. Moya, C. Aldás, and P. Kaparaju. "Geothermal energy: Power plant technology and direct heat applications." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 94 (2018): 889-901.
- [5] K. Li, C. Liu, S. Jiang, and Y. Chen. "Review on hybrid geothermal and solar power systems." *Journal of Cleaner Production* 250 (2020): 119481.
- [6] P. Najafabadi, and E. Rad. "Thermoeconomic Optimization of a Superheated Kalina Cycle for Various Geothermal Source Temperatures in Iran." *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, Vol. 33, No. 1, 2021. in Persian.
- [7] A. Basaran, and L. Ozgener. "Investigation of the effect of different refrigerants on performances of binary geothermal power plants." *Energy Conversion and Management* 76 (2013): 483-498.
- [8] S. Al-Zyoud. "Geothermal energy utilization in Jordanian deserts." *International Journal of Geosciences* 10.10 (2019): 906-918.
- [9] M. Jradi, and S. Riffat. "Tri-generation systems: Energy policies, prime movers, cooling technologies, configurations and operation strategies." *Renewable and sustainable energy reviews* 32 (2014): 396-415.
- [10] M. Ghafooryan, F. Dastjerd, and E. shakib. "Techno-economic Evaluation of a CCHP system Integrated with Reverse Osmosis Plant for Domestic uses for a Residential building in Bandar Abbas." *the 4th Annual Clean Energy Conference, Kerman, IRAN*. 2014. in Persian.
- [11] I.C. Karagiannis, and P.G. Soldatos. "Water desalination cost literature: review and assessment." *Desalination* 223.1-3 (2008): 448-456.
- [12] A. Ustaoglu. "Parametric study of absorption refrigeration with vapor compression refrigeration cycle using wet, isentropic and azeotropic working fluids: Conventional and advanced exergy approach." *Energy* 201 (2020): 117491.

- [13] R. Gomri. "Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems." *Energy Conversion and Management* 50.5 (2009): 1279-1287.
- [14] H. Ghaebi, A. Shekari Namin, and H. Rostamzadeh. "Performance assessment and optimization of a novel multi-generation system from thermodynamic and thermoeconomic viewpoints." *Energy Conversion and Management* 165 (2018): 419-439.
- [15] A. Emamifar. "Energy, exergy and economic analysis of an improved absorption-condensation cascade hybrid refrigeration cycle." *Journal of Mechanical Engineering of Iran* 22. 4 (2021): 172-204. (in Persian)
- [16] L. Garousi Farshi, and A. Dousti. "Investigation of a Novel Absorption-recompression Refrigeration System Using a Compressor Between Generator and Condenser." *journal of Mechanical Engendering of Tabriz University* 47. 2 (2017): 239-246. (in Persian)
- [17] A. Ouadha, and Y. El-Gotni. "Integration of an ammonia-water absorption refrigeration system with a marine Diesel engine: A thermodynamic study." *Procedia Computer Science* 19 (2013): 754-761.
- [18] C. Cimsit, and I.T. Ozturk. "Analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycles." *Applied Thermal Engineering* 40 (2012): 311-317.
- [19] V. Jain, S.S. Kachhwaha, and G. Sachdeva. "Thermodynamic performance analysis of a vapor compression-absorption cascaded refrigeration system." *Energy Conversion and Management* 75 (2013): 685-700.
- [20] M. Akbarpour Ghazani, and M. Saghafian. "Energy and Exergy analysis of water- lithium bromide absorption systems." *journal of Mechanical Engendering of Tabriz University* 50. 2 (2020): 1-7. (in Persian)
- [21] T. Hu, Y. Shen, T.H. Kwan, and G. Pei. "Absorption chiller waste heat utilization to the desiccant dehumidifier system for enhanced cooling-Energy and exergy analysis." *Energy* 239 (2022): 121847.
- [22] C.T. Misenheimer, and S.D. Terry. "The development of a dynamic single effect, lithium bromide absorption chiller model with enhanced generator fidelity." *Energy conversion and management* 150 (2017): 574-587.
- [23] A.A. Al-Farayedhi, N.I. Ibrahim, and P. Gandhidasan. "Condensate as a water source from vapor compression systems in hot and humid regions." *Desalination* 349 (2014): 60-67.
- [24] S. Khan, and S.N. Al-Zubaidy. "Conservation of potable water using chilled water condensate from air conditioning machines in hot & humid climate." *International Journal of Engineering and Innovative Technology* 3.2 (2013): 182-188.
- [25] H. Ghaebi, A.S. Namin, and H. Rostamzadeh. "Exergoeconomic optimization of a novel cascade Kalina/Kalina cycle using geothermal heat source and LNG cold energy recovery." *Journal of Cleaner Production* 189 (2018): 279-296.
- [26] M. Feili, H. Ghaebi, T. Parikhani, and H. Rostamzadeh. "Exergoeconomic analysis and optimization of a new combined power and freshwater system driven by waste heat of a marine diesel engine." *Thermal Science and Engineering Progress* 18 (2020): 100513.
- [27] T. Gholizadeh, M. Vajdi, and F. Mohammadkhani. "Thermodynamic and thermoeconomic analysis of basic and modified power generation systems fueled by biogas." *Energy conversion and management* 181 (2019): 463-475.
- [28] M. Yari. "Exergetic analysis of various types of geothermal power plants." *Renewable Energy* 35.1 (2010): 112-121.