



Examining the exergy-economic structure of different structures of supercritical Brayton cycle of carbon dioxide using heliostat collector

Kourosh Javaherdeh^{1*} | Shadi Safari Sabet²

1. Corresponding Author, Professor, Department of Thermo-fluid, University of Guilan, Rasht, Iran. Email: javaherdeh@guilan.ac.ir

2. PhD student of energy conversion, University of Guilan, Rasht, Iran. Email: safary_shadi@yahoo.com

ARTICLE INFO

Article type:
Research Paper

Article History:
Received 15 January 2024
Revised 14 February 2024
Accepted 15 March 2024
Published Online 26 August 2024

Keywords:

*Supercritical CO₂ cycle,
Organic Rankin cycle,
Heliostat collector,
Exergoeconomic,
Parametric study.*

ABSTRACT

In this research, two different structures of the combined system of supercritical Brayton cycle of carbon dioxide with regenerator along with organic Rankine cycle and also the combined system of supercritical Brayton cycle recondensation with organic Rankine cycle with heliostat collector from the point of view of energy and economic-exergy simulated and compared. R123 fluid has been used in organic cycle due to its suitable thermophysical and environmental properties. The results indicate that with the change of the influencing parameters such as the compressor pressure ratio and the turbine inlet temperature, the work output of the system with the regenerator has been higher in all the examined efficiencies, but the exergy efficiency of the recompression system is higher in the ratio of low pressures in the compressor. Also, despite the higher overall cost rate of the system with the regenerator, this system creates a lower electricity production cost. Other simulation results indicate that the highest amount of exergy destruction occurs in the solar collector that is about 9726 kW. And the solar collector, having the highest cost rate, should be examined more than other components from an exergy-economic point of view. Finally, a parametric analysis has been done the effects of the change in compressor pressure ratio with 3485\$/h, turbine inlet temperature, and low pressure, on the performance of the system, from the perspective of energy and exergy-economics.

Cite this article: Javaherdeh, K. & Safari Sabet, Sh. (2024). Examining the exergy-economic structure of different structures of supercritical Brayton cycle of carbon dioxide using heliostat collector. *Journal of Sustainable Energy Systems*, 3 (2), 173-192. DOI: <http://doi.org/10.22059/ses.2024.376145.1065>



© Kourosh Javaherdeh, Shadi Safari Sabet

Publisher: University of Tehran Press.

DOI: <http://doi.org/10.22059/ses.2024.376145.1065>

1. Introduction

In the past years, many studies have been conducted on the use of the gaseous Brayton cycle, carbon dioxide Brayton cycle, Rankine cycle, and the combined cycle of the above two modes to produce power. However, a comparison between the current two-cycle and a solar drive has been made in detail from an economic point of view. The present article decided to conduct a more detailed study from the economic perspective of exergy. In this research, the thermodynamic characteristics of the cycles have been investigated and their performance optimized. The conducted research includes models for energy, exergy, and economic analysis of these cycles, as well as the innovation of using the heliostat collector and the effect of changing the area of the mirrors used in it, which are mentioned below.

2. Methodology

The schematic of the combined Brayton cycle of supercritical carbon dioxide with regenerator can be seen in Figure 1, and the Brayton cycle of supercritical carbon dioxide under condensation in Figure 2, and the graph of temperature changes according to the heat transfer rate in the organic evaporator and

condenser of the organic cycle can be seen in Figures 3 and 4. As seen in Figure 1, in the recovery cycle, a recovery converter is used to transfer the heat of the turbine output flow to the compressor output flow, but in the recompression cycle according to Figure 2, before entering the compressors 1 and 2, at point 8, carbon dioxide is separated into two parts. A part with flow rate $(1-x)\dot{m}$ first decreases in temperature in two stages of the organic evaporator and cooling heat exchanger, and then in point 1 of carbon dioxide by compressor number 1, the pressure increases and consequently the temperature increases. The other part with a flow rate of $x\dot{m}$ directly enters compressor number 2 (x is the variable flow rate used during the process). Carbon dioxide increases in temperature after compressor 1 and before entering the turbine in two stages and after compressor 2 in one stage. First, the temperature increase is done by two recovery converters. In the next step, the temperature is increased by the solar collector. The carbon dioxide output from the turbine, as mentioned, is first converted into carbon dioxide output from the compressor in the recovery heat exchangers, and then in the organic cycle evaporator, to the organic fluid, and in the cooling exchanger, to water with the ambient temperature. By reducing the inlet temperature to compressor 1, the required work is also reduced. As explained in the introduction, one of the advantages of using carbon dioxide working fluid at a pressure close to and above the critical pressure at the turbine outlet and compressor inlet is the significant reduction of carbon dioxide density in this area, which reduces the work required of the compressor and increases the overall output work and cycle efficiency. The lower organic Rankine cycle is also a common 4-component cycle that generates output power in the organic turbine. Also, in this research, R123 organic fluid is used in the organic cycle due to its thermophysical and environmental properties.

3. Results and discussions

In this part, firstly, the performance of the desired systems in the basic input mode has been compared and investigated. For the simulation of hybrid systems, the basic input items are according to Table 3. Using the input items and mass and energy conservation equations and relations related to economic exergy analysis, the output values are presented in Table 4. In this case, according to the work table, the output of the Rankine cycle in combination with the cycle with the regenerator is significantly higher than the recompression cycle. Because the output fluid of the carbon dioxide turbine is reduced in temperature in the cycle with the regenerator in one heat exchanger and the recondensation cycle in two heat exchangers, a higher temperature is obtained as the driver of the organic Rankine cycle in the cycle with the regenerator, which causes a higher production flow rate. Organic cycle and the higher work output of organic cycle. With the same work as the carbon dioxide turbine, due to the presence of two compressors in the recompression cycle and the lack of cooling of part of the carbon dioxide that enters compressor 2, the two compressors require more work than the single compressor of the recovery cycle, which causes the work of the cycle with the regenerator is increased compared to the recondensation cycle.



انتشارات دانشگاه تهران

فصلنامه سیستم‌های انرژی پایدار

شاپا الکترونیک: ۸۶۹۳-۲۹۸۰

سایت نشریه: <https://ses.ut.ac.ir>

بررسی انرژی-اقتصادی ساختارهای مختلف سیکل برایتون فوق بحرانی کربن دی‌اکسید با بهره‌گیری از کلکتور هلیوستات

کوروش جواهرده^{۱*} | شادی صفری ثابت^۲

۱. نویسنده مسئول، استاده، گروه حرارت و سیالات، دانشگاه گیلان، رشت، ایران. رایانامه: javaherdeh@guilan.ac.ir

۲. دانشجوی دکتری تبدیل انرژی، دانشگاه گیلان، رشت، ایران. رایانامه: safary_shadi@yahoo.com

اطلاعات مقاله

چکیده

نوع مقاله:

پژوهشی

تاریخ‌های مقاله:

تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۱۰/۲۵

تاریخ بازنگری: ۱۴۰۲/۱۱/۲۵

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۲/۱۲/۲۵

تاریخ انتشار: ۱۴۰۳/۰۶/۰۵

کلیدواژه:

سیکل فوق بحرانی کربن دی‌اکسید با بازیاب، سیکل فوق بحرانی کربن دی‌اکسید بازتراکم، سیکل رانکین آلی، انرژی-اقتصادی.

در این تحقیق دو ساختار مختلف از سیستم ترکیبی سیکل برایتون فوق بحرانی کربن دی‌اکسید با بازیاب به همراه سیکل رانکین آلی و همچنین، سیستم ترکیبی سیکل برایتون فوق بحرانی کربن دی‌اکسید بازتراکم به همراه سیکل رانکین آلی با کلکتور هلیوستات از دیدگاه انرژی، انرژی و اگزرژی و اگزرژی-اقتصادی شبیه‌سازی و مقایسه شده است. سیال آلی R1۲۳ به دلیل خواص ترموفیزیکی و زیست‌محیطی مناسب در سیکل آلی استفاده شده است. انرژی خورشید به عنوان محرک سیکل برایتون کربن دی‌اکسید مورد استفاده قرار گرفته است. نتایج حاکی از آن است که با تغییر پارامترهای تأثیرگذار مانند نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین، در تمام بازده مورد بررسی کار خروجی سیستم با بازیاب بیشتر بوده است، اما در نسبت فشارهای پایین در کمپرسور، بازده اگزرژی سیستم بازتراکم بیشتر است. همچنین علی‌رغم بیشتر بودن نرخ هزینه کلی سیستم با بازیاب، این سیستم، هزینه تولید الکتریسیته کمتری را ایجاد می‌کند. سایر نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد بیشترین مقدار تخریب انرژی در کلکتور خورشیدی با مقدار ۹۷۲۶ kW اتفاق می‌افتد و کلکتور خورشیدی با داشتن بیشترین نرخ هزینه با مقدار ۳۴۸۵ دلار بر ساعت، باید بیشتر از سایر اجزا از نظر انرژی-اقتصادی مورد بررسی قرار گیرد. در انتها تحلیل پارامتری به منظور بررسی تأثیرات تغییر نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی توربین کربن دی‌اکسید و فشار پایینی سیکل کربن دی‌اکسید، روی عملکرد سیستم، از دیدگاه انرژی، اگزرژی و اگزرژی-اقتصادی انجام شده است.

استناد: جواهرده، کوروش و صفری ثابت، شادی. (۱۴۰۳). بررسی انرژی-اقتصادی ساختارهای مختلف سیکل برایتون فوق بحرانی کربن دی‌اکسید با بهره‌گیری از کلکتور هلیوستات.

فصلنامه سیستم‌های انرژی پایدار، ۳ (۲) ۱۷۳-۱۹۲. DOI: <http://doi.org/10.22059/ses.2024.376145.1065>

© کوروش جواهرده، شادی صفری ثابت ناشر: مؤسسه انتشارات دانشگاه تهران.

DOI: <http://doi.org/10.22059/ses.2024.376145.1065>



مقدمه

در سال‌های گذشته مطالعات زیادی در مورد استفاده از سیکل برایتون گازی، سیکل برایتون کربن‌دی‌اکسید، سیکل رانکین و همچنین سیکل ترکیبی دو حالت یادشده به منظور تولید قدرت صورت گرفته است، اما مقایسه‌ای بین دو سیکل حاضر به همراه محرک خورشیدی از منظر اقتصادی به صورت جزئی پرداخته شده است. در مقاله حاضر تصمیم بر آن شد که مطالعه‌ای دقیق‌تر از منظر اقتصادی انرژی پرداخته شود. در این تحقیقات خصوصیات ترمودینامیکی سیکل‌ها بررسی و بهینه‌سازی عملکرد آن‌ها انجام پذیرفته است. تحقیقات انجام‌شده مدلهایی برای تحلیل انرژی و انرژی و اقتصادی این سیکل‌ها و همچنین نوآوری استفاده از کلکتور هلیوستات و تأثیر تغییر مساحت آینه‌های استفاده‌شده در آن را شامل شده که در ادامه به آن‌ها اشاره شده است. بهاری و همکاران به مطالعه و طراحی یک سیستم تولید انرژی با استفاده از سه نوع انرژی تجدیدپذیر خورشیدی، انرژی باد و حرارتی اقیانوسی پرداختند [۱]. اجزای اصلی این سیستم شامل یک چرخه آلی رانکین، توربین و پمپ و یک کلکتور خورشیدی تخت بوده است. نتایج پژوهش یادشده نشان داد بهینه‌ترین بازده انرژی ۱۴/۴۷ درصد با نرخ هزینه ۷۴/۹۷ دلار در ساعت است. جوسه ایگناریکو و همکاران یک توربین گازی که تا حدی بازیابی شده است را با استفاده از یک چرخه قدرت کربن‌دی‌اکسید فوق بحرانی برایتون، که گرما را در دو سطح دما بازیابی می‌کند، به یک سیستم برج خورشیدی متصل کرده‌اند [۲]. یک چرخه رانکین آلی نیز برای بهره‌برداری از گازهای دودکش در دمای پایین استفاده شده است. بازده جهانی به‌دست‌آمده ۵۷/۲ درصد است. همچنین، زاهدی و همکاران سیستم تولید هم‌زمان انرژی الکتریکی و حرارتی را به منظور افزایش کارایی و بیشترین استفاده از منابع انرژی مورد بررسی قرار دادند [۳]. در این تحقیق عملکرد بهینه یک سیستم متشکل از چندین واحد الکتریکی با استفاده از الگوریتم ژنتیک بر اساس مصرف سوخت‌های مختلف و استفاده از انرژی مشخص شد. نتایج پژوهش یادشده بیانگر آن است چیلر جذبی نسبت بار الکتریکی به حرارتی را متعادل کرده و راندمان سیستم تولید هم‌زمان را نسبت به قبل افزایش داده و تلفات انرژی حرارتی را کاهش داده است. شنجیاو و همکاران در مرحله اول، یک مطالعه پارامتری درباره سیکل ترکیبی پیشنهادی برای بررسی اثرات پارامترهای عملیاتی سیستم بر بازده انرژی، سطح در واحد توان خروجی مبدل حرارتی، و هزینه انرژی مصرف‌شده مطرح کرده‌اند [۴]. نتایج پژوهش یادشده نشان می‌دهد مقادیر بهینه تابع هدف، با پارامترهای عملیاتی سیستماتیک مختلف مطابقت دارد. در مرحله دوم، بهینه‌سازی چندهدفه بر اساس الگوریتم ژنتیک برای به دست آوردن پارامترهای سیستماتیک بهینه استفاده شده است و شش سیکل ترکیبی پیشنهادی به ترتیب بهینه شده‌اند. نتایج مقایسه نشان می‌دهد سیکل ساده رانکین، سیکل با بازیاب کربن‌دی‌اکسید فوق بحرانی مرکب دارای پارامترهای عملکردی بهینه است و راندمان انرژی، توان خروجی و هزینه انرژی مصرف‌شده آن به ترتیب ۵۵/۶۸ درصد، $0/115 \text{ m}^2/\text{kW}$ و $4/23 \text{ cent}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ است. در مطالعه‌ای دیگر، زاهدی و همکاران به تحقیق توسعه یک سیکل ترکیبی با استفاده از یک سیستم پیل سوختی اکسید جامد، یک چیلر جذبی تک‌مرحله‌ای برای تولید برق و آب گرم و خنک‌کننده به طور هم‌زمان پرداختند [۵]. و از نظر انرژی و انرژی و اقتصادی بررسی کردند. نتایج پژوهش یادشده نشان داد کل انرژی ۴/۴۱۸ کیلو وات و بازده انرژی کل ۳۷/۸ درصد است. ام‌ان‌خان و همکارانش دو ساختار چند نسلی بر اساس دو سیکل برایتون فوق بحرانی، یعنی با بازیاب (ساختار ۱) و فشرده‌سازی مجدد (ساختار ۲)، پیشنهاد کرده و از دیدگاه ترمودینامیکی و اقتصادی مقایسه کرده‌اند [۶]. علاوه بر این، یک روش ادغام مستقیم برای ترکیب دو سیکل برایتون فوق بحرانی با یک برج انرژی خورشیدی به عنوان منبع گرما استفاده شده است. نتایج پژوهش یادشده نشان می‌دهد توان خروجی خالص و راندمان انرژی ساختار ۲، ۶/۵۵ مگاوات و ۴/۰۶ درصد بیشتر از ساختار ۱ است. زاهدی و همکارش، با استفاده از اطلاعات به‌دست‌آمده از شهرداری تهران، نیروگاه سوزاندن زباله‌های جامد شهری با ظرفیت تولید برق ۴ مگاوات را شبیه‌سازی و پارامترهای مؤثر را مورد بررسی قرار دادند [۷]. در نهایت شبیه‌سازی برای تولید ۱۹۰ مگاوات برق بهینه، و مقرر شد تخلیه زباله از ۱۸۰ تن به ۸۷۹ تن در روز افزایش یابد. وانسیا اوچاوا و همکاران یک سیکل ترکیبی برایتون فوق بحرانی به همراه یک سیکل رانکین آلی را مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند [۸]. تأثیر پارامترهای کلیدی سیستم مانند مدار برایتون فشار بالا، دمای ورودی توربین ۱، بازده توربین ۱ و فشار تبخیر روی شاخص‌های اقتصادی مانند تراز هزینه انرژی، دوره بازپرداخت، هزینه سرمایه‌گذاری خاص و کار خالص بررسی کردند. بهینه‌سازی حرارتی- اقتصادی

نشان داد دمای بالای ۸۰۰ درجه سانتی‌گراد و فشار بین ۲۵-۳۰ مگاپاسکال عملکرد سیستم را افزایش می‌دهد. دانشگار و همکارش به بهینه‌سازی چرخه میکروتوربین گازی در حالت تولید حرارت و تولید توان دوگانه پرداختند [۹]. این بهینه‌سازی شامل بهره‌وری انرژی و انرژی چرخه و همچنین، بهینه‌سازی قیمت برق تولیدی براساس تحلیل انرژی-اقتصادی است. نتایج پژوهش یادشده نشان داد راندمان انرژی ۴۰/۵۳ درصد و مقدار نهایی مصرف برق ۰/۷۳۳ کیلو وات ساعت بوده است. در تحقیقی دیگر، زاهدی و همکاران به مطالعه پیکربندی جدیدی از چهار چرخه مانند چرخه گاز و بخار رانکین آلی و یک چرخه بیوگاز برای تون و یک چرخه برای تون خورشیدی برای بازیابی انرژی از گازهای خروجی داغ پرداختند و شبیه‌سازی و بهینه‌سازی آن را انجام دادند [۱۰]. نتایج پژوهش یادشده نشان داد افزودن چرخه‌های رانکین به چرخه‌های گاز، انرژی و بازده را به ترتیب ۸/۷۱ ۷/۷۳ افزایش می‌دهد. خادمی و همکاران به شبیه‌سازی و بهینه‌سازی یک سیکل ترکیبی کربن دی‌اکسید فوق بحرانی برای تون، یک سیکل رانکین آلی و سیستم تقطیر چند اثره که توسط انرژی خورشیدی هدایت می‌شود برای تولید برق و آب شیرین پرداختند [۱۱]. نتایج این بهینه‌سازی نشان داد حداکثر بازده انرژی این سیستم ترکیبی ۶۱/۷۸ درصد و حداقل هزینه تولید برق ۰/۲۶۱۷ دلار بر کیلووات ساعت است. در این راستا سیستم تقطیر چند اثره در ۱۵ مرحله ۵۳۰/۹ آب شیرین تولید کرده است. لی سان و همکاران یک سیستم سیکل ترکیبی شامل دو سیکل کربن دی‌اکسید فوق بحرانی (گوگرد- کربن دی‌اکسید) و یک چرخه رانکین آلی با استفاده از مخلوط‌های دوتایی مبتنی بر کربن دی‌اکسید برای توربین گاز پیشنهاد کرده‌اند [۱۲]. در مرحله اول، تحلیل‌های ترمودینامیکی و انرژی‌اقتصادی برای سیستم پیشنهادی انجام شده، سپس مطالعه پارامتری برای بررسی تأثیر پارامترهای تصمیم بر عملکرد سیستم از جمله بازده حرارتی، بازده انرژی و هزینه واحد انجام شده است. نتایج پژوهش یادشده نشان می‌دهد بیشترین تخریب کل انرژی و هزینه سرمایه در زیرسیستم توربین گاز و به دنبال آن دو سیکل گوگرد- کربن دی‌اکسید و آلی رخ داده است. همچنین در مطالعه‌ای دیگر، لی سان و همکاران دو طرح جدید سیکل S-CO₂، برای توسعه بیشتر سیستم‌های انرژی با عملکرد اقتصادی بهتر پیشنهاد داده‌اند [۱۳]. برای کاهش دمای آگروز و بازیابی گرما به اندازه کافی، تغییرات مختلفی در چرخه‌ها انجام شده است. سیستم‌های پیشنهادی تلاش‌های جدیدی برای استفاده از گرمای اتلاف توربین‌های گازی با هزینه کمتر ارائه می‌کنند و مرجعی برای طراحی سیکل‌های مشابه ارائه می‌دهند. وانگ و همکاران یک سیکل ترکیبی کربن دی‌اکسید برای تون فوق بحرانی بازتراکم و سیکل رانکین آلی برای تولید برق ادغام مطرح کردند [۱۴]. تجزیه و تحلیل حساس نشان می‌دهد دمای ورودی و فشار بهینه توربین به ترتیب ۷۰۰ درجه سانتی‌گراد و ۲۸۰ بار است و کسر تقسیم مجدد فشرده‌سازی ۰/۷۲ است. در شرایط بهینه، راندمان انرژی ۵۱/۷ درصد نسبت به سیکل ترکیبی گاز طبیعی معمولی (۴۹/۳۸ درصد) و سایر فناوری‌های تولید برق مبتنی بر (۵۰/۱۳ درصد) برتر است. تجزیه و تحلیل انرژی نیز برای ارائه برخی از استراتژی‌های بهبود انجام شد. حبیبی و همکاران به بررسی یک سیکل برای تون فوق بحرانی با بازیابی و ترکیب آن با یک چرخه رانکین آلی پرداختند [۱۵]. این مطالعه شامل ارزیابی، مقایسه و بهینه‌سازی تک‌هدفه این سیستم‌ها است که توسط برج برق خورشیدی نمک مذاب هدایت شده است. ابتدا، عملکرد ۱۳ سیال کاری مختلف از ۱۸ گاز معرفی شده در مناطق فوق بحرانی در سیکل مورد مطالعه قرار گرفته و ۶ سیال عامل برای تجزیه و تحلیل بیشتر انتخاب شده است. نتایج پژوهش یادشده نشان می‌دهد استفاده از سیکل رانکین آلی باعث بهبود هر سه پارامتر خروجی می‌شود. بالاترین توان خالص خروجی ۱۷۷۳۲۱ کیلووات و بالاترین راندمان انرژی ۲۱/۲۳ درصد است که توسط هلیوم به عنوان سیال عامل به دست می‌آید. شوکان وانگ و همکاران یک سیستم سه‌مولد جدید متشکل از یک سیکل توربین گاز، یک سیکل برای تون کربن دی‌اکسید فوق بحرانی با بازیابی (گوگرد- کربن دی‌اکسید)، یک سیکل رانکین آلی، و یک سیکل تبرید جذبی پیشنهاد دادند [۱۶]. نتایج پژوهش یادشده نشان می‌دهد سیستم سه‌مولد می‌تواند ۴۰/۶۵ مگاوات توان خالص، ۶/۰۲ مگاوات ظرفیت خنک‌کننده و ۹/۹۳ مگاوات بار گرمایشی و ۲۰/۱۷ درصد ضریب کلی انرژی‌اقتصادی در جنبه انرژی-اقتصادی تولید کند. ژانگ لیو و همکاران سیکل برای تون بازتراکم کربن دی‌اکسید فوق بحرانی را با استفاده از بسط و به‌کارگیری روش انرژی‌اقتصادی پیشرفته به عنوان یکی از اولین تلاش‌ها پیشنهاد دادند [۱۷]. نتایج پژوهش یادشده حاکی از آن است که توربین با توجه به بالاترین مقدار هزینه عملیاتی قابل اجتناب (۱۳۹۰/۸۸ دلار در ساعت) باید بالاترین اولویت بهبود را داشته باشد. دانلی و همکاران به بررسی عملکرد

ترمودینامیکی و اقتصادی چهار سیستم بازیابی حرارت مختلف اعمال شده روی دو کوره شیشه‌ای توخالی پرداختند که ۱/۲ تا ۴ مگاوات گرمای هدررفته را در دمای ۴۵۰ درجه سانتی‌گراد ارائه کرده است [۱۸]. نتایج پژوهش یادشده نشان می‌دهد سیستم‌های سیکل رانکین آلی جذاب‌ترین موجودیت را در بازار برای کوره‌های کوچک هستند، در حالی که به نظر می‌رسد سیکل هوای برایتون_ژول بهترین انتخاب برای کوره‌های بزرگ‌تر است. همچنین، محمدی و همکارش یک تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی دقیق برای ارزیابی بازیابی انرژی اتلافی از یک سیکل بازیابی چندمرحله‌ای غیر خورشیدی برایتون استفاده کردند که کمترین هزینه برق را شامل شد [۱۹]. نتایج پژوهش یادشده نشان داد بازیابی انرژی با استفاده از سیکل رانکین آلی اقتصادی‌ترین گزینه است. لی و همکاران، در تحقیقی عملکرد سیکل تولید هم‌زمان قدرت و سرمایشی برایتون فوق بحرانی کربن‌دی‌اکسید و سیکل جذبی را از منظر ترمودینامیکی مورد بررسی قرار دادند [۲۰]. در این تحقیق سیکل جذبی از دو سیال عامل مختلف لیتیم برومید بر پایه آب و آب-آمونیاک به منظور مقایسه عملکرد از منظر ترمودینامیکی استفاده شد و تحلیل پارامتری به منظور بررسی تأثیر نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی توربین برایتون و اواپراتور جذبی روی عملکرد سیستم انجام گرفته است. نتایج پژوهش یادشده حاکی از آن بود که در حالت بهینه با استفاده از لیتیم برومید در سیکل جذبی می‌توان به بازده انرژی ۵۷/۸۹ درصد دست یافت. وانگ و همکاران عملکرد ساختارهای مختلف سیکل فوق بحرانی کربن‌دی‌اکسید با محرک کلکتور هلیوستات را از منظر انرژی با یکدیگر مقایسه کردند [۲۱]. سپس، به بهینه‌سازی دودخانه با استفاده از توابع هدف بازده انرژی و کار خروجی پرداختند. نتایج پژوهش یادشده حاکی از آن است که ساختاری با سرمایش میانی بهترین عملکرد را دارد. ما و همکاران یک ساختار جدید شامل سیکل برایتون فوق بحرانی کربن‌دی‌اکسید و سیکل تبرید جذبی را از منظر انرژی، انرژی و اقتصادی مورد مطالعه و بررسی قرار دادند [۲۲]. همچنین، در این تحقیق تحلیل پارامتری انجام شد و بهبود عملکرد سیستم ترکیبی نسبت به سیکل برایتون فوق بحرانی به تنهایی مورد مطالعه و بررسی قرار گرفت. نتایج پژوهش یادشده حاکی از آن بود که سیستم ترکیبی بازده انرژی و انرژی به ترتیب ۵/۱۹ درصد و ۶/۱۲ درصد مقدار بالاتری نسبت به سیکل کربن‌دی‌اکسید به تنهایی دارد. همچنین، استفاده از سیستم ترکیبی باعث کاهش قابل توجه تخریب انرژی در مبدل بازیاب و مبدل سرمایشی می‌شود. پارک و همکاران عملکرد سیکل فوق بحرانی کربن‌دی‌اکسید با محرک سوخت زغال سنگ را از منظر ترمودینامیکی و اقتصادی مورد مطالعه و بررسی قرار داده و با عملکرد سیکل رانکین بخار ساده مقایسه کردند [۲۳]. نتایج پژوهش یادشده حاکی از آن بود که تولید قدرت و بازده سیستم کربن‌دی‌اکسید فوق بحرانی ۶/۲ تا ۴/۷ درصد نسبت به سیکل بخار بیشتر بوده و عملکرد اقتصادی سیستم نیز ۷/۸ درصد تا ۶/۱۳ درصد افزایش پیدا کرده است. در تحقیق حاضر دو ساختار مختلف بازیاب و بازتراکم در سیستم ترکیبی برایتون کربن‌دی‌اکسید فوق بحرانی-سیکل رانکین آلی با محرک برج خورشیدی از منظر انرژی، انرژی و انرژی اقتصادی شبیه‌سازی شده و مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است. نامی و همکاران (۲۰۱۷) ساختاری ترکیبی جدید که شامل سیکل برایتون گازی، برایتون کربن‌دی‌اکسید، مولد بخار و رانکین آلی را از منظر انرژی اقتصادی و زیست‌محیطی مورد بررسی قرار دادند [۲۴]. در این تحقیق پس از ارائه نتایج در حالت پایه، تحلیل پارامتری به منظور بررسی اثر تغییر نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی توربین، بازده آیزوتروپیک توربین و غیره روی خروجی‌های انرژی و انرژی اقتصادی انجام شد. در انتها بهینه‌سازی تک‌هدفه با تابع هدف مجموع نرخ هزینه ابتدایی، نرخ هزینه تخریب انرژی و نرخ هزینه زیست‌محیطی انجام شد. نتایج پژوهش یادشده حاکی از آن بود که نرخ هزینه میانگین سیستم در حالت بهینه ۰/۵۶ دلار بر گیگاوات‌ساعت نسبت به حالت پایه کاهش می‌یابد. وانگ و همکاران سیکل فوق بحرانی کربن‌دی‌اکسید با دو مبدل بازیاب و سیکل بازتراکم منظر انرژی و انرژی مورد بررسی قرار دادند [۲۵]. در مرحله بعد تحلیل پارامتری و بهینه‌سازی به منظور پیشینه کردن بازده انرژی با استفاده از پارامترهای طراحی دمای خروجی کلکتور، فشار پایینی و بالای سیکل و غیره انجام شد. نتایج پژوهش یادشده حاکی از آن است که افزایش دمای ورودی کمپرسور باعث کاهش بازده انرژی می‌شود. همچنین، با استفاده از بهینه‌سازی دمای خروجی کلکتور ۵۶۵ درجه سلیسوس و محدوده فشار پایینی ۷/۸ تا ۱۰ مگاپاسکال برای حالت بهینه به دست آمد. عملکرد سیکل برایتون فوق بحرانی کربن‌دی‌اکسید بازتراکم توسط دنگ و همکاران از منظر انرژی و انرژی مورد بررسی و بهینه‌سازی دودخانه با استفاده از الگوریتم ژنتیک قرار گرفت [۲۶]. در این تحقیق بازده انرژی کلی و کار خروجی کلی به عنوان

توابع هدف انتخاب شدند. نتایج تحلیل پارامتری حاکی از آن بود که عملکرد سیستم با تغییر موارد مختلف به طور قابل ملاحظه‌ای تغییر می‌کند. السلیمان و همکاران (۲۰۱۵) عملکرد ساختارهای مختلف سیکل فوق بحرانی کربن دی اکسید با محرک کلکتور هلیوستات و برج خورشیدی را از منظر بازده انرژی مورد مقایسه و بررسی قرار دادند [۲۷]. در این تحقیق ابتدا عملکرد سالیانه کلکتورهای هلیوستات با توجه به شرایط آب‌وهوایی مکان مورد بررسی و سپس بهینه‌سازی قرار گرفته و چپش بهینه آینه‌ها به عنوان محرک برج خورشیدی و سیکل برای تون کربن دی اکسید مورد استفاده قرار گرفته است. نتایج پژوهش یادشده نشان داد سیکل بازتراکم کربن دی اکسید بازده انرژی بالاتری نسبت به سیکل‌های دیگر دارد. با توجه به نتایج مرجع السلیمان [۲۷]، دو ساختار با بازیاب و بازتراکم ترکیبی با کلکتور، از منظر انرژی عملکرد بهتری نسبت به سایر ساختارها داشته و با توجه به ساختار ساده‌تر نسبت به سایر انواع ساختارهای پیشنهادی، به منظور تحلیل در این تحقیق انتخاب شده‌اند. عملکرد سیستم‌های ترکیبی به این شکل است که سیکل برای تون کربن دی اکسید با محرک کلکتور خورشیدی به عنوان سیکل بالایی عمل کرده و از دفع گرما در سیکل فوق بحرانی کربن دی اکسید قبل از ورود به کمپرسور با توجه به دمای مناسب سیال عامل، به عنوان محرک دما پایین سیکل رانکین آلی پایینی استفاده می‌شود. به منظور بهبود عملکرد سیستم و بازیابی انرژی اتلافی سیکل فوق بحرانی کربن دی اکسید از سیکل رانکین آلی زیرین استفاده شده است تا بتوانیم به بازده بالاتری برای سیکل ترکیبی دست یابیم.

مواد و روش‌ها

تحلیل ترمودینامیکی

تحلیل ترمودینامیکی از معادلات تعادل جرم، انرژی، آنترپی، انرژی و انرژی تشکیل شده است که در ادامه به آن‌ها اشاره می‌شود.

معادله پایستگی جرم

اصل پایستگی جرم یک اصل بنیادی در هر تحلیل ترمودینامیکی است. این اصل برای یک حجم کنترل به صورت معادله ۱ است [۲۸]:

$$\sum_k \dot{m}_i - \sum_k \dot{m}_e = \frac{dm_{cv}}{dt} \quad (1)$$

\dot{m} دبی جرمی، زیروندهای i و e به ترتیب معرف ورود و خروج به حجم کنترل و زیروند cv نشان‌دهنده حجم کنترل هستند.

معادله پایستگی انرژی

معادله پایستگی انرژی یک حجم کنترل، با تمام انرژی‌های ورودی و خروجی آن مرتبط است. قانون اول ترمودینامیک که قانون پایستگی انرژی نیز نام دارد، به شکل رابطه ۲ تعریف می‌شود [۲۸]:

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) = \frac{dE_{cv}}{dt} \quad (2)$$

تحلیل انرژی

تحلیل انرژی یک روش تحلیلی بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک است که به صورت ویژه میزان کارایی را در سیستم ارزیابی می‌کند، معیارهایی برای دستیابی به کارکرد ایده‌آل سیستم معرفی کرده و به طور روشن‌تری دلایل و نقاط اتلاف ترمودینامیکی را معین می‌سازد. در نتیجه، تحلیل انرژی می‌تواند در بهبود عملکرد و بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی مورد استفاده قرار گیرد [۲۹]. بازده انرژی معمولاً گمراه‌کننده است، زیرا معیاری برای عملکرد سیستم به منظور رسیدن به حالت ایده‌آل را مشخص نمی‌کند. علاوه بر آن، تلفات ترمودینامیکی که در یک سیستم رخ می‌دهد، معمولاً با تحلیل انرژی نمی‌تواند به طور دقیق شناسایی و ارزیابی شود. تحلیل انرژی امکان برطرف کردن بسیاری از نواقص و کمبودهای روش تحلیل انرژی را فراهم می‌سازد. همان‌طور که گفته شد، تحلیل انرژی بر پایه قانون دوم ترمودینامیک استوار است و در شناسایی دلایل و نقاط اتلاف انرژی و مشخص کردن میزان ناکارایی سیستم‌ها بسیار مفید و کارآمد است.

تخریب انرژی

معمولاً محاسبه تخریب انرژی هدف اصلی در تحلیل انرژی یک سیستم است، زیرا این عامل باعث اتلاف منابع در سیستم‌های گرمایی شیمیایی بوده و در تحلیل انرژی معمولاً روش‌ها و متدهایی برای کاهش این اتلافات بررسی و ارائه می‌شود. موازنه انرژی می‌تواند برای تعیین نوع و بزرگی اتلاف منبع انرژی در یک جزء به کار رفته و همچنین، راهکارهایی برای استفاده مؤثرتر از منابع سوخت معرفی کند. برای یک سیستم در حالت یکنواخت موازنه انرژی به صورت رابطه ۳ محاسبه می‌شود [۲۹]:

$$\dot{E}x_i + \dot{E}x_Q = \dot{E}x_e + \dot{E}x_w + \dot{E}x_D \quad (3)$$

به طوری که $\dot{E}x_e$ و $\dot{E}x_i$ به ترتیب نرخ جریان انرژی خروجی از سیستم و ورودی به سیستم، $\dot{E}x_Q$ نرخ انرژی متناظر با انتقال حرارت برای گرمای ورودی، $\dot{E}x_w$ نرخ انرژی متناظر با انتقال کار برای کار انجام شده توسط سیستم و $\dot{E}x_D$ برابر نرخ تخریب انرژی است. برای هر یک از اجزای معادله روابط ۴-۹ را خواهیم داشت [۲۹]:

$$\dot{E}x_i = \dot{m}_i ex_i \quad (4)$$

$$\dot{E}x_Q = (1 - \frac{T_0}{T_i}) \dot{Q}_i \quad (5)$$

$$\dot{E}x_e = \dot{m}_e ex_e \quad (6)$$

$$\dot{E}x_i = \dot{W} \quad (7)$$

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (8)$$

$$\dot{E}x_D = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (9)$$

که T_0 دمای حالت مرده و \dot{S}_{gen} تولید آنتروپی بر اثر بازگشت‌ناپذیری‌ها در سیستم است. همچنین، ex_{ch} و ex_{ph} به ترتیب، انرژی فیزیکی و شیمیایی فرایند هستند که به صورت روابط ۱۰ و ۱۱ تعریف می‌شوند، درخور یادآوری است که انرژی شیمیایی برای سوخت‌ها به کار می‌رود [۳۰]:

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (10)$$

$$ex_{mix}^{ch} = (\sum_{i=1}^n x_i ex_i^{ch} + RT_0 \sum_{i=1}^n x_i \ln x_i) \quad (11)$$

بازده انرژی بازده قانون دوم

برای دقت نظر بیشتر نسبت به چگونگی توزیع انرژی در یک فرایند، تعریف نسبت‌های انرژی مفید به نظر می‌آید. بازده انرژی پارامتری برای ارزیابی نحوه کارکرد ترمودینامیکی است و سنجش حقیقی کارایی یک سیستم انرژی را از نظر ترمودینامیکی فراهم می‌سازد. در تعریف بازده انرژی لازم است تا هر دو مفهوم محصول و سوخت انرژی مرتبط به سیستم شناسایی شود. سوخت انرژی نمایانگر منابعی است که محرک سیستم بوده و در نهایت، محصول را تولید می‌کند و الزاماً محدود به یک سوخت واقعی نظیر گاز طبیعی، نفت یا زغال سنگ نمی‌شود. در هر حال باید در نظر داشت که برای برخی سیستم‌های ترمودینامیکی تعریف بازده انرژی میسر نیست یا حداقل هیچ مفهومی ندارد، زیرا سوخت یا محصول به‌وضوح شناخته شده نیستند. محصول انرژی، جریان انرژی مفید حاصل از یک سیستم یا دستگاه است که مربوط به محصول ترمودینامیکی دستگاه است. در نهایت، با تعریف سوخت و محصول دستگاه به وسیله مفهوم انرژی بازده انرژی سیستم به شکل کلی زیر تعریف می‌شود (رابطه ۱۲) [۳۱]:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_p}{\dot{E}x_F} = 1 - \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_F} \quad (12)$$

در رابطه یادشده $\dot{E}x_p$ و $\dot{E}x_F$ به ترتیب مربوط به جریان انرژی محصول و سوخت سیستم هستند.

تحلیل انرژی-اقتصادی

در فرایند هزینه گذاری انرژی به هر جریان انرژی یک هزینه نسبت داده می شود، نرخ هزینه مربوط به i امین جریان ماده به صورت \dot{C}_i (\$/hr) نمایش داده می شود و از رابطه ۱۳ محاسبه می شود:

$$\dot{C}_i = c_i \dot{E}_i \quad (13)$$

که \dot{E}_i (kW) نرخ انرژی جریان و c_i (\$/kW.hr) هزینه مربوط به ازای واحد انرژی است. همچنین، به جریان انرژی متناظر با انتقال حرارت و کار نیز یک هزینه نسبت داده می شود [۳۲]:

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q = c_q \dot{Q}_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \quad (14)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (15)$$

موازنه هزینه

فرایند هزینه گذاری انرژی شامل معادلات موازنه هزینه هایی است که معمولاً برای هر یک از اجزای سیستم به صورت جداگانه محاسبه می شود. یک موازنه هزینه که برای جزء k ام سیستم به کار می رود بیان می کند که هزینه کلی جریان های خروجی برابر است با هزینه کلی جریان های ورودی به اضافه هزینه های مرتبط با سرمایه گذاری و هزینه عملکرد و نگهداری همان جزء که به صورت رابطه ۱۶ محاسبه می شود [۳۲]:

$$\sum (c_e \dot{E}_e)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{q,k} \dot{E}_{q,k} + \sum (c_i \dot{E}_i)_k + \dot{Z}_k \quad (16)$$

در رابطه یاد شده \dot{Z}_k نرخ هزینه برای جزء k ام است و از رابطه ۱۷ محاسبه می شود [۳۲]:

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k CRF \cdot \varphi}{N} \quad (17)$$

همچنین در رابطه، Z_k هزینه ابتدایی خریداری جزء، φ ضریب مربوط به هزینه عملکرد و نگهداری جزء، N تعداد ساعات عملکرد سالیانه جزء و CRF ضریب بازگشت سرمایه بوده که از رابطه ۱۸ محاسبه می شود [۳۲]:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (18)$$

بررسی عملکرد سیکل های ترکیبی برایتون فوق بحرانی-رانکین آلی

شماتیک سیکل ترکیبی برایتون فوق بحرانی کربن دی اکسید با بازیاب در شکل ۱، و سیکل برایتون فوق بحرانی کربن دی اکسید باز تراکم در شکل ۲ و نمودار تغییرات دما برحسب نرخ انتقال حرارت در اواپراتور سیکل آلی و کندانسور سیکل آلی در شکل های ۳ و ۴ قابل مشاهده است. همان طور که در شکل ۱ مشاهده می شود، در سیکل بازیاب از یک مبدل بازیاب به منظور انتقال حرارت جریان خروجی توربین به جریان خروجی کمپرسور استفاده می شود، اما در سیکل باز تراکم مطابق شکل ۲ قبل از ورود به کمپرسور ۱ و ۲، در نقطه ۸ کربن دی اکسید به دو قسمت جدا می شود. یک قسمت با دبی $(1-x)m$ ابتدا در دو مرحله اواپراتور آلی و مبدل حرارتی سرمایه گذاری کاهش دما پیدا کرده و سپس در نقطه ۱ کربن دی اکسید به وسیله کمپرسور ۱ افزایش فشار و به تبع آن، افزایش دما پیدا می کند. بخش دیگر با دبی xm مستقیم وارد کمپرسور ۲ می شود (x متغیر دبی استفاده شده طی فرایند است). کربن دی اکسید بعد از کمپرسور ۱ و قبل از ورود به توربین در دو مرحله و بعد از کمپرسور ۲ در یک مرحله افزایش دما پیدا می کند. ابتدا افزایش دما به وسیله دو مبدل بازیاب انجام می شود. در مرحله بعدی نیز افزایش دما، به وسیله کلکتور خورشیدی انجام می گیرد. کربن دی اکسید خروجی از توربین، همان طور که گفته شد، ابتدا در مبدل های حرارتی بازیاب به کربن دی اکسید خروجی از کمپرسور و سپس، در اواپراتور سیکل آلی، به سیال آلی و در مبدل سرمایشی، به آب با دمای محیط دفع انرژی گرمایی می کند و با کاهش دمای ورودی به کمپرسور ۱، کار مورد نیاز آن نیز کاهش می یابد. همان طور که در مقدمه نیز توضیح داده شد، یکی از محاسن استفاده از سیال عامل کربن دی اکسید در فشار نزدیک و بالای فشار بحرانی در خروجی توربین و

ورودی کمپرسور، کاهش محسوس چگالی کربن‌دی‌اکسید در این ناحیه بوده که باعث کاهش کار مورد نیاز کمپرسور و افزایش کار خروجی کلی و بازده سیکل می‌شود. سیکل رانکین آلی زیرین نیز سیکل ۴ جزئی متداول بوده که در توربین آلی، قدرت خروجی ایجاد می‌شود. همچنین، در این تحقیق از سیال آلی R۱۲۳ به دلیل خواص ترموفیزیکی و زیست‌محیطی مناسب در سیکل آلی استفاده می‌شود. به منظور شبیه‌سازی سیکل ترکیبی فرضیات زیر نیز در نظر گرفته شده است [۳۳-۳۵].

_ سیستم در حالت پایا کار می‌کند.

_ از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در اجزای مختلف سیکل صرف نظر می‌شود.

_ افت فشار در لوله‌های متصل‌کننده اجزا ناچیز است.

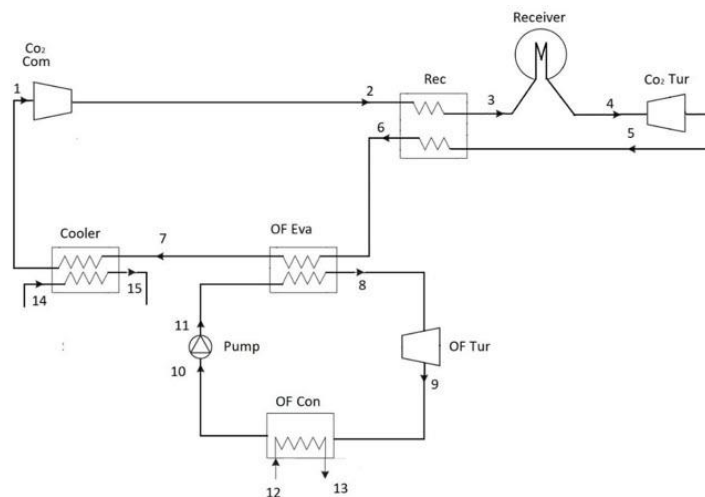
_ افت فشار کلکتور خورشیدی ۵ درصد در نظر گرفته می‌شود و در مبدل‌های حرارتی از افت فشار صرف نظر می‌شود.

_ کمپرسور، توربین و پمپ بازده آیزونتروپیک ثابت دارند.

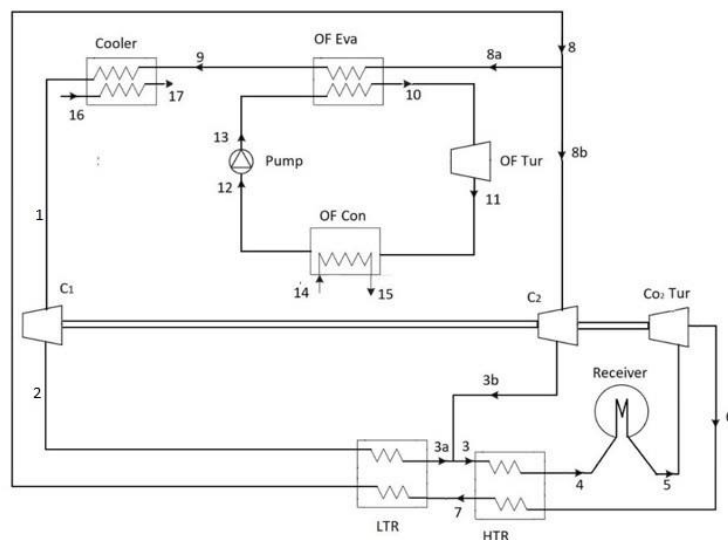
_ از آب با دما و فشار محیط به عنوان محیط دفع گرما در مبدل سرمایشی و کندانسور آلی استفاده می‌شود.

_ سیال آلی خروجی از اواپراتور، بخار اشباع و سیال آلی خروجی کندانسور، مایع اشباع است.

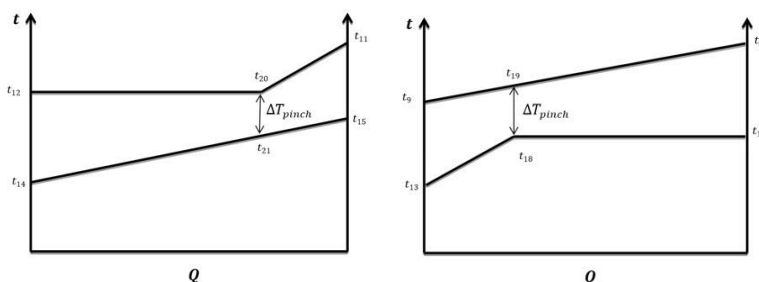
_ برای تحلیل انرژی، دما و فشار محیط به عنوان دما و فشار مرجع مفروض است.



شکل ۱. طرح شماتیکی سیستم ترکیبی سیکل برایتون کربن‌دی‌اکسید با بازیاب و سیکل رانکین آلی



شکل ۲. طرح شماتیکی سیستم ترکیبی سیکل برایتون کربن‌دی‌اکسید بازتراکم و سیکل رانکین آلی



شکل ۳. نمودار دما برحسب نرخ انتقال حرارت در کندانسور سیکل / شکل ۴. نمودار تغییرات دما برحسب نرخ انتقال حرارت در اواپراتور سیکل

t_{18} و t_{19} نقاط داخلی اواپراتور سیکل رانکین آلی هستند. همچنین، t_{20} و t_{21} نقاط داخلی کندانسور سیکل رانکین آلی هستند. مقادیر ابتدایی ورودی برای شبیه سازی سیکل ترکیبی مطابق جدول ۱ است.

جدول ۱. مقادیر ورودی ابتدایی برای شبیه سازی سیکل ترکیبی

مقدار	توضیح	نماد
[۳۳]۲۵	دمای محیط	$t_0(^{\circ}C)$
[۳۳]۱۰۱,۳	فشار محیط	$p_0(kPa)$
[۳۳]۴۰۰	دبی کربن دی اکسید	$\dot{m} CO_2$
[۳۳]۴۰۰	فشار پایینی سیکل کربن دی اکسید	$P_1(kPa)$
[۳۳]۳	نسبت فشار کمپرسور کربن دی اکسید	r_p, CO_2, com
[۳۳]۰,۸۶	کارایی مبدل های بازتاب کربن دی اکسید	$\epsilon_{CO_2, rec}$
[۳۳]۵۵۰	دمای ورودی توربین کربن دی اکسید	$TIT(^{\circ}C)$
[۳۳]۰,۸۵	بازده آیزونتروپیک کمپرسور کربن دی اکسید	$\eta_{CO_2, com}$
[۳۴و۳۳]۰,۹	بازده آیزونتروپیک توربین کربن دی اکسید	$\eta_{CO_2, tur}$
[۳۵]۲۵	دمای آب خنک ورودی مبدل سرمایش کربن دی اکسید	$t_{15(^{\circ}C)}$
[۳۵]۳۵	دمای آب خنک خروجی مبدل سرمایش کربن دی اکسید	$t_{16(^{\circ}C)}$
[۳۲]۱۰۱,۳	فشار آب خنک ورودی مبدل سرمایش کربن دی اکسید	$P_{15}(kPa)$
۵۰	اختلاف دمای سمت گرم اواپراتور سیکل آلی	$\Delta T_{hot} (^{\circ}C)$
[۳۳]۳۵	دمای کندانسور سیکل آلی	$t_{f,con} (^{\circ}C)$
[۳۳]۰,۸۷	بازده توربین سیکل آلی	η_{tur}
[۳۳]۰,۸	بازده پمپ سیکل آلی	η_p
[۳۴]۳	اختلاف دمای پینچ اواپراتور آلی	$\Delta T_{pinch, eva}$
[۳۴]۵	اختلاف دمای پینچ کندانسور آلی	$\Delta T_{pinch, con}$

و مقادیر ابتدایی برای تحلیل اگزرژی-اقتصادی مطابق جدول ۲ است.

جدول ۲. مقادیر ابتدایی ورودی برای تحلیل اگزرژی-اقتصادی

مقدار	توضیح	پارامتر
[۳۲]۱,۰۶	ضریب مربوط به هزینه عملکرد و نگهداری	φ
[۳۶]۲۰۰۰	تعداد ساعات عملکرد سالیانه کلکتور خورشیدی	$N_{system}(hr)$
[۳۲]۱۰	نرخ سود سرمایه	$i(\%)$
[۳۲]۲۰	تعداد سال های عملکرد سیستم	$n(year)$

بحث و بررسی

در این بخش پس از صحت سنجی نتایج حاصل از شبیه سازی، نتایج انرژی، اگزرژی و اگزرژی اقتصادی سیکل های ترکیبی در حالت ورودی پایه مورد بررسی قرار می گیرد. در انتها نیز تحلیل پارامتری به منظور بررسی تغییر نسبت فشار کمپرسور

کربن‌دی‌اکسید، دمای ورودی توربین و دمای اواپراتور آلی روی پارامترهای خروجی صورت می‌پذیرد. کلیه معادلات پایستگی جرم و انرژی و روابط برگشت‌ناپذیری، همچنین، روابط مربوط به تحلیل انرژی اقتصادی در اجزای مختلف سیکل ترکیبی توسط نرم‌افزار EES شبیه‌سازی می‌شود. این نرم‌افزار دارای یک سری زیرمجموعه از خواص سیالات مختلف بوده که با توجه به استفاده از انواع سیالات در قسمت‌های مختلف، برای شبیه‌سازی سیکل ترکیبی سودمند واقع می‌شود. در این قسمت ابتدا به منظور صحت‌سنجی نتایج به‌دست‌آمده، نتایج مربوط به سیکل فوق بحرانی کربن‌دی‌اکسید بازتراکم شبیه‌سازی شده در تحقیق حاضر با موارد ورودی کاملاً مشابه با مرجع [۳۳] مطابق جدول ۳، نتایج پژوهش اکبری و سید محمودی مقایسه شده است. همچنین، درخور یادآوری است که به دلیل مشابهت دو سیکل بازیاب و بازتراکم، سیکل بازتراکم جهت صحت‌سنجی انتخاب شده است.

جدول ۳. صحت‌سنجی نتایج حاصل از شبیه‌سازی با مرجع [۳۳]

شماره	دما (°C)	دمای مرجع	فشار (kPa)	فشار مرجع
۱	۳۵	۳۵	۷۴۷۴	۷۴۷۴
۲	۱۱۳٫۷	۱۱۵٫۲	۲۲۴۲۲	۲۲۴۲۲
۳	۲۵۸٫۱	۲۶۰٫۹	۲۲۴۲۲	۲۲۴۲۲
۴	۳۸۹٫۲	۳۸۵٫۵۵	۲۲۴۲۲	۲۲۴۲۲
۵	۵۵۰	۵۵۰	۲۲۴۲۲	۲۲۴۲۲
۶	۴۲۵٫۹	۴۲٫۱۵	۷۴۷۴	۷۴۷۴
۷	۲۸۱٫۶	۲۸۳٫۲۵	۷۴۷۴	۷۴۷۴
۸	۱۳۶٫۴	۱۳۸٫۷۵	۴۷۴	۴۷۴

نتایج

نتایج حالت ورودی پایه

در این قسمت ابتدا عملکرد سیستم‌های مورد نظر در حالت ورودی پایه مقایسه و بررسی شده است. برای شبیه‌سازی سیستم‌های ترکیبی موارد ابتدایی ورودی در حالت پایه مطابق جدول ۳ است. با استفاده از موارد ورودی و معادلات پایستگی جرم و انرژی و روابط مربوط به تحلیل انرژی اقتصادی، مقادیر خروجی در جدول ۴ ارائه شده است. در این حالت مطابق جدول کار خروجی سیکل رانکین در ترکیب با سیکل با بازیاب از سیکل بازتراکم به مقدار قابل ملاحظه‌ای بیشتر است. به دلیل اینکه سیال خروجی توربین کربن‌دی‌اکسید در سیکل با بازیاب در یک مبدل حرارتی و در سیکل بازتراکم در دو مبدل حرارتی کاهش دما می‌یابد، دمای بالاتری به عنوان محرک سیکل رانکین آلی در سیکل با بازیاب حاصل شده که باعث بیشتر بودن دبی تولیدی سیکل آلی و بالاتر بودن کار خروجی سیکل آلی شده است. با یکسان بودن کار توربین دی‌اکسید کربن، به دلیل وجود دو کمپرسور در سیکل بازتراکم و عدم خنک‌کاری بخشی از کربن‌دی‌اکسید که وارد کمپرسور ۲ می‌شود، دو کمپرسور کار مورد نیاز بیشتری نسبت به تنها کمپرسور سیکل بازیاب طلب می‌کنند که باعث بیشتر شدن کار سیکل با بازیاب نسبت به سیکل بازتراکم شده است. کار کلی نیز بر اثر بیشتر شدن کار هر دو سیکل در سیستم ترکیبی بازیاب بیشتر است، اما از سوی دیگر به دلیل وجود دو مبدل بازیاب در سیکل بازتراکم، دمای سیال ورودی کلکتور خورشیدی در آن نسبت به سیکل بازیاب با یک مبدل حرارتی بازیاب، بیشتر است. برای مثال، در حالت ورودی پایه دمای ورودی کلکتور سیکل بازتراکم $390/2$ درجه سلسیوس و در سیکل بازیاب $322/8$ درجه سلسیوس است. در این حالت با یکسان بودن دمای خروجی کلکتور در هر دو سیستم، مساحت مورد نیاز بزرگ‌تری برای آینه‌های هلیوستات در سیکل با بازیاب و به تبع آن، انرژی سوخت مورد نیاز بیشتری برای آن حاصل شده است. در مورد بازده انرژی علی‌رغم بیشتر بودن انرژی سوخت کلکتور در مخرج کسر بازده، بیشتر بودن کار کلی سیستم ترکیبی بازیاب، باعث بیشتر بودن بازده انرژی سیستم ترکیبی با بازیاب در نسبت فشار ۳ شده است، اما در بخش تحلیل پارامتری دیده شد که در نسبت فشارها اثر بیشتر بودن مساحت مورد نیاز هلیوستات تأثیر بیشتری داشته و باعث کمتر بودن بازده انرژی سیستم ترکیبی برخی با بازیاب نسبت به سیستم ترکیبی بازتراکم می‌شود. بیشتر بودن مساحت مورد نیاز هلیوستات در

سیستم ترکیبی بازیاب عامل اصلی بیشتر بودن نرخ هزینه ابتدایی، نرخ هزینه تخریب انرژی و نرخ هزینه کلی در آن نسبت به سیستم ترکیبی بازتراکم است، اما علی‌رغم بیشتر بودن نرخ هزینه کلی در سیستم ترکیبی با بازیاب، هزینه واحد الکتریسته تولیدی در آن کمتر بوده که مقایسه معرفی ساختاری بهتر از منظر ترمو اقتصادی را دشوار کرده است. فاکتور انرژی اقتصادی دو سیستم حدود ۳۳ درصد بوده که نشان‌دهنده غالب بودن نرخ هزینه تخریب انرژی در نرخ هزینه کلی سیستم‌های مورد مطالعه است.

جدول ۴. مقایسه عملکرد دو ساختار مختلف در حالت ورودی پایه

سیستم ترکیبی بازتراکم	سیستم ترکیبی با بازیاب	پارامتر خروجی
۱۰۹۸	۸۴۱۰	$\dot{W}_{ORC, net}(kW)$
۲۹۹۳۵	۳۵۹۱۰	$\dot{W}_{CO_2, net}(kW)$
۳۱۰۳۳	۴۴۳۲۰	$\dot{W}_{net}(kW)$
۱۶۸۲۰۵	۲۳۳۴۴۳	$A_{helio\text{stat}}(m^2)$
۱۴۳۵۶۶	۱۹۹۲۴۸	$Ex_{f, col}(kW)$
۲۱،۶۲	۲۲،۲۴	$\eta_{ex, net}(\%)$
۱۱۰،۶۸	۱۵۴۱۶۰	$Ex_{D, tot}(kW)$
۴۴۹۴	۵۳۰۸	$Z_{tot}(\$/hr)$
۹۱۹۱	۱۰۶۱۷	$CD_{est, tot}(\$/hr)$
۳۵،۳۱	۳۱،۵۸	$ce_{l, net}(\$/GJ)$
۳۲،۸۴	۳۳،۳۳	$f_{tot}(\%)$

مقادیر خروجی مربوط به نرخ انرژی و انرژی‌های اجزای مختلف سیکل و همچنین، بازده انرژی اجزای مختلف سیستم ترکیبی بازتراکم برای نمونه در جدول ۵ آورده شده است.

جدول ۵. مقادیر خروجی مربوط به نرخ انرژی و انرژی‌های اجزای مختلف سیستم ترکیبی بازتراکم و همچنین، بازده انرژی اجزای مختلف

$\eta_{ex}(\%)$	$Ex_D(kW)$	\dot{W} یا \dot{Q} (kW)	دستگاه (جزء)
۸۸،۴۴	۱۵۵۹	۱۳۴۹۱	کمپرسور ۱ کربن دی اکسید
۷۴،۳	۳۴۶۷	۱۰۹۵۰	کمپرسور ۲ کربن دی اکسید
۸۹،۵۷	۲۶۰۷	۶۵۷۴۱	مبدل بازیاب دما پایین
۹۵،۴۳	۱۵۵۴	۶۴۸۳۱	مبدل بازیاب دما بالا
۳۲،۲۵	۹۷۲۶۱	۷۹۴۷۵	کلکتور خورشیدی
۹۵،۴۴	۲۵۹۹	۵۴۳۷۶	توربین کربن دی اکسید
۱۹،۷۵	۳۷۲۴	۵۴۲۵۱	مبدل حرارتی سرمایش
۶۳،۱۵	۹۱۵،۳	۹۹۰۶	اواپراتور آلی
۸۷،۸۱	۱۵۶،۵	۱۱۲۷	توربین آلی
۲۶،۹۸	۲۲۰،۵	۸۸۰۰	کندانسور آلی
۸۰،۸۷	۳،۹۵	۲۰،۷	پمپ آلی

همان‌طور که مشاهده می‌شود بیشترین مقدار تخریب انرژی در کلکتور خورشیدی اتفاق می‌افتد که به میزان قابل ملاحظه‌ای از سایر اجزا بیشتر است. همچنین، بالاترین بازده انرژی مربوط به توربین کربن دی اکسید و مبدل حرارتی دما بالا و کمترین مقدار بازده انرژی مربوط به کندانسور آلی و مبدل حرارتی سرمایشی سیکل کربن دی اکسید است. در انتهای این بخش جدول نشان‌دهنده نتایج اقتصادی برای سیکل ترکیبی بازتراکم است. از جدول پیداست که کلکتور خورشیدی باید بیشتر از سایر اجزا از منظر انرژی اقتصادی مورد توجه قرار گیرد چون بیشترین مقدار Z_k متعلق به این جزء بوده که به مقدار قابل ملاحظه‌ای از سایر اجزای سیستم بیشتر است. همچنین، همان‌طور از جدول ۶ پیداست، مبدل حرارتی سرمایشی، مبدل‌های

بازیاب و کمپرسور ۲ کمترین مقدار فاکتور انرژی اقتصادی را دارند. مقادیر به دست آمده برای اجزای یادشده به این معناست که قیمت تخریب انرژی بر قیمت ابتدایی غالب بوده که باعث کاهش فاکتور انرژی اقتصادی می‌شود.

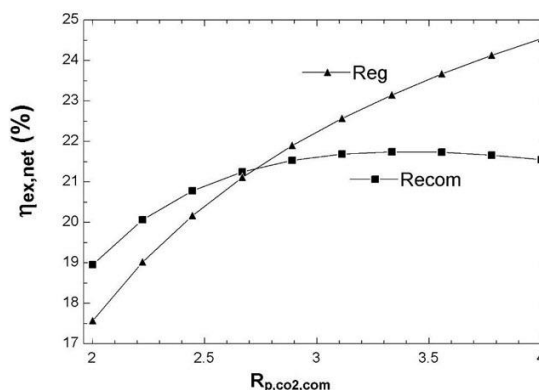
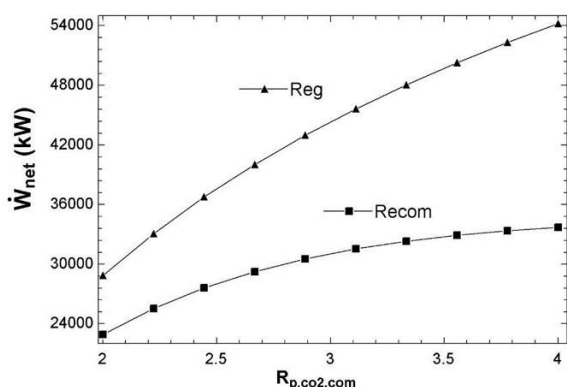
جدول ۶. نتایج انرژی-اقتصادی برای سیکل ترکیبی

$f(\%)$	$C_D + Z (\$/h)$	$Z (\$/h)$	$C_D (\$/h)$	دستگاه (جزء)
۳۵,۱۷	۲۹۵,۷	۱۰۴	۱۹۱,۷	کمپرسور ۱ کربن دی‌اکسید
۸,۲۵	۴۶۴,۵۵	۳۸,۳۵	۴۲۶,۲۲	کمپرسور ۲ کربن دی‌اکسید
۶,۵۵	۲۸۹,۹	۱۹	۲۷۰,۹	مبدل بازیاب دما پایین
۶,۶۲	۱۷۲,۹۵	۱۱,۴۵	۱۶۱,۵	مبدل بازیاب دما بالا
۳۲,۲۵	۱۰۸۰,۵	۳۴۸,۵	۷۳۲,۰	کلکتور خورشیدی
۷۳,۸۳	۱۰۳۲,۶	۷۶۲,۴	۲۷۰,۲	توربین کربن دی‌اکسید
۱,۴۹	۳۹۲,۹۶	۵,۸۶	۳۸۷,۱	مبدل حرارتی سرمایش
۱۷,۰۴	۱۱۴,۶۷	۱۹,۵۴	۹۵,۱۳	اوپراتور آلی
۶۰,۰۷	۷۰,۱	۴۲,۱۱	۲۷,۹۹	توربین آلی
۱۱,۱۶	۴۴,۳۹	۴,۹۵	۳۹,۴۴	کندانسور آلی
۴۸,۰۶	۱,۸۳	۰,۸۸۳	۰,۹۵	پمپ آلی

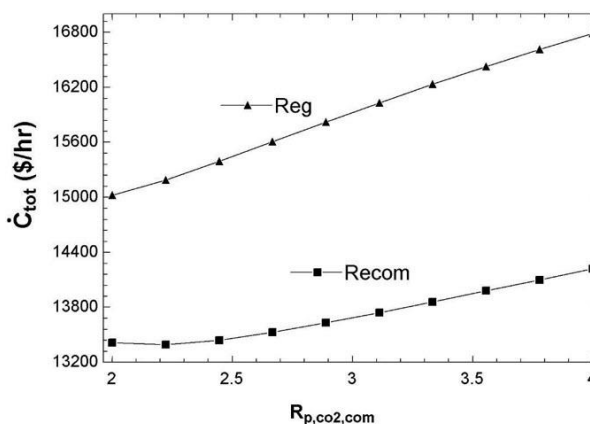
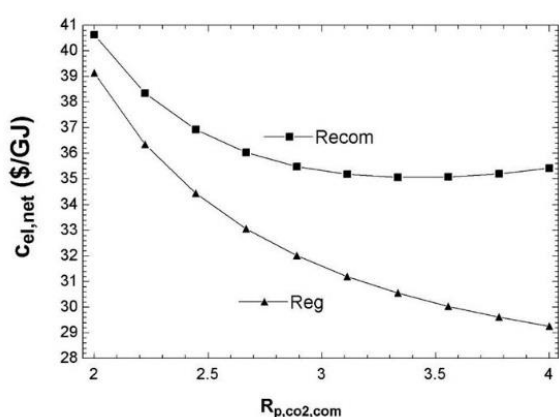
نتایج تحلیل پارامتری

در این قسمت اثر تغییر نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین دی‌اکسید کربن روی عملکرد سیستم‌ها از منظر انرژی، انرژی و انرژی اقتصادی تحلیل می‌شود. درخور یادآوری است که به منظور تحلیل پارامتری تنها پارامتر مورد نظر در بازه در نظر گرفته شده تغییر کرده و بقیه موارد ورودی در سیستم‌های ترکیبی در حالت پایه مطابق جدول ۱ ثابت می‌مانند. اثر تغییر نسبت فشار کمپرسور روی کار خروجی کلی سیستم‌های مورد بررسی در شکل ۵ قابل مشاهده است. افزایش نسبت فشار کمپرسور با افزایش هم‌زمان کار مورد نیاز کمپرسور و کار خروجی توربین در سیکل کربن دی‌اکسید همراه بوده که افزایش کار خروجی سیکل کربن دی‌اکسید در هر دو مورد را در پی دارد. همچنین، افزایش نسبت فشار کمپرسور در هر دو سیستم مورد بررسی، افزایش دمای محرک سیکل رانکین آلی را باعث شده که با نوشتن رابطه پایستگی انرژی در اوپراتور آلی، باعث افزایش دبی تولیدی در آن و افزایش کار خروجی آن شده است. افزایش کار هر دو سیکل در سیستم ترکیبی نیز باعث افزایش کار کلی می‌شود. مطابق شکل ۶ نیاز افزایش نسبت فشار کمپرسور در سیستم ترکیبی بازتراکم باعث افزایش بازده شده و نمودار در نسبت فشار حدود ۳/۳ دارای بیشینه است. اما بازده انرژی سیستم بازیاب همواره افزایش یافته است. همچنین در نسبت فشار ۲ تا ۲/۶۵ سیستم بازتراکم و در نسبت فشارهای بالاتر سیستم با بازیاب بازده انرژی بالاتری را حاصل می‌دهد. در این حالت همان‌طور که اشاره شد، افزایش نسبت فشار کمپرسور افزایش کار خروجی هر دو سیستم را باعث می‌شود، از سوی دیگر افزایش نسبت فشار، افزایش مساحت مورد نیاز آینه‌های هلیوستات و افزایش انرژی سوخت خورشیدی در مخرج کسر بازده انرژی را سبب می‌شود. در سیکل بازتراکم اثر متقابل دو عامل یادشده باعث ایجاد بیشینه برای بازده انرژی شده اما در سیکل بازیاب تأثیر افزایش کار خروجی بیشتر بوده که افزایش بازده انرژی در کل بازه مورد بررسی را در پی دارد.

همچنین اثر افزایش نسبت فشار روی نرخ هزینه کلی سیستم‌های مورد بررسی در شکل ۷ و روی هزینه واحد الکتریسیته تولیدی در شکل ۸ قابل مشاهده است. مطابق شکل ۷ هزینه کلی سیستم ترکیبی بازیاب در کل بازه مورد بررسی از سیستم ترکیبی بازتراکم بیشتر بوده و در هر دو سیستم با افزایش نسبت فشار کمپرسور، هزینه کلی افزایش می‌یابد. در این حالت عامل اصلی تأثیرگذار، مساحت مورد نیاز آینه‌های هلیوستات بوده و به دلیل اینکه سیکل بازیاب به مساحت بیشتری نیاز دارد؛ هزینه کلی بیشتری را بر سیستم تحمیل می‌کند. همچنین افزایش نسبت فشار، افزایش مساحت مورد نیاز هلیوستات‌ها را باعث شده که در هر دو سیستم باعث افزایش نرخ هزینه کلی می‌شود. از سوی دیگر مطابق شکل ۸، سیکل بازیاب علی‌رغم نرخ هزینه بالاتر، هزینه واحد الکتریسیته پایین‌تری را در بازه مورد بررسی باعث شده است.



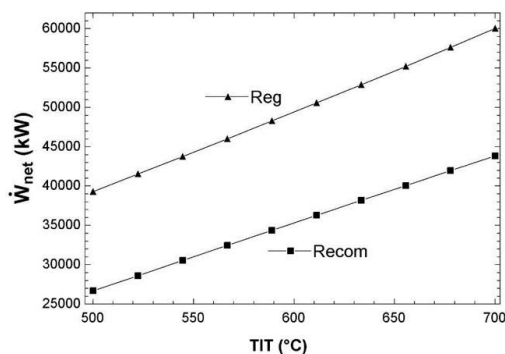
شکل ۵. اثر تغییر نسبت فشار کمپرسور روی کار کلی خروجی شکل ۶. اثر تغییر نسبت فشار کمپرسور روی بازده اگزرژی



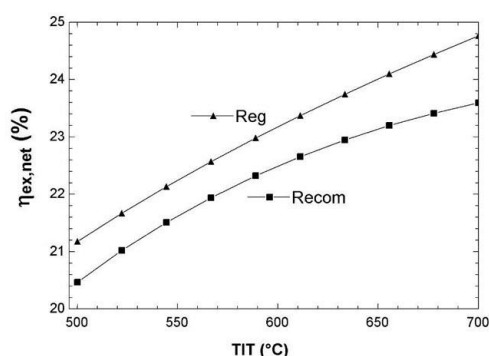
شکل ۷. اثر تغییر نسبت فشار کمپرسور روی نرخ هزینه کلی شکل ۸. اثر تغییر نسبت فشار کمپرسور روی هزینه واحد الکتریسیته

اثر تغییر دمای ورودی توربین دی اکسید کربن روی کار خروجی کلی سیستم‌های مورد بررسی در شکل ۹ قابل مشاهده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، در هر دو سیستم افزایش دمای ورودی توربین باعث افزایش کارخروجی کلی می‌شود و در نسبت فشار مورد بررسی، سیکل بازیاب کار خروجی بیشتری نسبت به سیکل بازتراکم حاصل می‌دهد. در این مورد با ثابت ماندن کار کمپرسورها، افزایش دمای ورودی توربین، افزایش کار خروجی توربین دی اکسید کربن را باعث می‌شود. همچنین، باعث افزایش دمای محرک سیکل رانکین آلی شده که افزایش کار خروجی آن را سبب می‌شود. در نهایت، کار کلی بر اثر افزایش کار خروجی هر دو سیستم افزایش می‌یابد. مطابق شکل ۱۰ نیز علی‌رغم افزایش مساحت مورد نیاز آینه‌های هلیوستات بر اثر افزایش دمای ورودی توربین و افزایش اگزرژی سوخت در مخرج کسر بازده اگزرژی؛ افزایش کار خروجی در هر دو سیکل تأثیر بیشتری داشته که باعث افزایش بازده اگزرژی کلی می‌شود.

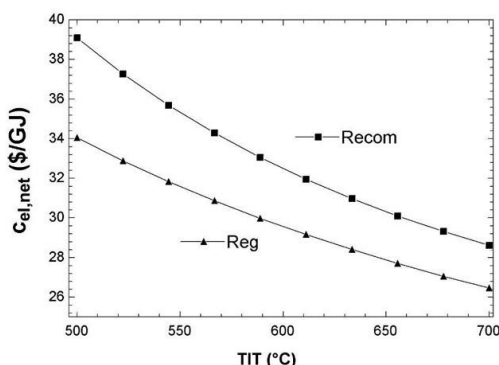
اثر تغییر دمای ورودی توربین کربن دی اکسید روی نرخ هزینه کلی سیستم‌های مورد بررسی در شکل ۱۱ و روی هزینه واحد تولید الکتریسیته در شکل ۱۲ قابل مشاهده است. در این حالت نیاز افزایش مساحت مورد نیاز آینه‌های هلیوستات با افزایش دمای ورودی توربین کربن دی اکسید، عامل اصلی افزایش نرخ هزینه کلی سیستم بوده و سیستم ترکیبی بازیاب به دلیل مساحت بالاتر آینه‌های هلیوستات، نرخ هزینه کلی بالاتری دارد. از سوی دیگر علی‌رغم نرخ هزینه بالاتر در سیکل بازیاب، هزینه واحد الکتریسیته تولیدی در آن کمتر است. همچنین با افزایش دمای ورودی توربین، به خلاف نرخ هزینه کلی، هزینه واحد الکتریسیته تولیدی کاهش می‌یابد، به طوری که تعیین دمای ورودی توربین به منظور دستیابی به بهترین عملکرد اگزرژی اقتصادی را دشوار می‌سازد.



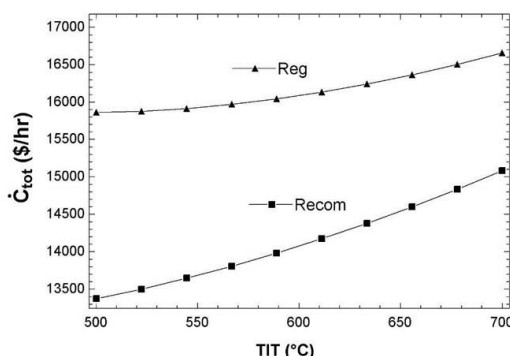
شکل ۱۰. اثر تغییر دمای ورودی توربین روی بازده انرژی



شکل ۹. اثر تغییر دمای ورودی توربین روی کار خروجی



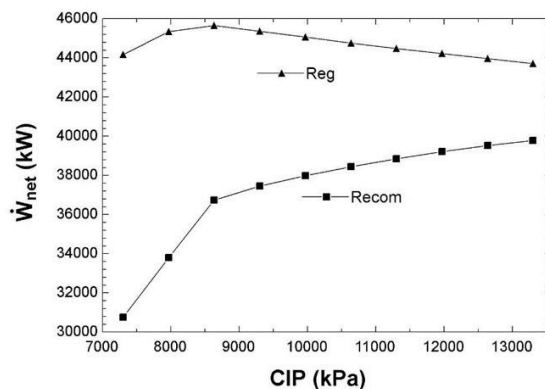
شکل ۱۲. اثر تغییر دمای ورودی توربین بر هزینه واحد الکتریسیته تولیدی



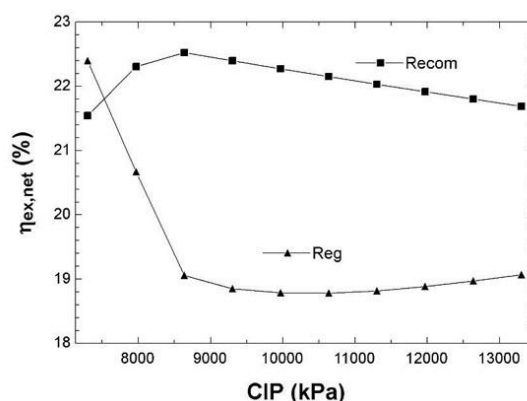
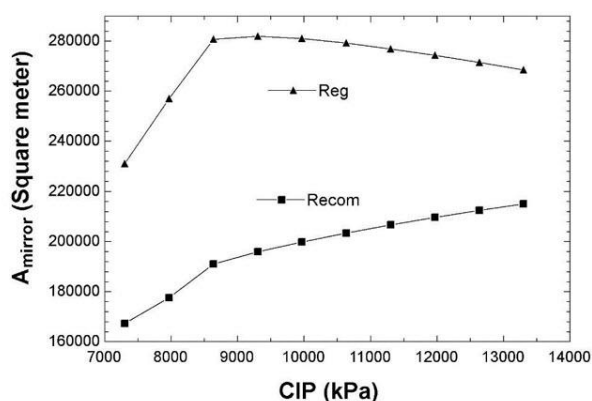
شکل ۱۱. اثر تغییر دمای ورودی توربین بر نرخ هزینه کلی

اثر فشار ورودی کمپرسور کربن دی‌اکسید روی کار خروجی کلی سیستم‌های مورد بررسی در شکل ۱۳ قابل مشاهده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، در سیکل بازیاب کار کلی در فشار حدود ۸۶۰۰ کیلو پاسکال دارای مقدار بیشینه بوده، اما در سیکل بازتراکم با افزایش فشار پایینی کار خروجی کلی افزایش می‌یابد. در سیکل بازیاب با افزایش فشار در محدوده مورد بررسی کار مورد نیاز کمپرسور دارای یک مقدار کمینه بوده که ایجاد بیشینه برای کار کلی را نتیجه می‌دهد و در سیکل بازتراکم کاهش کار کمپرسور ۲ عامل تعیین‌کننده در افزایش کار کلی سیستم است.

اثر فشار ورودی کمپرسور کربن دی‌اکسید روی بازده انرژی کلی سیستم‌های مورد بررسی در شکل ۱۴ قابل مشاهده است. در سیکل بازیاب تغییر مساحت مورد نیاز آینه‌های هلیوستات در مخرج کسر بازده انرژی تأثیر غالب داشته و روند تغییرات بازده انرژی در جهت عکس روند مساحت مورد نیاز آینه‌های هلیوستات مطابق شکل است. اما در سیکل بازیاب تأثیر متقابل افزایش کار خروجی سیکل مطابق شکل در صورت کسر بازده انرژی و افزایش مساحت مورد نیاز آینه‌ها مطابق شکل ۱۵ در مخرج کسر بازده انرژی باعث ایجاد بیشینه برای بازده انرژی می‌شود.

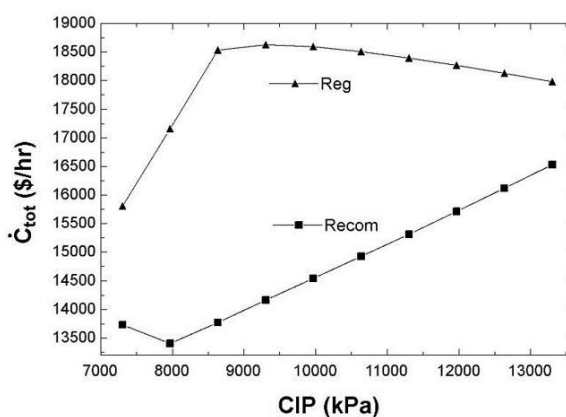
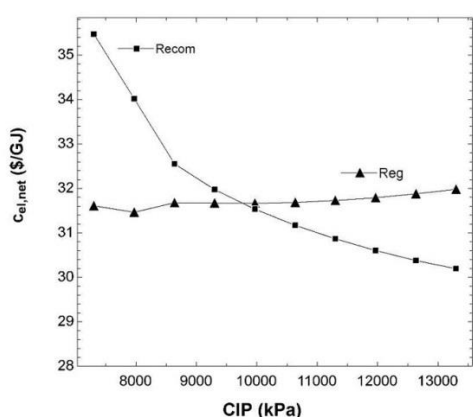


شکل ۱۳. اثر تغییر فشار پایینی سیکل کربن دی‌اکسید روی کار خروجی



شکل ۱۴. اثر تغییر فشار پایینی سیکل بر بازده انرژی شکل ۱۵. اثر تغییر فشار پایینی سیکل بر مساحت مورد نیاز آینه‌ها

اثر فشار ورودی کمپرسور کربن دی اکسید روی نرخ هزینه کلی سیستم‌های مورد بررسی در شکل ۱۶ قابل مشاهده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در سیکل بازیاب نرخ هزینه کلی با تأثیر غالب نرخ هزینه ابتدایی و تخریب انرژی کلکتور دارای یک مقدار بیشینه است. در سیکل بازتراکم نیز تأثیر عوامل متضاد تا افزایش ۸ هزار کیلو پاسکال باعث کاهش نرخ هزینه شده و سپس با تأثیر غالب افزایش نرخ هزینه کلکتور، نرخ هزینه کلی افزایش پیدا می‌کند. اثر فشار ورودی کمپرسور کربن دی اکسید روی هزینه واحد انرژی سیستم‌های مورد بررسی در شکل ۱۷ مشاهده است. مطابق شکل در بازه مورد بررسی هزینه تولید الکتریسیته سیکل بازیاب افزایش و در مورد سیکل بازتراکم کاهش می‌یابد که روش کاهش سیکل بازتراکم از شدت بیشتری برخوردار است.



شکل ۱۶. اثر تغییر فشار پایینی سیکل بر نرخ هزینه کلی شکل ۱۷. اثر تغییر فشار پایینی سیکل بر هزینه واحد الکتریسیته تولیدی

نتیجه‌گیری

در این تحقیق دو ساختار مختلف سیستم ترکیبی سیکل بازیاب و بازتراکم برای تون فوق بحرانی کربن دی اکسید رانکین آلی با محرک کلکتور هلیوستات از منظر انرژی، انرژی و انرژی اقتصادی شبیه‌سازی و مقایسه شد. در سیکل رانکین آلی نیز از ۱۲۳ R سیال استفاده شد. ابتدا برای محاسبه دما، فشار و دبی نقاط مختلف سیستم ترکیبی، معادلات پایستگی جرم و انرژی حل شده و سپس با استفاده از روابط مربوط به قیمت ابتدایی تجهیزات و معادلات موازنه هزینه در اجزای مختلف، نرخ هزینه ابتدایی و نرخ هزینه تخریب انرژی در اجزا محاسبه شد. در انتها نیاز تحلیل پارامتری به منظور بررسی اثر تغییر نسبت فشار کمپرسور کربن دی اکسید و دمای ورودی توربین کربن دی اکسید روی عملکرد سیستم‌ها از منظر انرژی، انرژی، اقتصادی و انرژی اقتصادی انجام شد. نتایج حاکی از آن است که:

- در حالت ورودی پایه کار خروجی سیکل رانکین در ترکیب با سیکل بازیاب از سیکل بازتراکم به مقدار قابل ملاحظه‌ای بیشتر است.
- با یکسان بودن کار توربین کربن‌دی‌اکسید، به دلیل وجود دو کمپرسور در سیکل بازتراکم و عدم خنک‌کاری بخشی از کربن‌دی‌اکسید که وارد کمپرسور ۲ می‌شود، دو کمپرسور کار مورد نیاز بیشتری نسبت به تنها کمپرسور سیکل بازیاب طلب می‌کنند که باعث بیشتر بودن کار سیکل بازیاب نسبت به سیکل بازتراکم می‌شود.
- کار کلی نیز بر اثر بیشتر بودن کار هر دو سیکل در سیستم ترکیبی بازیاب بیشتر است.
- در مورد بازده اگزرژی، علی‌رغم بیشتر بودن اگزرژی سوخت کلکتور در مخرج کسر رابطه بازده، بیشتر بودن کار کلی سیستم ترکیبی بازیاب، باعث بیشتر بودن بازده اگزرژی سیستم ترکیبی بازیاب در نسبت فشار ۳ می‌شود. اما در بخش تحلیل پارامتری دیده شده است که در برخی نسبت فشارها بر اثر بیشتر بودن مساحت مورد نیاز هلیوستات تأثیر بیشتری داشته و باعث کمتر بودن بازده اگزرژی سیستم ترکیبی بازیاب نسبت به سیستم ترکیبی بازتراکم می‌شود.
- بیشتر بودن مساحت مورد نیاز هلیوستات در سیستم ترکیبی بازیاب عامل اصلی بیشتر بودن نرخ هزینه ابتدایی و نرخ هزینه تخریب اگزرژی و نرخ هزینه کلی در آن نسبت به سیستم ترکیبی بازتراکم است.
- علی‌رغم بیشتر بودن نرخ هزینه کلی در سیستم ترکیبی بازتراکم، هزینه واحد الکتریسته تولیدی در آن کمتر بوده که معرفی ساختار بهتر را از منظر ترمو اقتصادی دشوار می‌کند.
- نتایج تحلیل پارامتری نیز حاکی از آن بود که افزایش نسبت فشار باعث افزایش کار کلی، بازده اگزرژی و نرخ هزینه کلی شده، از سوی دیگر هزینه واحد الکتریسته تولیدی را افزایش می‌دهد.
- افزایش دمای ورودی توربین نیز اثری مانند نسبت فشار روی عملکرد سیستم دارد.
- در نسبت فشارهای مختلف کار خروجی سیستم ترکیبی بازیاب از سیستم ترکیبی بازتراکم بیشتر است.
- اما از سوی دیگر وابسته به نسبت فشار سیستم بازتراکم در نسبت فشارهای پایین‌تر، بازده اگزرژی بالاتری نسبت به سیکل بازتراکم دارد.
- افزایش فشار پایینی سیکل کربن‌دی‌اکسید باعث افزایش کار خروجی سیکل بازتراکم شده و تأثیر چندانی در سیکل بازیاب ندارد. از سوی دیگر، باعث کاهش بازده اگزرژی سیکل بازیاب شده و تأثیر محسوسی بر بازده سیکل بازتراکم ندارد.
- افزایش فشار پایینی در سیکل بازتراکم افزایش نرخ هزینه کلی و کاهش هزینه تولید الکتریسته را در پی دارد، اما در سیکل بازیاب موجب افزایش اندک نرخ هزینه کلی و هزینه تولید الکتریسته می‌شود.

منابع

- [1]. M. Bahari YA, N. Akbari, M. Jafari, Qezelbiglo, S. Zahedi, R. & H. Yousefi. Techno-economic analysis and optimization of a multiple green energy generation system using hybrid wind, solar, ocean and thermoelectric energy. *Energy Systems*. 2024;1:17.
- [2]. Linares JI. Innovative integrated solar combined cycle: Enhancing dispatchability with a partial recuperative gas turbine and supercritical CO₂ bottoming cycle, coupled with an ORC. *Solar Energy*. 2023;264.
- [3]. R. Zahedi AS, A. Aslani, Y. Noorollahi, F. Razi Astaraei & R. Eskandarpanah. Optimization of a hybrid cooling, heating and power multigeneration system coupled with heat storage tank using a developed algorithm. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2023;1:11.
- [4]. Hou Shengya FZ, and Qiguo Yang. Comparative analysis of supercritical CO₂-ORC combined cycle for gas turbine waste heat recovery based on multi-objective optimization. *Applied Thermal Engineering*. 2024;236.
- [5]. R. Zahedi MF, R. Ahmadi & M. Keshavarzadeh. Exergy-economic assessment of a hybrid power, cooling and heating generation system based on SOFC. *Heliyon*. 2023;9:5.
- [6]. M. N. Khan MZ, H. Habibi, A. Zanj & A. E. Anqi. Waste heat recovery of two solar-driven supercritical CO₂ Brayton cycles: Exergoeconomic analysis, comparative study, and monthly performance. *Applied Thermal Engineering*. 2022;214.
- [7]. R. Zahedi SDSG. Simulation and optimization of electricity generation by waste to energy unit in Tehran. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2022;53.
- [8]. G. V. Ochoa JDFJPR. Thermo-economic analysis of a combined supercritical CO₂ reheating under different configurations of Organic Rankine cycle ORC as a bottoming cycle. *Heliyon*. 2022;12:8.
- [9]. R. Zahedi SD. Optimization of power and heat dual generation cycle of gas microturbines through economic, exergy and environmental analysis by bee algorithm. *Energy Reports*. 2022;8.
- [10]. R. Zahedi AARD. Energy, exergy, exergoeconomic and exergoenvironmental analysis and optimization of quadruple combined solar, biogas, SRC and ORC cycles with methane system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2021;150.
- [11]. M. Khademi AA, R. Dashti & R. Shirmohammadi. Thermo-economic optimization of a solar-assisted supercritical CO₂ Brayton cycle, organic Rankine cycle and multi-effect distillation system. *Energy reports*. 2022;8.
- [12]. L. Sun DWYX. Thermodynamic and exergoeconomic analysis of combined supercritical CO₂ cycle and organic Rankine cycle using CO₂-based binary mixtures for gas turbine waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*. 2021;243.
- [13]. L. Sun DWYX. Energy, exergy and exergoeconomic analysis of two supercritical CO₂ cycles for waste heat recovery of gas turbine. *Applied Thermal Engineering*. 2021;196.
- [14]. Y. Wang LZ, Y. He, Q. Zhou & Q. Hao. Tech-economic assessment of chemical looping combustion coupled with the combined supercritical CO₂ Brayton cycle and ORC for power generation. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*. 2021;129.
- [15]. H. Habibi MZ, A. Chitsaz, K. Javaherdeh, M. Ayazpou & E. Bellos. Working fluid selection for regenerative supercritical Brayton cycle combined with bottoming ORC driven by molten salt solar power tower using energy-exergy analysis. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2020;39.
- [16]. S. Wang CL, J. Li, Z. Sun, X. Chen & X. Wang. Exergoeconomic analysis of a novel trigeneration system containing supercritical CO₂ Brayton cycle, organic Rankine cycle and absorption refrigeration cycle for gas turbine waste heat recovery. *Energy conversion and management*. 2020;221.
- [17]. Z. Liu ZL, X. Cao, T. Luo & X. Yang. Advanced exergoeconomic evaluation on supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle. *Journal of cleaner production*. 2020;256.
- [18]. P. Danieli SRAL. Supercritical CO₂ and air Brayton-Joule versus ORC systems for heat recovery from glass furnaces: Performance and economic evaluation. *Energy* 2019;168.
- [19]. McGowan KMJG. Thermo-economic analysis of multi-stage recuperative Brayton cycles: Part II-Waste energy recovery using CO₂ and organic Rankine power cycles. *Energy conversion and management*. 2019;185:920-34.
- [20]. H. Li WS, L. Cao, F. Chang, W. Xia, Y. Dai. Preliminary conceptual design and thermodynamic comparative study on vapor absorption refrigeration cycles integrated with a supercritical CO₂ power cycle. *Energy Conversion and Management*. 2018;161:162-71.
- [21]. K. Wang M-JL, J.-Q. Guo, P. Li, Z.-B. Liu, "A systematic comparison of different S-CO₂ Brayton cycle layouts based on multi-objective optimization for applications in solar power tower plants. A systematic comparison of different S-CO₂ Brayton cycle layouts based on multi-objective optimization for applications in solar power tower plants. *Applied Energy*. 2018;212:109-21.
- [22]. Y. Ma XZ, M. Liu, J. Yan, J. Liu. Proposal and assessment of a novel supercritical CO₂ Brayton cycle integrated with LiBr absorption chiller for concentrated solar power applications. *Energy*. 2018;148:839-54.

- [23]. S. Park JK, M. Yoon, D. Rhim, C. Yeom. Thermodynamic and economic investigation of coal-fired power plant combined with various supercritical CO₂ Brayton power cycle. *Applied Thermal Engineering*. 2018;130:611-23.
- [24]. H. Nami SM, A. Nemati, Exergy. economic and environmental impact assessment and optimization of a novel cogeneration system including a gas turbine, a supercritical CO₂ and an organic Rankine cycle (GT-HRSG/SCO₂). *Applied Thermal Engineering*. 2017;135:1315-30.
- [25]. K. Wang YLH. Thermodynamic analysis and optimization of a molten salt solar power tower integrated with a recompression supercritical CO₂ Brayton cycle based on integrated modeling. *Energy Conversion and Management*. 2017;135:336-50.
- [26]. Q. Deng DW, H. Zhao, W. Huang, S. Shao, Z. Feng. Study on performances of supercritical CO₂ recompression Brayton cycles with multi-objective optimization. *Applied Thermal Engineering*. 2017;114:1335-42.
- [27]. F.A. Al-Sulaiman MA. Performance comparison of different supercritical carbon dioxide Brayton cycles integrated with a solar power tower. *Energy*. 2015;82:61-71.
- [28]. Ahmadi P. Modeling, analysis and optimization of integrated energy systems for multigeneration purposes. University of Ontario Institute of Technology: Faculty of Engineering and Applied Science; 2013.
- [29]. I. Dincer MAR. Exergy: energy, environment and sustainable development. Newnes 2012.
- [30]. P. Ahmadi ID. Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit. *Energy Conversion and Management*. 2011;52:2296-308.
- [31]. A. Bejan EM. Thermodynamic optimization of complex energy systems: Springer Science & Business Media; 2012.
- [32]. A. Bejan GT. Thermal design and optimization: John Wiley & Sons; 1996.
- [33]. A.D. Akbari SMM. Thermoeconomic analysis & optimization of the combined supercritical CO₂ (carbon dioxide) recompression Brayton/organic Rankine cycle. *Energy*. 2014;78:501-12.
- [34]. M. Atif FAA-S. Energy and exergy analyses of solar tower power plant driven supercritical carbon dioxide recompression cycles for six different locations. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017;68:153-67.
- [35]. X. Wang YD. Exergoeconomic analysis of utilizing the transcritical CO₂ cycle and the ORC for a recompression supercritical CO₂ cycle waste heat recovery: A comparative study. *Applied Energy*. 2016;170:193-207.
- [36]. Elsafi AM. Exergy and exergoeconomic analysis of sustainable direct steam generation solar power plants. *Energy Conversion and Management*. 2015;103:338-47.