

Thermodynamic Evaluation of a Biomass-Based Combined Cooling, Heating, and Power (CCHP) System with a High-Performance Absorption Chiller and Hot-Box for Building Application

Research Article

Arash Kalantari¹ , Milad Mehrpooya², Alireza Pourmand³, Majid Soltani⁴ 

 [10.22067/jacsm.2025.94113.1339](https://doi.org/10.22067/jacsm.2025.94113.1339)

Abstract: This study presents the design and thermodynamic analysis of a novel biomass-based trigeneration system intended for building applications. The system integrates an open Brayton cycle, a supercritical carbon dioxide Brayton cycle, and a high-performance absorption chiller. Energy and exergy analyses were employed to evaluate system performance. A key innovation lies in the use of a hot box for efficient heat recovery, enabling the absorption chiller to achieve a coefficient of performance (COP) of 82%. Under baseline conditions, the system demonstrates energy and exergy efficiencies of 83.65% and 47.78%, respectively, with total exergy destruction reaching 4366 kW. Raising the hot box outlet temperature to 160°C further improves the chiller's COP to 82.21% (energy-based) and 32.33% (exergy-based). Parametric analysis indicates that preheating air temperature, CO₂ turbine inlet temperature, and hot box outlet temperature have a substantial impact on system behavior. The results confirm the system's strong performance and adaptability, underscoring its suitability for integration into hybrid energy systems utilizing renewable resources.

Keywords: Multigeneration, Biomass, High-Efficiency Absorption Chiller, Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle, Energy and Exergy Analysis.

1. Introduction

The depletion of fossil fuels and the rise in greenhouse gas emissions have increased the demand for sustainable and high-efficiency energy systems [1]. Traditional fossil fuel-based power generation faces major challenges, including unstable fuel prices, high costs, and severe environmental impacts [2]. Buildings are responsible for nearly 40% of global energy consumption, with heating and cooling accounting for about 80% of this usage [3]. Among renewable energy sources, biomass is particularly attractive due to its wide availability and ability to produce heat, power, and biofuels [4]. Integrating biomass with advanced technologies can help reduce fossil fuel dependency and emissions while supporting environmental sustainability [5]. Combined heat and power (CHP) and combined cooling, heating, and power (CCHP) systems are effective solutions for improving overall efficiency, saving 20–30% more energy compared to

conventional plants [6]. However, most previous biomass-based CCHP studies have focused mainly on producing chilled water using absorption refrigeration cycles, neglecting the potential to simultaneously generate hot water. This study proposes a novel biomass-based CCHP system that integrates direct biomass combustion, a supercritical CO₂ Brayton cycle, and an ammonia–water absorption refrigeration cycle. The system includes a multi-stage heat recovery unit, called the hot box, which captures waste heat at three different points and transfers it to the absorption cycle to produce both chilled and hot water with a COP above 82%. The schematic layout of the proposed system is shown in Figure 1, highlighting its three main subsystems: the biomass combustion chamber, the supercritical CO₂ cycle, and the absorption refrigeration unit. This design maximizes waste heat recovery, significantly improving the energy and exergy efficiencies of the system. The main objectives of this work are to design and analyze the proposed CCHP system, evaluate its performance through comprehensive energy and exergy analyses, and introduce the Fuel Saving Ratio (FSR) as a new performance indicator to assess its potential for sustainable building energy management.

2. Methodology

Thermodynamic modeling of the designed integrated system was conducted to evaluate key performance parameters such as energy efficiency, electrical efficiency, fuel savings rate, exergy destruction, exergy destruction ratio, and exergy efficiency. The initial assumptions for the biomass-based CCHP system included: all components operate under thermodynamic equilibrium or steady-state conditions; ambient temperature and pressure are 25°C and 101.3 kPa, respectively; outlet streams from separators are saturated; kinetic and potential energy changes are negligible; pressure drops in connections and heat exchangers are ignored; the working fluid in the absorption refrigeration cycle is an ammonia–water solution; the system is assumed adiabatic with no heat loss to the environment, allowing exergy

* Manuscript received June 18, 2025, Revised August 31, 2025, Accepted September 08, 2025 .

¹ M.Sc. Graduate in Energy Systems Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran.

² M.Sc. Student in Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran.

³ M.Sc. Graduate in Aerospace Engineering, School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.

⁴ Corresponding Author: Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran.
Email: msoltani@kntu.ac.ir

destruction to be calculated based on the difference between fuel and product exergy. Following prior studies, the Peng-Robinson equation of state was employed for gas mixture property calculations within Aspen HYSYS software. Mass, energy, and exergy balances were applied to all system components to characterize system behavior. Exergy analysis included calculation of exergy destruction share and exergy efficiency for each component, with relevant equations and results tabulated for detailed assessment.

3. Results

This section presents the energy and exergy analysis results of the integrated CCHP system. The base-case model outputs include 3001 kW thermal power, 1283 kW cooling power, and 2085 kW electrical power, with overall energy efficiency, electrical efficiency, and exergy efficiency of 83.65%, 27.39%, and 47.78%, respectively. The inclusion of a hot box in the absorption refrigeration cycle significantly improves the coefficient of performance (COP), achieving 82.21% (first law) and 32.33% (second law) enhancements. Exergy destruction totals 4366 kW, predominantly in the biomass burner (39.46%) and the supercritical CO₂ Brayton cycle heat exchangers, indicating key areas for thermal recovery improvements. Increasing heat absorption in key heat exchangers (E-100, E-101, and E-104) enhances both cooling/heating output and electrical generation. Exergy efficiency comparison shows phase separators perform best, while heat exchangers have substantial potential for thermodynamic optimization. Compared to similar biomass-based studies, the proposed system demonstrates superior COP, energy, and exergy efficiencies, mainly due to thermal integration, hot box utilization, and a recuperator in the supercritical CO₂ cycle. Fuel savings analysis confirms the process's strong potential for energy conservation and effective replacement of conventional systems through advanced thermal integration.

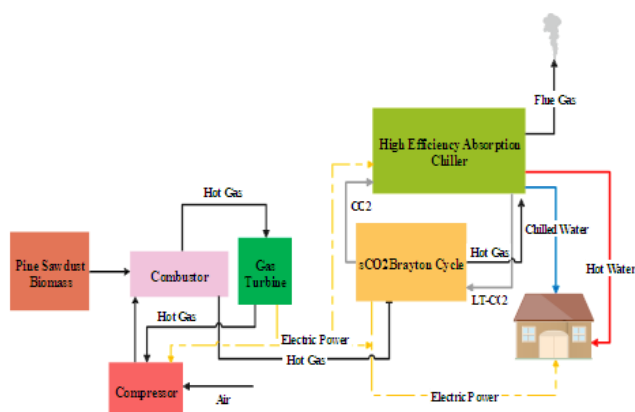


Figure 1 Overall schematic of the new CCHP system

4. Conclusion

This study proposes a novel biomass-fueled integrated CCHP system featuring multi-stage heat recovery from a gas turbine. The system demonstrates superior fuel savings and higher energy and exergy efficiencies compared to previous similar studies. A key innovation is the high-efficiency absorption chiller achieving a coefficient of performance (COP) above 82%, enabled by the use of a hot box and enhanced heat recovery. Energy and exergy analyses, alongside targeted

sensitivity assessments of critical parameters, reveal that the hot box significantly improves the overall exergy efficiency of the CCHP system. The results indicate that the inlet temperature of supercritical CO₂ to the turbine has a more pronounced effect on energy and exergy efficiencies than the combustion air preheating temperature. Notably, increasing the CO₂ turbine inlet temperature yields similar qualitative effects to raising the air preheat temperature, with heating and cooling outputs of the absorption chiller remaining stable—implying balanced energy transfer through the hot box. Key findings include a fuel savings rate confirming the system's strong potential as a thermal integration solution, exergy destruction mainly concentrated in the biomass burner (39.46% of total 4366 kW), and maximum permissible temperatures identified as 750°C for air preheating, 700°C for CO₂ turbine inlet, and 170°C for the hot box outlet. Under these optimal conditions, heat absorption in heat exchangers 100, 101, and 104 is maximized, resulting in exergy efficiencies of 51%, 54%, and 53%, respectively.

References:

- [1] Javaherdeh K, SafariSabet S. Exergy-Economic and Energy Investigation of a Combined Cycle of Simultaneous Production of Rankine Steam and Ejector Refrigeration Cycle Using Solar Energy. *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics* 2025;37:29–48. <https://doi.org/10.22067/jacsm.2024.88420.1267>
- [2] Kardgar A. Evaluation of an integrated solar-geothermal energy system to provide power, heat and cooling. *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics* 2022;34:19–34. <https://doi.org/10.22067/jacsm.2022.76152.1108>
- [3] Saoud A, Bruno JC, Boukhchanaa Y, Fellah A. Performance investigation and numerical evaluation of a single-effect double-lift absorption chiller. *Applied Thermal Engineering* 2023;227:120369. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120369>
- [4] Akhtari S, Sowlati T, Day K. Economic feasibility of utilizing forest biomass in district energy systems—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2014;33:117–27. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.01.058>
- [5] Nguyen VG, Sharma P, Ağbulut Ü, Le HS, Cao DN, Dzida M, et al. Improving the prediction of biochar production from various biomass sources through the implementation of explainable machine learning approaches. *Int J Green Energy* 2024;21:2771–98. <https://doi.org/10.1080/15435075.2024.2326076>
- [6] Abdoos B, Pourfayaz F, Ahmadi MH, Gholami A. Energetic/exergetic parametric study of a combined cooling, heating, and power (CCHP) system coupled with a local cellulosic biomass combustion chamber. *Energy Reports* 2024;12:3770–7. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2024.09.051>



ارزیابی ترمودینامیکی سامانه زیست توده‌ای تولید همزمان برق، گرما و سرما با چیلر جذبی پربازده و جعبه داغ

برای کاربرد ساختمانی*

مقاله پژوهشی

آرش کلاتری^(۱) میلاد مهرپویا^(۲) علیرضا پورمند^(۳) مجید سلطانی^(۴)

10.22067/jacsm.2025.94113.1339

چکیده در این پژوهش، یک سامانه نوین تولید همزمان برق، گرما و سرما مبتنی بر انرژی زیست توده برای کاربردهای ساختمانی طراحی و به صورت ترمودینامیکی تحلیل شده است. این سامانه شامل چرخه برایتون باز، چرخه برایتون با دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی و چیلر جذبی با ضریب عملکرد بالا است. تحلیل انرژی و آگزرژی برای ارزیابی عملکرد به کار رفته است. یکی از ویژگی‌های برجسته، استفاده از چیلر جذبی با ضریب عملکرد ۸۲ درصد به واسطه بازیابی مؤثر حرارت از طریق جعبه داغ است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد بازده انرژی و آگزرژی سامانه به ترتیب ۸۳/۶۵ و ۴۷/۷۸ درصد است. همچنین با افزایش دمای سیال خروجی جعبه داغ به ۱۶۰ درجه سلسیوس، ضریب عملکرد چیلر به طور قابل توجهی ارتقا می‌یابد. تحلیل پارامتری حاکی از تأثیر قابل توجه دماهای پیش‌گرمایش هوا، ورودی توربین و خروجی جعبه داغ بر عملکرد سامانه است. در دماهای عملیاتی خاص، بیشینه جذب حرارت و بیشترین بازده آگزرژی به ترتیب ۵۱، ۵۴ و ۵۳ درصد به دست آمده است. نتایج نشان دهنده کارایی بالا و قابلیت این سامانه برای استفاده در سامانه‌های انرژی ترکیبی تجدیدپذیر است.

واژه‌های کلیدی تولید همزمان، زیست توده، چیلر جذبی پربازده، چرخه برایتون با دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی، تحلیل انرژی و آگزرژی.

مقدمه

تقریباً ۴۰ درصد از انرژی، یکی از بزرگ‌ترین مصرف‌کنندگان انرژی در جهان محسوب می‌شوند [6]. بر اساس گزارش استراتژی گرمایش و سرمایش اتحادیه اروپا در سال ۲۰۱۶، سرمایش و گرمایش حدود ۸۰ درصد از کل مصرف انرژی ساختمان‌ها را در بر دارد [7]. در این راستا، برای تولید برق، اخیراً استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر مانند انرژی خورشیدی، بادی و زیست توده، توجه فزاینده‌ای را برای کاهش اثرات مخرب زیستی به خود جلب کرده است [7]. زیست توده یکی از منابع انرژی تجدیدپذیر با پتانسیل بالا برای تأمین انرژی مورد نیاز است [8]. زیست توده به دلایل مقابله با مسائلی مانند گرمایش زمین و تغییرات آب و هوایی و همچنین حفظ کیفیت خاک، برای

با کاهش سوخت‌های فسیلی و افزایش انتشار گازهای گلخانه‌ای، استفاده از سامانه‌های کارآمد انرژی به ویژه سامانه‌های انتگراسیون شده انرژی تجدیدپذیر و پایدار توجه فزاینده‌ای را به خود جلب کرده است [1-3]. با توجه به تقاضای زیاد انرژی در سطح جهان، تولید برق از منابع انرژی تجدیدناپذیر، به ویژه سوخت‌های فسیلی با روندی رو به رشد همراه بوده است. با این حال، تولید برق مبتنی بر سوخت‌های فسیلی، اثرات منفی اقتصادی و زیست محیطی مانند بی‌ثباتی قیمت‌ها، هزینه‌های بالای واردات، و انتشار گازهای گلخانه‌ای به همراه دارد که نمی‌توان آن‌ها را نادیده گرفت [4,5]. از این نظر، ساختمان‌ها، با مصرف

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۴/۳/۲۸ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۴/۶/۱۷ می باشد.

(۱) دانش‌آموخته کارشناسی ارشد مهندسی سیستم‌های انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران.

(۲) دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران.

(۳) دانش‌آموخته کارشناسی ارشد مهندسی هوافضا، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران.

(۴) نویسنده مسئول، دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران.

پایداری محیط زیست ضروری است [9]. ادغام زیست‌توده با فناوری‌های جدید می‌تواند آن را به گرما، برق، سوخت زیستی، زغال چوب، مواد شیمیایی و غیره تبدیل کند [10]. به عنوان مثال بیودیزل و بیوجاز دو محصول شناخته شده‌ای هستند که به ترتیب از طریق استریفیکاسیون و پیرولیز از زیست‌توده به دست می‌آیند [4,11]. سامانه‌های ترکیبی حرارت و توان (CHP) و سامانه‌های ترکیبی سرمایش، حرارت و توان (Combined cooling heating and power) (CCHP) به دلیل راندمان بالا، سازگاری با محیط زیست و قابلیت اطمینان بالا، یک فناوری امیدوارکننده در مقایسه با سایر فناوری‌های جایگزین محسوب می‌شوند. در ضمن، ادغام این سامانه‌ها با منابع انرژی تجدیدپذیر وابستگی به سوخت‌های فسیلی و انتشار آلاینده‌ها را نیز کاهش می‌دهد [10,12]. نگرانی‌های زیست‌محیطی در مورد کاهش گازهای گلخانه‌ای و توافق‌نامه‌های بین‌المللی و همچنین صرفه‌جویی در انرژی، بخش‌های مختلف را به استفاده از سامانه‌های خنک‌کننده، گرمایش و تولید همزمان متمایل کرده است. این سامانه‌ها می‌توانند بیش از یک محصول تولید کنند [4]. سامانه‌های تولید همزمان می‌توانند مقدار معینی سرما، گرما یا نیرو تولید کنند و ۲۰ تا ۳۰ درصد بیشتر صرفه‌جویی در مصرف انرژی در مقایسه با نیروگاه‌های معمولی داشته باشند [13].

در خصوص سامانه‌های تولید همزمان مطالعات زیادی صورت گرفته است که در آن‌ها منابع انرژی مختلف و هیبریدی نیز حضور دارند و عموماً از سیکل تبرید جذبی برای تولید توان سرمایشی استفاده شده است که برای نمونه می‌توان به مطالعه صورت گرفته توسط جلیلی و همکاران [14] اشاره کرد که در فرایندی یکپارچه بر اساس سوخت زیست‌توده و گازسازی برای تولید گاز سنتز به عنوان سوخت توربین گازی استفاده شده است و تولید سرمایش از طریق سیکل تبرید جذبی بوده است. سیکل تبرید پیشنهادی از محلول آب، لیتیوم و برم استفاده کرده است و سیکل توربین گازی با سهم ۶۱ درصدی و چیلر جذبی با سهم ۶ درصد دارای بالاترین و کمترین تخریب انرژی هستند. علاوه بر این در مقاله دیگری لوزانو و همکاران [15] از انرژی زیست‌توده و خورشیدی در یک سامانه تولید همزمان استفاده کردند. از جمله مهم‌ترین نتایج این مطالعه می‌توان به بازده الکتریکی معادل ۱۸/۲ درصد، بازده کلی برابر با ۶۲ درصد، دوره بازگشت سرمایه ۶/۸ سال و هزینه هم‌سطح شده برق (Levelized cost of electricity) (LCOE) برابر با ۰/۲۸۷ دلار به ازای هر کیلووات‌ساعت اشاره کرد. استفاده مستقیم از انرژی احتراق

زیست‌توده نیز توسط عبدوس و همکاران [12] در یک سامانه تولید همزمان بررسی شده و بخش‌های سامانه شامل محفظه احتراق زیست‌توده، سیکل رانکین بخار و تبرید جذبی با حلال لیتیوم، برم و آب می‌باشد. از مهم‌ترین نتایج این مطالعه می‌توان به ضریب عملکرد ۴۵/۳۴ درصد چیلر جذبی و بازده انرژی ۲۴/۳ درصدی اشاره کرد. همچنین ماو و همکاران [16] یک سامانه تولید همزمان سه‌گانه را ارائه کردند که سیکل تبرید جذبی آن با محلول لیتیوم بروماید - آب کار می‌کند و کارایی انرژی و انرژی آن به ترتیب ۵/۱۹ درصد و ۶/۱۲ درصد است و دوره بازگشت سرمایه سامانه نیز بین ۰/۶۷ الی ۵/۲ سال گزارش شده است. همچنین احمدی و همکاران [17] نیز از احتراق مستقیم زیست‌توده برای تولید محصولات برق، هیدروژن، گرمایش و سرمایش استفاده می‌کنند در حالی که سیکل تبرید جذبی از محلول لیتیوم بروماید - آب استفاده می‌کند و ضریب عملکرد و کارایی انرژی سامانه به ترتیب ۴۳ درصد و ۲۲/۲ درصد گزارش شده است. از دیگر سامانه‌های تولید همزمان که مبتنی بر احتراق مستقیم زیست‌توده است، می‌توان به مقاله منتشر شده توسط ستار و همکاران [18] اشاره کرد که زیرسامانه‌ها شامل محفظه احتراق زیست‌توده، سیکل ارگانیک رانکین، توربین گازی و سیکل تبرید جذبی است. این سامانه دارای راندمان الکتریکی ۲۴/۲ درصد، کارایی ۴۳/۵ درصد و ظرفیت سرمایشی معادل با ۳۸/۵ کیلووات است و پارامتر ضریب عملکرد سامانه تبرید معادل با ۰/۵۷ محاسبه شده است. سامانه‌های تولید همزمان نیز بر اساس سوخت گازی توسعه یافته‌اند که در آن‌ها از سامانه تبرید جذبی با محلول آب - آمونیاک استفاده شده است. از این موارد می‌توان به مقاله بیشال و همکاران [19] اشاره کرد که در آن یک ادغام حرارتی میان چرخه دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی، توربین گازی، چرخه تبرید جذبی و چرخه آلی رانکین انجام شده است. از مهم‌ترین خروجی‌ها می‌توان به ضریب عملکرد سامانه تبرید و ضریب بهره‌برداری انرژی (Energy utilization factor) به ترتیب برابر با ۰/۷۲ و ۴۹/۰۹ درصد اشاره کرد. در مطالعه‌ای مشابه از بیشال و همکاران [20] یک سامانه تولید همزمان برق و سرما ارائه داده‌اند که با نمک‌زدایی و تولید آب شیرین ادغام شده است. سامانه تولید برق از نوع خنک‌سازی جزئی با دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی (Supercritical CO₂ Partial Cooling) است و تولید آب شیرین از طریق دستگاه شیرین‌سازی با تکنولوژی ME-TVC انجام گرفته است و از نتایج آن می‌توان به ضریب عملکرد سیکل تبرید آب - آمونیاک و ضریب

و می‌تواند از حرارت اتلافی بخش غنی‌سازی برای تولید آب گرم نیز استفاده کند که باعث بالا رفتن پارامتر ضریب عملکرد سیکل می‌شود و در مطالعات قبلی اصلاً به این موضوع پرداخته نشده است. شکل (۱) دیاگرام کلی مدل جدید را نشان می‌دهد و زیرسامانه‌ها شامل توربین گازی با احتراق مستقیم زیست‌توده، سیکل فوق بحرانی دی‌اکسید کربن و تبرید جذبی است. مهم‌ترین نوآوری فرایند جدید استفاده از مبدلی تحت عنوان جعبه داغ (Hot Box) بوده است (شکل ۲) که در سه مرحله گرمای بیهوده را از تمام فرایند بازیابی می‌کند و آن را در اختیار چیلر جذبی قرار می‌دهد تا به این ترتیب بالاترین ضریب عملکرد حاصل گردد. جعبه داغ در سامانه پیشنهادی یک مبدل حرارتی تجمیع کننده است که وظیفه آن بازیابی حرارت بیهوده از چندین بخش مختلف سامانه و انتقال آن به چیلر جذبی است. این بخش به طور عملی باعث افزایش ضریب عملکرد انرژی و انرژی کل سامانه می‌شود، بدون آنکه خود به تولید برق، گرمایش یا سرمایش مستقلاً بپردازد. در شبیه‌سازی، اثر هات‌باکس بر عملکرد سیستم از طریق تغییر دمای سیال عامل خروجی و تأثیر آن بر COP و بازده انرژی و انرژی بررسی شده است. جعبه داغ به عنوان یک پل حرارتی بین سه مرحله بازیابی حرارت عمل می‌کند و به این ترتیب انرژی‌های اتلافی هر بخش به نحو کارآمدی در چیلر جذبی استفاده می‌شوند، که منجر به بهبود کلی کارایی ترمودینامیکی سامانه تولید همزمان می‌گردد. در همه مطالعات مروری بخش تولید بخار تنها از یک منبع حرارت بهره برده است ولی در مدل جدید سه مرحله گرمایش برای واحد تولید بخار سیکل تبرید تعریف گردیده و این کار باعث شده است تا ظرفیت بالایی نیز در بخش غنی‌سازی برای تولید آب داغ فراهم گردد به گونه‌ای که تمامی محصول آب سرد و گرم فقط از چیلر جذبی تولید می‌شوند و برای تولید برق نیز از چرخه برایتون دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی استفاده شده است. جعبه داغ پیشنهاد شده دارای سه مرحله گرم است که به شرح زیر هستند:

۱. تأمین گرمایش از طریق گاز دودکش.
۲. تأمین گرمایش از طریق سیال دی‌اکسیدکربن داغ خروجی از توربین.
۳. بازیابی گرما به صورت خودبازگردان (Self-recuperating) در بخش تبرید جذبی.

بنابراین، مهم‌ترین نوآوری فرایند را می‌توان ارائه یک چیلر جذبی با بازدهی بالا با ضریب عملکرد بالای ۸۲ درصد بیان کرد

بهره‌برداری انرژی به ترتیب برابر با ۰/۶۶۷ و ۵۹ درصد اشاره داشت. از دیگر مقالات منتشر شده در خصوص سامانه تولید همزمان مبتنی بر احتراق مستقیم زیست‌توده و ریکاوری گرمای بیهوده محفظه احتراق از طریق سیکل ارگانیک رانکین، نمک-زدایی آب دریا و سیکل تبرید جذبی می‌توان به کار انجام شده توسط نوتاکی و همکاران [21] اشاره کرد که در آن یک ارزیابی انرژی، اقتصادی، زیست‌محیطی و انرژی صورت گرفته و مهم‌ترین نتایج شامل بازده انرژی ۵۴/۲۶ درصد، کارایی انرژی ۲۹/۱۴ درصد، ضریب عملکرد سیکل تبرید معادل با ۳۱/۸۵ درصد و شدت انتشار کربن دی‌اکسید برابر با ۰/۶۵۴۴ کیلوگرم به ازای هر کیلووات‌ساعت هستند. همان طور که اشاره شد محققان زیادی از احتراق مستقیم زیست‌توده برای تولید برق، گرمایش، سرمایش و آب شیرین استفاده کرده‌اند. برای نمونه فنگ و همکاران [22] سامانه‌ای شامل تولید همزمان برق، حرارت و سرمایش همراه با شیرین‌سازی آب و تولید هیدروژن معرفی کردند که در آن از سامانه تبرید جذبی با محلول آب - آمونیاک برای تولید سرمایش استفاده شده است و از نتایج آن می‌توان به راندمان انرژی ۵۸/۲۴ درصد، بازده انرژی ۳۱/۹۷ درصد و تولید توان سرمایی ۴۶۵ کیلووات اشاره کرد. همچنین وانگ و همکاران [23] از احتراق مستقیم زیست‌توده و گرمای ناشی از آن برای تولید همزمان برق، گرمایش، سرمایش و آب شیرین استفاده کردند که طبق نتایج مدل‌سازی نرخ انتقال حرارت در واحد تولید بخار سیکل تبرید جذبی ۷۴۰۶ کیلووات و تولید توان سرمایشی آن ۲۴۷۸ کیلووات است و در این شرایط پارامتر ضریب عملکرد سیکل معادل با ۳۳/۴۶ درصد است و کل سامانه نیز دارای راندمان انرژی و انرژی ۵۱/۹۳ درصد و ۳۸/۷۸ درصد می‌باشد. از جمله مدل‌های ترمودینامیکی تولید همزمان که در آن برای تولید توان سرمایشی از سامانه تبرید جذبی با محلول آب - آمونیاک استفاده شده است می‌توان به مقاله ارائه شده توسط ژو و همکاران [24] اشاره کرد که از گرمای احتراق زیست‌توده در فرایند استفاده شده و ظرفیت تولید توان سرمایشی و پارامتر ضریب عملکرد به ترتیب برابر با ۴۹۲۷ کیلووات و ۱۶/۴۷ درصد می‌باشد و کل فرایند نیز دارای راندمان انرژی و انرژی ۶۷/۱ درصد و ۳۷/۱۵ درصد است. مطالعات مروری نشان می‌دهد که محققان اغلب بخش تبرید جذبی را در انتهای زنجیره انتگراسیون قرار داده‌اند و هدف فقط تولید آب سرد بوده است ولی در مطالعه حاضر استفاده از چیلر جذبی با محلول آب - آمونیاک در قالب یک سامانه تولید همزمان صرفاً برای تولید آب سرد به کار نرفته است

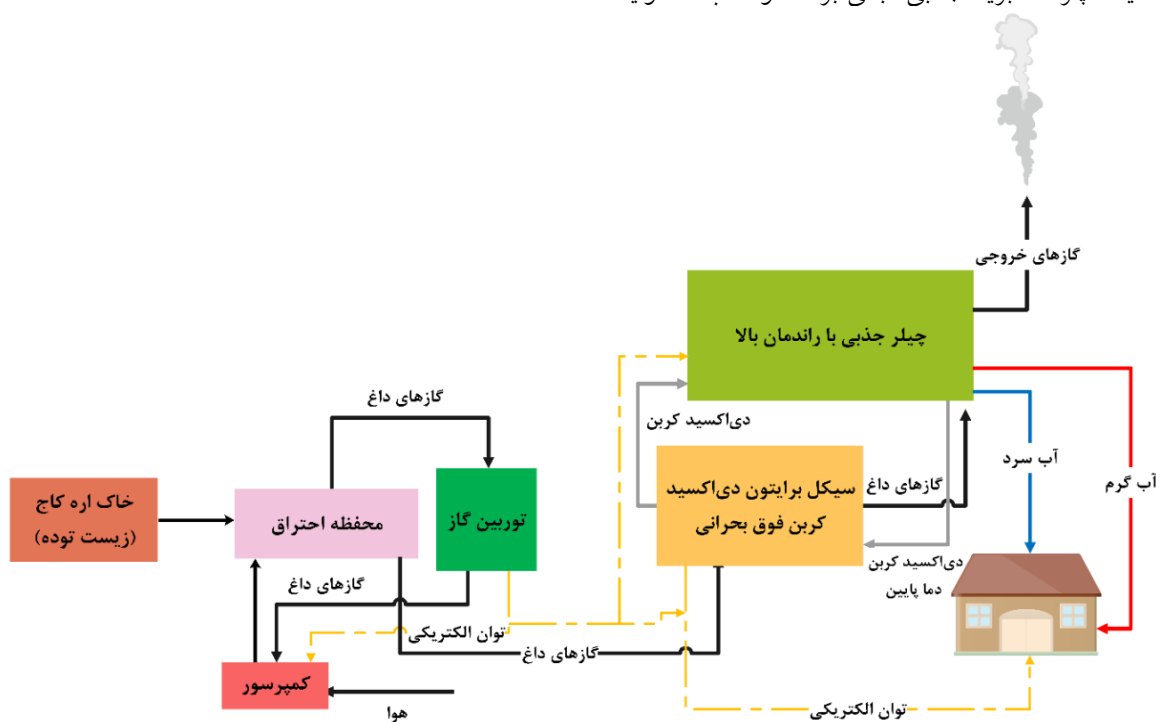
که برای این منظور از جعبه داغ و ریکآوری بالای حرارت استفاده شده است.

همچنین اهداف مقاله نیز شامل موارد زیر هستند:

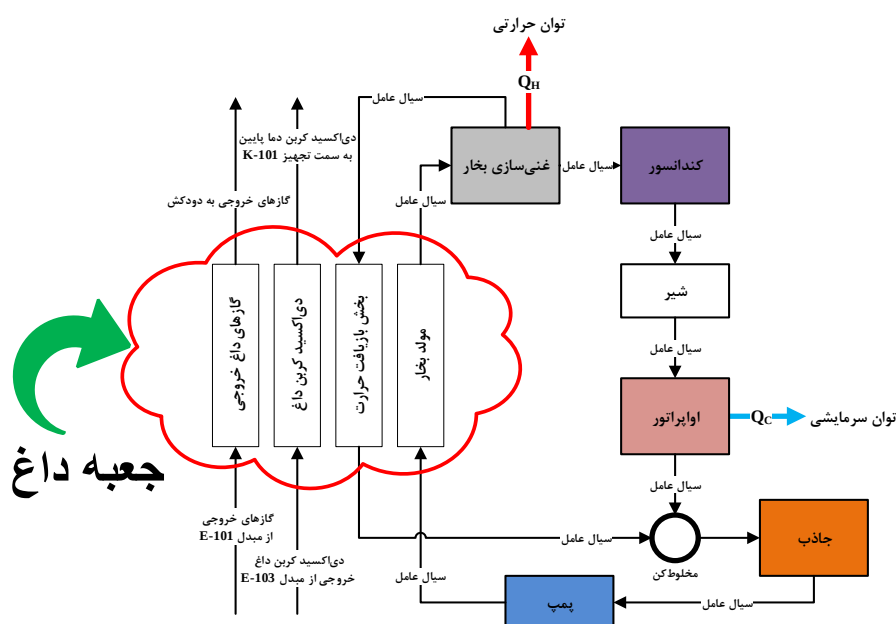
۱. سنتز سامانه جدید تولید همزمان بر اساس احتراق زیست توده با راندمان بالای انرژی و آگزرژی.

۲. تحلیل انرژی و انرژی و آگزرژی سامانه پیشنهادی.

۳. ارائه یک چرخه تدریس جذبی، مبتنی بر محلول آب - آمونیاک



شکل ۱ نمودار کلی (نمودار جعبه‌ای) سامانه جدید تولید همزمان



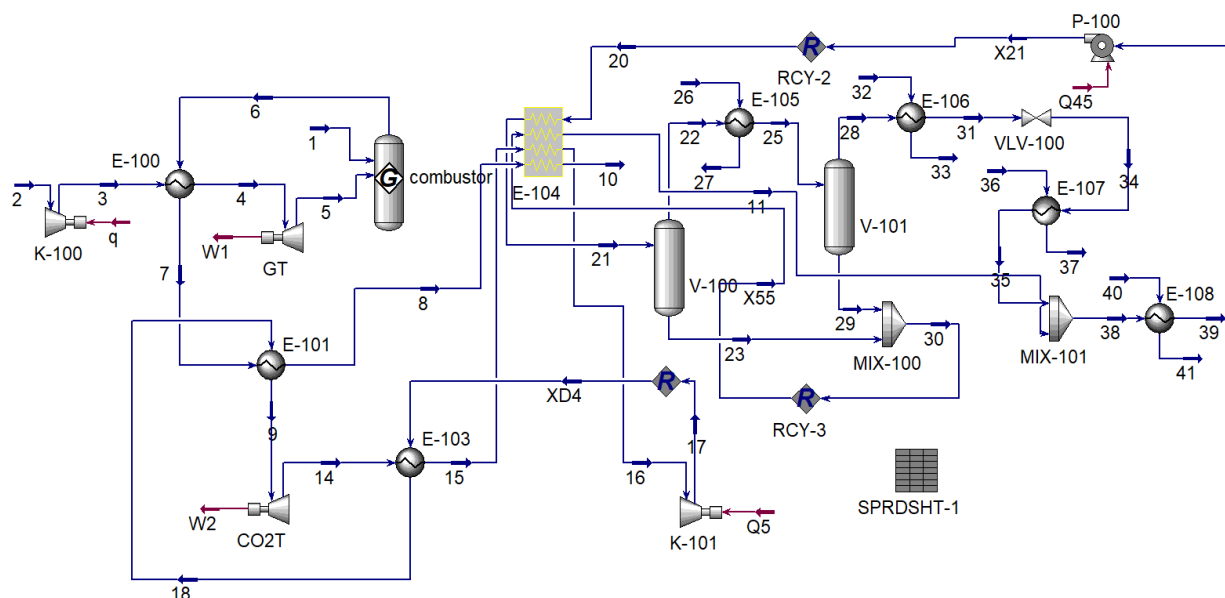
شکل ۲ نمودار مفهومی چیلر جذبی با بازدهی بالا همراه با جعبه داغ

جایی که هوای منبسط نیز برای احتراق زیست‌توده به آن تزریق می‌شود. هوا (جریان ۲) قبلاً از طریق کمپرسور K-100 متراکم و عبور آن از مبدل E-100 باعث افزایش دمای هوا شده است. در توربین گاز، هوای داغ (جریان ۴) منبسط و برق تولید می‌شود که بخشی از آن برای تأمین کمپرسور K-100 مصرف شده است. گاز داغ خروجی از محفظه احتراق با عبور از مبدل حرارتی E-100 وارد مبدل E-101 می‌شود، جایی که سیال دی‌اکسیدکربن (جریان ۱۸) در فشار بالا از آن عبور می‌کند و با دمای ۶۰۰ درجه سانتی‌گراد وارد توربین دی‌اکسیدکربن می‌شود و در آنجا انبساط دی‌اکسیدکربن منجر به تولید توان الکتریکی می‌شود. دی‌اکسیدکربن خروجی از توربین (جریان ۱۴) در رکوپراتور E-103 حرارت را انتقال می‌دهد و پس از آن در مبدل E-104 (جعبه داغ) برای تأمین حرارت لازم برای سامانه تبرید جذبی به کار می‌رود و پس از دست دادن دما به کمپرسور K-101 وارد می‌شود (جریان ۱۶). دی‌اکسیدکربن پس از تراکم پیش از ورود به مبدل E-101 از رکوپراتور E-103 عبور می‌کند و در دمای بالاتری وارد مبدل E-101 می‌شود که این کار برای بهینه‌سازی سیکل فوق بحرانی انجام شده است. گاز دودکش (جریان ۱۰) خروجی از مبدل E-101 نیز در مبدل حرارتی E-104 به عنوان جعبه داغ وارد می‌شود و پس از انتقال گرما وارد دودکش شده و از آنجا رهاسازی می‌شود (جریان ۱۰).

نوآوری اصلی سامانه پیشنهادی در این مطالعه شامل طراحی یک چیلر جذبی با ضریب عملکرد بالا است که قادر به تولید همزمان آب سرد و گرم است و به طور بهینه از حرارت اتلافی فرایند بهره‌برداری می‌کند. بر خلاف مطالعات پیشین که بخش تبرید جذبی صرفاً برای تولید آب سرد طراحی شده است، در این مدل حرارت اتلافی بخش غنی‌سازی نیز برای تولید آب گرم بازیابی می‌شود که منجر به افزایش ضریب عملکرد سیکل و بهره‌وری انرژی می‌شود. همچنین، استفاده از یک مبدل جعبه داغ با سه مرحله بازیابی حرارت شامل گاز دودکش، دی‌اکسیدکربن داغ خروجی از توربین و بازگردانی خودکار حرارت، امکان بهره‌برداری حداکثری از منابع حرارتی را فراهم می‌کند و ظرفیت تولید آب داغ را نیز بهبود می‌بخشد. علاوه بر این، طراحی چند منبع تولید بخار، ترکیب با چرخه فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن و تحلیل‌های پارامتری انرژی و اگزرژی، نشان‌دهنده واقعیت‌پذیری و جامعیت سامانه پیشنهادی است. این مطالعه با ارائه چنین سامانه‌ای، ضمن ارتقای کارایی انرژی و اگزرژی، فاصله موجود در مطالعات پیشین را پر می‌کند و راهکارهای نوآورانه‌ای برای بهره‌برداری همزمان از آب سرد و گرم ارائه می‌دهد.

توصیف فرایند

شکل (۳) نمودار جریان فرایند را نشان داده است. جریان زیست‌توده خاک اره کاج [25] وارد محفظه احتراق شده است؛



شکل ۳ سامانه تولید همزمان سوخت‌رسانی شده با خاک اره کاج، طراحی شده در مطالعه حاضر

جدول ۱ خواص ترمودینامیکی در حالات مختلف سامانه تولید همزمان مبتنی بر زیست‌توده

جریان	دما (°C)	فشار (kPa)	دبی ($\frac{kg}{s}$)	آنتالپی ($\frac{kJ}{kg}$)	انتروپی ($\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$)
۱	۲۵	۱۰۱٫۳	۰٫۳	۰٫۹۴۶۲	۶٫۷۱۴
۲	۲۵	۱۰۱٫۳	۴	-۰٫۲۸۳۶	۵٫۲۵۸
۳	۳۱۷٫۵	۹۸۸	۴	۳۰۴٫۵	۵٫۳۱۱
۴	۶۵۰	۹۸۸	۴	۶۷۲٫۱	۵٫۸۰۴
۵	۲۸۰٫۴	۱۰۵	۴	۲۶۵	۵٫۸۸۹
۶	۱۶۷۵	۱۰۱٫۳	۴٫۳	۲۴۶٫۵	۷٫۶۶۷
۷	۱۴۱۹	۱۰۱٫۳	۴٫۳	-۹۵٫۴۸	۷٫۴۷۹
۸	۴۱۰	۱۰۱٫۳	۴٫۳	-۱۳۵۰	۶٫۳۶۳
۹	۶۰۰	۲۰۰۰	۲۱٫۸۸	-۸۳۶۱	۳٫۹۸۹
۱۰	۵۰	۱۰۱٫۳	۴٫۳	-۱۷۴۵	۵٫۵۴۶
۱۱	۳۵	۲۰۰۰	۳٫۵۳۹	-۱۲۲۱۰	۳٫۶۸۹
۱۴	۴۸۰٫۶	۷۶۰۰	۲۱٫۸۸	-۸۴۹۶	۴٫۰۰۹
۱۵	۲۰۷٫۴	۷۶۰۰	۲۱٫۸۸	-۸۸۰۸	۳٫۴۹۶
۱۶	۷۰	۷۶۰۰	۲۱٫۸۸	-۸۹۷۷	۳٫۰۷۸
۱۷	۱۶۰٫۲	۲۰۰۰	۲۱٫۸۸	-۸۹۱۹	۳٫۰۹۱
۱۸	۴۰۰	۲۰۰۰	۲۱٫۸۸	-۸۶۰۷	۳٫۶۶۸
۲۰	۲۷٫۲۵	۲۰۰۰	۴٫۷۴۸	-۱۰۲۳۰	۳٫۸۵۸
۲۱	۱۶۰	۲۰۰۰	۴٫۷۴۸	-۸۸۳۳	۷٫۵۱۸
۲۲	۱۶۰	۲۰۰۰	۲٫۶۵۸	-۵۴۴۳	۹٫۴۶۴
۲۳	۱۶۰	۲۰۰۰	۲٫۰۹۱	-۱۳۱۴۰	۵٫۰۴۴
۲۵	۹۰	۲۰۰۰	۲٫۶۵۸	-۶۵۷۲	۶٫۶۵۹
۲۶	۲۵	۱۰۱٫۳	۱۰٫۶۵	-۱۵۸۹۰	۲٫۹۸۱
۲۷	۹۰	۱۰۱٫۳	۱۰٫۶۵	-۱۵۶۱۰	۳٫۸۳۵
۲۸	۹۰	۲۰۰۰	۱٫۲۱	-۲۷۷۶	۸٫۹۱۵
۲۹	۹۰	۲۰۰۰	۱٫۴۴۸	-۹۷۴۴	۴٫۷۷۳
۳۰	۱۲۸٫۹	۲۰۰۰	۳٫۵۳۹	-۱۱۷۵۰	۴٫۹۹
۳۱	۴۰	۲۰۰۰	۱٫۲۱	-۴۰۵۸	۵
۳۲	۲۵	۱۰۱٫۳	۲۳٫۹۷	-۱۵۸۹۰	۲٫۹۸۱
۳۳	۴۰	۱۰۱٫۳	۲۳٫۹۷	-۱۵۸۲۰	۳٫۱۹۳
۳۴	-۳۸۰٫۴	۳۶۰	۱٫۲۱	-۴۰۵۸	۵٫۰۶۹
۳۵	۹	۳۶۰	۱٫۲۱	-۲۹۹۸	۸٫۹۸۵
۳۶	۲۵	۱۰۱٫۳	۱۵٫۶۴	-۱۵۸۹۰	۲٫۹۸۱
۳۷	۶	۱۰۱٫۳	۱۵٫۶۴	-۱۵۹۷۰	۲٫۶۹۷
۳۸	۴۵٫۱۸	۳۶۰	۴٫۷۴۹	-۹۸۶۶	۵٫۰۵۶
۳۹	۲۶٫۹۹	۳۶۰	۴٫۷۴۹	-۱۰۲۴۰	۳٫۸۵۷
۴۰	۲۵	۱۰۱٫۳	۲۷٫۱۳	-۱۵۸۹۰	۲٫۹۸۱
۴۱	۴۰	۱۰۱٫۳	۲۷٫۱۳	-۱۵۸۲۰	۳٫۱۹۳

۳/۱۰۱ کیلوپاسکال هستند [20].

۳. جریان‌های خروجی از جداکننده‌ها به صورت اشباع هستند [26].

۴. تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیلی ناچیز است [27].

۵. تغییرات فشار در اتصالات و مبدل‌های حرارتی صرف نظر شده است [28].

۶. در سامانه تبرید جذبی سیال عامل آب - آمونیاک است [21].
۷. سامانه بدون اتلاف حرارت با محیط است؛ در نتیجه تخریب انرژی را می‌توان بر اساس اختلاف انرژی سوخت و انرژی محصول نوشت [21].

۸. مطابق با توصیه محققان قبلی که از Aspen HYSYS برای مدل‌سازی استفاده کرده‌اند از معادله حالت پنگ رابینسون استفاده شده است [21,29,30].

در این پژوهش، برای محاسبه خواص ترمودینامیکی سیال CO_2 ، معادله حالت پنگ - رابینسون در نرم‌افزار Aspen HYSYS به کار گرفته شده است. انتخاب این معادله بر اساس دو معیار اصلی صورت گرفته است؛ نخست، هماهنگی با مطالعات پیشین به منظور مقایسه مستقیم نتایج و فراهم کردن امکان بازتولید مدل توسط سایر پژوهشگران؛ دوم، پایداری و همگرایی مدل‌سازی سامانه یکپارچه، زیرا استفاده از معادلات دقیق‌تر مانند Span-Wagner یا اتصال به REFPROP، با وجود دقت بالاتر، موجب بروز مشکلات همگرایی در سیستم‌های ترکیبی شامل توربین گاز، سیکل فوق بحرانی و چیلر جذبی می‌شود. همچنین، مقایسه نتایج به دست آمده از معادله پنگ - رابینسون با داده‌های مرجع تجربی نشان داد که اختلافات کمتر از ۲٪ است و در محدوده قابل قبول برای تحلیل‌های ترمودینامیکی قرار دارد.

در جدول (۲) مقادیر پارامترهای ورودی که برای مدل‌سازی سامانه در شرایط مبنا لازم می‌باشد لیست شده است.

در مدل‌سازی سامانه برای محاسبه خواص مبتنی بر جرم مخلوط گازی، از معادله پنگ - رابینسون استفاده شده که رابطه کلی آن به شرح زیر است [31]:

$$P = \frac{RT}{v_{\text{mix}} - b} - \left[\frac{a}{(v_{\text{mix}}(v_{\text{mix}} + b) + b(v_{\text{mix}} - b))} \right] \quad (1)$$

جایی که P فشار، T دما، R ثابت گازها و v حجم مولی

در سامانه تبرید جذبی، سیال عامل آب - آمونیاک خروجی از پمپ P-100 (جریان ۲۰) با عبور از مبدل حرارتی E-104 در فشار ثابت به دمای ۱۶۰ درجه سانتی‌گراد رسیده و فازهای مایع و بخار از طریق جداکننده V-100 تفکیک شده است. به منظور ریکاوری حرارت، بخار بالای جداکننده V-100 (جریان ۲۲) وارد مبدل E-105 می‌شود؛ جایی که علاوه بر تولید آب داغ (جریان ۲۷)، کندانس بخار نیز صورت می‌گیرد و به این ترتیب یک بخش غنی‌ساز انتگرال‌شده برای سامانه تبرید استفاده شده است. در ادامه توسط جداکننده V-101 تفکیک بخار از مایع انجام گرفته است و بخار بالاسری با غلظت بالایی از آمونیاک (جریان ۲۸) با عبور از مبدل E-106 در تبادل حرارت با جریان آب، کاملاً کندانس شده است و عبور آن از شیر کاهنده فشار ۱۰۰ باعث ایجاد افت دمای محسوسی شده است (جریان ۳۴). از دمای پایین سیال مبرد در تبخیر کننده E-107 برای تولید آب سرد استفاده شده و مبرد در خروجی تبخیر کننده (جریان ۳۵) وارد میکسر شده است؛ جایی که جریان‌های مایع تحتانی جداکننده V-100 و V-101 پس از جمع‌آوری با آن مخلوط شده و از طریق جاذب حرارت E-108 فاز سیال به مایع اشباع تبدیل شده است (جریان ۳۹). باید توجه شود که برای افزایش بازیابی حرارت، از دمای جریان گرم پایین جداکننده V-100 و V-101 پیش از ورود به میکسر در مبدل حرارتی E-104 برای افزایش انتقال حرارت در مبدل E-104 استفاده شده است (رکوپراتور سامانه تبرید). در جدول (۱) شرایط عملیاتی برای نقاط مختلف فرایند پیشنهادی لیست شده است.

مدل‌سازی ترمودینامیکی

مدل‌سازی ترمودینامیکی سامانه یکپارچه طراحی شده در این بخش انجام گرفته است. مدل‌سازی ترمودینامیکی با هدف رسیدن به پارامترهای اساسی سامانه نظیر بازده انرژی، بازده الکتریکی، نرخ صرفه‌جویی سوخت، میزان تخریب انرژی، نسبت تخریب انرژی و کارایی انرژی صورت گرفته است. علاوه بر این فرضیات اولیه سامانه تولید همزمان مبتنی بر زیست‌توده از موارد زیر پیروی کرده است:

۱. همه بخش‌ها در فرایند پیشنهادی به تعادل ترمودینامیکی رسیده‌اند یا شرایط کاری حالت پایا دارند [20].
۲. در شرایط محیط دما و فشار به ترتیب ۲۵ درجه سانتی‌گراد و

$$ex_{ph} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (6)$$

$$ex_{ch} = \sum x_i ex_i^{0, ch} - RT_0 \sum x_i \ln x_i \quad (7)$$

برای فهم بهتر عملکرد ترمودینامیکی هر بخش دو پارامتر اساسی تحلیل انرژی شامل سهم تخریب انرژی و راندمان انرژی نیز بر اساس معادلات زیر محاسبه شده و در جدول (۳) روابط مربوط به تخریب انرژی برای هر تجهیز لیست شده است [35,38]:

$$\theta_i = 100 \times \frac{\dot{Ex}_{D,i}}{\dot{Ex}_{D,total}} \quad (8)$$

$$\psi = 100 \times \frac{\dot{Ex}_P}{\dot{Ex}_F} \quad (9)$$

کارایی انرژی بر اساس تحلیل انرژی سوخت و محصول است که انرژی سوخت بیانگر مقداری از انرژی در دسترس برای تولید انرژی محصول است و انرژی محصول مقداری از انرژی مطلوب است که توسط سامانه یا تجهیزات به دست آمده است. همچنین برای محاسبه توان خالص تولید شده در فرایند پیشنهادی از رابطه (۱۰) استفاده شده است:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{GT} + \dot{W}_{CO2T} - \dot{W}_{P100} - \dot{W}_{K100} - \dot{W}_{K101} \quad (10)$$

برای ارزیابی عملکرد بخش جذبی سامانه، دو شاخص ضریب عملکرد انرژی و انرژی در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که این ضرایب عملکرد، صرفاً مربوط به کل شاخه حرارتی شامل تولید گرمایش و سرمایش است و با ضریب عملکرد کلاسیک چیلر جذبی تفاوت دارد. هدف از این تعریف، بررسی سهم همزمان دو محصول گرمایشی و سرمایشی در مقایسه با انرژی و انرژی ورودی به این بخش از سامانه است. روابط مورد استفاده برای محاسبه این شاخص‌ها به صورت زیر ارائه شده‌اند:

$$COP_{en,total} = \frac{\dot{Q}_H + \dot{Q}_C}{\dot{Q}_{HOT BOX} - \dot{m}_{30}(h_{30} - h_{11}) + \dot{W}_{P100}} \quad (11)$$

$$COP_{ex,total} = \frac{\dot{Ex}_H + \dot{Ex}_C}{\dot{m}_8(ex_8 - ex_{10}) + \dot{m}_{15}(ex_{15} - ex_{16}) + \dot{W}_{P100}} \quad (12)$$

مخلوط، a و b ثوابت بسته سیالاتی هستند. علاوه بر این موازنه جرم، انرژی و انرژی برای تجهیزات مختلف سامانه از معادلات زیر پیروی کرده است [32-34]:

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

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

$$\begin{aligned} \dot{Ex}_D + \dot{Ex}_W + \sum \dot{Ex}_{out} \\ = \dot{Q}_i \left[1 - \frac{T_0}{T_i} \right] + \sum \dot{Ex}_{in} \end{aligned} \quad (4)$$

جایی که [32]:

$$\dot{Ex}_W = \dot{W} \quad (5)$$

جدول ۲. پارامترهای ورودی مورد استفاده در شبیه‌سازی

پارامتر	مقدار
دمای محیط	۲۵ °C
فشار محیط	۱۰۱٫۳ kPa
دبی زیست توده	۰٫۳ kg/s
دبی هوا	۴ kg/s
فشار خروجی توربین دی‌اکسیدکربن	۷۶۰۰ kPa
فشار ورودی توربین دی‌اکسیدکربن	۲۰۰۰۰ kPa
T_9	۶۰۰ °C
T_{16}	۷۰ °C
فشار خروجی کمپرسور K-101	۲۰۰۰۰ kPa
فشار ورودی کمپرسور K-101	۷۶۰۰ kPa
فشار خروجی کمپرسور K-100	۹۸۸ kPa
فشار ورودی کمپرسور K-100	۱۰۱٫۳ kPa
فشار خروجی توربین گازی	۱۰۵ kPa
فشار ورودی توربین گازی	۹۸۸ kPa
فشار خروجی پمپ P-100	۲۰۰۰ kPa
فشار ورودی پمپ P-100	۳۶۰ kPa
T_{10}	۵۰ °C
T_4	۶۵۰ °C
T_{31}	۴۰ °C
T_{25}	۹۰ °C

علاوه بر این انرژی کلی یک جریان شامل مجموع انرژی فیزیکی و شیمیایی است [35-37]:

جدول ۳ معادلات مربوط به هر یک از اجزا

تجهیز	معادلات نرخ تخریب انرژی
کمپرسور K-100	$\dot{E}_2 + \dot{W} - \dot{E}_3$
مبدل E-100	$\dot{E}_3 + \dot{E}_6 - \dot{E}_4 - \dot{E}_7$
توربین گاز	$\dot{E}_4 - \dot{W} - \dot{E}_5$
محفظه احتراق	$\dot{E}_1 + \dot{E}_5 - \dot{E}_6$
مبدل E-101	$\dot{E}_7 + \dot{E}_{18} - \dot{E}_8 - \dot{E}_9$
توربین دی اکسیدکربن	$\dot{E}_9 - \dot{W} - \dot{E}_{14}$
مبدل E-103	$\dot{E}_{14} + \dot{E}_{17} - \dot{E}_{15} - \dot{E}_{18}$
کمپرسور K-101	$\dot{E}_{16} + \dot{W} - \dot{E}_{17}$
مبدل E-104	$\dot{E}_{15} + \dot{E}_8 + \dot{E}_{30} + \dot{E}_{20} - \dot{E}_{21} - \dot{E}_{10} - \dot{E}_{11} - \dot{E}_{16}$
جداساز V-100	$\dot{E}_{21} - \dot{E}_{22} - \dot{E}_{23}$
جداساز V-101	$\dot{E}_{25} - \dot{E}_{28} - \dot{E}_{29}$
مبدل E-105	$\dot{E}_{22} + \dot{E}_{26} - \dot{E}_{25} - \dot{E}_{27}$
مبدل E-106	$\dot{E}_{28} + \dot{E}_{32} - \dot{E}_{31} - \dot{E}_{33}$
شیر VLV-100	$\dot{E}_{31} - \dot{E}_{34}$
پمپ P-100	$\dot{E}_{39} + \dot{W} - \dot{E}_{20}$
مبدل E-107	$\dot{E}_{34} + \dot{E}_{36} - \dot{E}_{35} - \dot{E}_{37}$
مبدل E-108	$\dot{E}_{38} + \dot{E}_{40} - \dot{E}_{39} - \dot{E}_{41}$

جایی که [12,21,39,40]:

$$\dot{E}x_{\text{biomass}} = \dot{m}_{\text{biomass}} \times ex_{\text{biomass}}^{\text{ch}} \quad (16)$$

$$ex_{\text{biomass}}^{\text{ch}} = \phi \times \text{LHV}_{\text{biomass}} \quad (17)$$

$$\phi = \frac{1/044 + 0/16 \frac{\text{H}}{\text{C}} - 0/34493 \frac{\text{O}}{\text{C}} \times \left[1 + 0/0531 \frac{\text{H}}{\text{C}} \right]}{1 - 0/4142 \frac{\text{O}}{\text{C}}} \quad (18)$$

نرخ صرفه جویی سوخت بیان می کند که فرایند جدید (شکل ۳) چه مقدار می تواند در مصرف انرژی (سوخت) سامانه های مشابه دارای ذخیره سازی باشد. این پارامتر به صورت زیر تعریف شده است:

$$\text{FSR} = [\eta_{\text{en}}^{\text{new}} - \eta_{\text{en}}^{\text{i}}] \times (\dot{Q}_{\text{H}} + \dot{Q}_{\text{C}} + \dot{W}_{\text{net}}) \quad (19)$$

مقدار $\eta_{\text{en}}^{\text{i}}$ اشاره به بازده انرژی سامانه های مشابه دارد که در مقالات به آن ها اشاره می شود. نرخ انرژی ناشی از تولید حرارت و تولید سرما در سامانه پیشنهادی مطابق با روابط زیر بیان می شود:

$$\dot{E}x_{\text{H}} = \dot{Q}_{\text{H}} \left[1 - \frac{T_0}{T_{\text{H}}} \right] = \dot{m}_{22} (h_{22} - h_{25}) \left[1 - \frac{T_0}{T_{\text{H}}} \right] \quad (20)$$

$$\dot{E}x_{\text{C}} = \dot{Q}_{\text{C}} \left[\frac{T_0}{T_{\text{C}}} - 1 \right] = \dot{m}_{35} (h_{35} - h_{34}) \left[\frac{T_0}{T_{\text{C}}} - 1 \right] \quad (21)$$

بحث و نتایج

اعتبارسنجی

برای اعتبارسنجی مدل پیشنهادی، هر بخش سامانه به صورت مجزا بررسی شده است، چرا که ساختار کامل سامانه در مطالعات پیشین موجود نبوده است. طبق جدول (۴) مقادیر ورودی مدل چیلر جذبی مطابق با داده های مرجع [41] وارد شده و نتایج شبیه سازی شامل نرخ انتقال حرارت در مولد (خطای ۱/۰۷ درصد)، نرخ انتقال حرارت در کندانسور (خطای ۱/۸۴ درصد) و ضریب عملکرد (COP) با خطای ۲/۱۷ درصد نشان دهنده دقت بالای مدل است و اختلاف های کوچک عمدتاً ناشی از تفاوت جزئی نرم افزار مدل سازی و فرضیات جزئی در مرجع است. همچنین طبق جدول (۵) نتایج مدل سازی سیکل فوق بحرانی

در روابط ارائه شده برای محاسبه ضریب عملکرد کل شاخه حرارتی، پارامترهای ورودی و خروجی به طور شفاف تعریف شده اند تا از بروز هر گونه ابهام جلوگیری شود. در این معادلات، $\dot{Q}_{\text{H}}$ بیانگر نرخ گرمایش تولیدی و $\dot{Q}_{\text{C}}$ نشان دهنده نرخ سرمایش تولیدی است. همچنین، به عنوان توان مصرفی پمپ در نظر گرفته شده و $\dot{Q}_{\text{HOT BOX}}$ حرارت خروجی از جعبه داغ را نشان می دهد. علاوه بر این، ترم $\dot{m}_{30} (h_{30} - h_{11})$ معرف اختلاف آنتالپی جریان سیال در نقاط ورودی و خروجی مرتبط است که نقش آن در محاسبه دقیق انرژی مبادله شده در این بخش از سامانه اهمیت بالایی دارد. برای محاسبه کارایی انرژی، بازده الکتریکی و راندمان انرژی کلی سامانه نیز از معادلات زیر استفاده شده است:

$$\eta_{\text{en}} = \frac{\dot{Q}_{\text{H}} + \dot{Q}_{\text{C}} + \dot{W}_{\text{net}}}{\dot{m}_{\text{biomass}} \text{LHV}_{\text{biomass}}} \quad (13)$$

$$\eta_{\text{el}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{m}_{\text{biomass}} \text{LHV}_{\text{biomass}}} \quad (14)$$

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\dot{E}x_{\text{H}} + \dot{E}x_{\text{C}} + \dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}x_{\text{biomass}}} \quad (15)$$

می‌کند. تمامی شبیه‌سازی‌ها با استفاده از کدهای داخلی Aspen HYSYS انجام شده و هیچ کد دستوری اضافی استفاده نشده است. درصد خطاهای مشاهده شده برای تمامی زیرسامانه‌ها کمتر از ۳ درصد است و این سطح دقت، اعتبار مدل پیشنهادی را برای تحلیل انرژی، انرژی، انرژی، ضریب عملکرد (COP) و نرخ صرفه‌جویی سوخت (FSR) به خوبی تأیید می‌کند. بنابراین، مدل ارائه شده کاملاً معتبر است و نتایج حاصل از آن می‌تواند برای بررسی عملکرد کل سامانه به طور قابل اعتماد مورد استفاده قرار گیرد.

دی‌اکسیدکربن با داده‌های مرجع [42] مقایسه شده است و توان خالص تولید شده با اختلاف ۱/۰۸ درصد، راندمان حرارتی با اختلاف ۱/۵۲ درصد و راندمان انرژی با اختلاف ۰/۹۹ درصد، نشان می‌دهد که مدل توانایی شبیه‌سازی دقیق رفتار سیکل را دارد و اختلاف‌ها در محدوده قابل قبول علمی هستند. ورودی‌های مدل سیکل توربین گازی شامل نرخ جریان هوا، نرخ جریان سوخت و دمای محفظه مطابق با جدول (۶) مرجع [43] است و نتایج شبیه‌سازی توان خروجی توربین (خطای ۰/۷۳ درصد)، توان ورودی کمپرسور (خطای ۰/۸۹ درصد) و راندمان انرژی (خطای ۱/۲۱ درصد) را نشان می‌دهد که دقت مدل را تأیید

جدول ۴ نتایج اعتبارسنجی مدل‌سازی چیلر جذبی

پارامترها	[41]	مطالعه حاضر	درصد خطا
مقادیر ورودی برای اعتبارسنجی			
نرخ انتقال حرارت در اواپراتور (کیلووات)	۱۰	۱۰	۰
دمای تبخیر (درجه سانتی‌گراد)	۲	۲	۰
دمای مولد (درجه سانتی‌گراد)	۸۰	۸۰	۰
دمای جاذب (درجه سانتی‌گراد)	۳۰	۳۰	۰
نتایج اعتبارسنجی			
نرخ انتقال حرارت در مولد (کیلووات)	۱۶/۷۷	۱۶/۵۹	۱/۰۷
نرخ انتقال حرارت در کندانسور (کیلووات)	۱۱/۴۳	۱۱/۲۲	۱/۸۴
ضریب عملکرد (COP)	۰/۶	۰/۵۸۷	۲/۱۷

جدول ۵ نتایج اعتبارسنجی مدل‌سازی سیکل فوق بحرانی CO₂

پارامترها	[42]	مطالعه حاضر	درصد خطا
توان خالص تولید شده (کیلووات)	۲۴۸/۸۲	۲۵۱/۵	۱/۰۸
راندمان حرارتی (درصد)	۴۱/۴۶	۴۲/۰۹	۱/۵۲
راندمان انرژی (درصد)	۵۷/۴۷	۵۸/۰۴	۰/۹۹

جدول ۶ نتایج اعتبارسنجی مدل‌سازی سیکل توربین گازی

پارامترها	[43]	مطالعه حاضر	درصد خطا
مقادیر ورودی برای اعتبارسنجی			
نرخ جریان هوا (کیلو مول بر ساعت)	۴۹۹۱۰	۴۹۹۱۰	۰
نرخ جریان سوخت (کیلو مول بر ساعت)	۵۶۵۶	۵۶۵۶	۰
دمای محفظه (درجه سانتی‌گراد)	۱۲۴۶	۱۲۴۶	۰
نتایج اعتبارسنجی			
توان خروجی توربین (کیلووات)	۲۸۱۷۰۰	۲۷۹۶۵۱	۰/۷۳
توان ورودی کمپرسور (کیلووات)	۱۵۸۴۰۰	۱۵۶۹۸۰	۰/۸۹
راندمان انرژی (درصد)	۲۸	۲۷/۶۶	۱/۲۱

نتایج انرژی و انرژی

در این بخش به ارائه نتایج تحلیل انرژی و انرژی پرداخته شده است. مهم ترین پارامترهای کلیدی برای سامانه کنونی در حالت مدل سازی پایه در جدول (۷) لیست شده است و بر طبق آن خروجی های سامانه شامل ۳۰۰۱ کیلووات توان گرمایی، ۱۲۸۳ کیلووات توان سرمایی و ۲۰۸۵ کیلووات توان الکتریکی هستند. علاوه بر این مشخص شد که کارایی انرژی، بازده الکتریکی و راندمان انرژی برای این سامانه یکپارچه به ترتیب برابر با ۸۳/۶۵ درصد، ۲۷/۳۹ درصد و ۴۷/۷۸ درصد هستند. جعبه داغ در سیکل تبرید جذبی به کار رفته و باعث بهبود مقدار ضریب عملکرد شده است، به طوری که طبق محاسبات انجام گرفته، این پارامتر برای قانون اول ۸۲/۲۱ درصد و برای قانون دوم ترمودینامیک معادل با ۳۲/۳۳ درصد شده است که در ادامه به مقایسه ضریب عملکرد با دیگر مقالات پرداخته شده است.

در جدول (۸) نتایج حاصل از ارزیابی انرژی اگزرژی قابل مشاهده است. سامانه تولید همزمان جدید در حالت مبنا دارای ۴۳۶۶ کیلووات تخریب انرژی است که ۳۹/۴۶ درصد آن در محفظه احتراق رخ داده است. مطابق با بررسی صورت گرفته در شکل (۴)، محفظه احتراق زیست توده با تخریب انرژی ۱۷۲۳ کیلووات بیشترین برگشتناپذیری را دارد که برای بهبود سامانه باید جذب حرارت را در مبدل حرارتی پیش از آن در بخش گازی افزایش داد. تخریب انرژی در محفظه احتراق زیست توده اجتنابناپذیر است و دلیل آن کیفیت بالای حرارتی است که از واکنش های احتراق ایجاد شده است. مبدل حرارتی E-101 نیز

که جذب حرارت را از گاز دودکش به سیکل برایتون فوق بحرانی دی اکسیدکربن انجام داده است، سهم ۱۸/۶۲ درصدی از تخریب انرژی دارد؛ لذا کاهش آن باعث افزایش تولید برق در این سیکل خواهد شد.

با توجه به شکل (۵)، بخش چرخه برایتون باز یا همان سیکل توربین گازی با سهم ۵۰ درصد دارای بالاترین سهم از برگشتناپذیری در فرایند است که دلیل آن بر اساس شکل (۶)، سهم ۳۹/۷۸ درصدی محفظه احتراق در سیکل گازی است که قبلاً دلیل بالا بودن تخریب انرژی در آن شرح داده شده است. بهترین راه برای بالا بردن کارایی انرژی سامانه پیشنهادی این است که جذب حرارت در مبدل E-100 و E-101 افزایش یابد. کاهش تخریب انرژی در محفظه احتراق به تنهایی در کل سامانه تأثیری ندارد، ولی مهم آن است که حرارت بیشتری از گرمای احتراق زیست توده توسط مبدل های حرارتی E-100، E-101 و جعبه داغ (مبدل E-104) بازیابی گردد. افزایش بازیابی حرارت در مبدل حرارتی E-104 منجر به افزایش تولید توان سرمایشی و گرمایشی می شود و افزایش ریکاوری گرما در مبدل های E-100 و E-101 برای افزایش تولید توان الکتریکی مطلوب است. در شکل (۷) بازده انرژی تجهیزات مقایسه شده است و طبق آن، در جداکننده های فازی همواره بیشترین بازدهی وجود دارد، ولی در سه مبدل حرارتی E-100، E-101 و E-104 ظرفیت بالایی برای بهبود ترمودینامیکی فراهم است که باید از آن استفاده کرد و تولید کار مفید را افزایش داد و از بی نظمی در فرایند جلوگیری کرد.

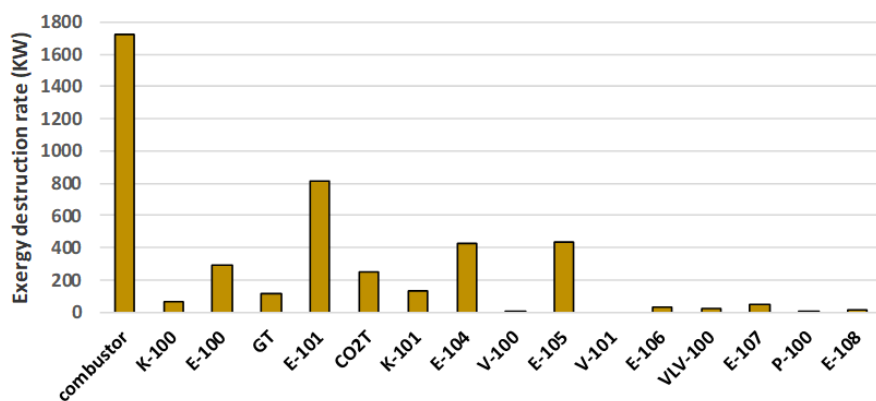
جدول ۷ نتایج عملکرد برای حالت پایه

پارامتر	مقدار
انرژی زیست توده (کیلووات)	۷۶۱۳
انرژی زیست توده (کیلووات)	۵۶۳۰
W_{net}	۲۰۸۵
$\dot{Q}_H$	۳۰۰۱
$\dot{Q}_C$	۱۲۸۳
η_{en}	۸۳/۶۵ %
η_{el}	۲۷/۳۹ %
η_{ex}	۴۷/۷۸ %
COP_{en}	۸۲/۲۱ %
COP_{ex}	۳۲/۳۳ %

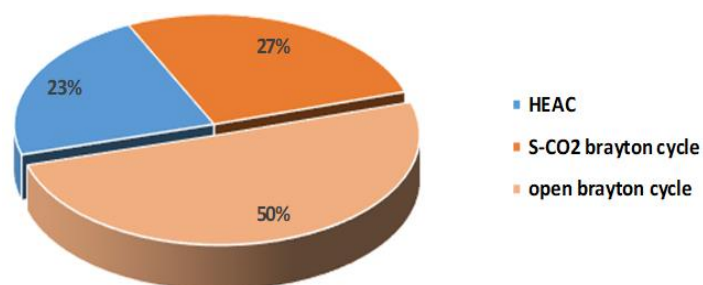
جدول ۸. نتایج محاسبات تحلیل انرژی برای تجهیزات به کار رفته در فرایند پیشنهادی

تجهیز	$\dot{E}_{XF}$	$\dot{E}_{XP}$	$\dot{E}_{XD}$	$\psi_i(\%)$	$\theta_i(\%)$
محفظه احتراق	۵۹۴۲	۴۲۱۹	۱۷۲۳	۷۱	۳۹٫۴۶
کمپرسور K-100	۱۲۱۹	۱۱۵۶	۶۳	۹۴٫۸	۱٫۴۴
مبدل E-100	۱۲۳۰	۹۳۵	۲۹۵	۷۶٫۰۲	۶٫۷۶
توربین گاز	۱۷۴۵	۱۶۲۸	۱۱۷	۹۳٫۳	۲٫۶۸
مبدل E-101	۳۹۶۴	۳۱۵۱	۸۱۳	۷۹٫۵	۱۸٫۶۲
توربین دی‌اکسیدکربن	۳۲۳۴	۲۹۶۹	۲۴۹	۹۱٫۸	۵٫۷
کمپرسور K-101	۱۲۸۰	۱۱۵۲	۱۲۸	۹۰	۲٫۹۳
مبدل E-104	۱۹۰۱	۱۴۷۲	۴۲۹	۷۷٫۴۳	۹٫۸۲
جداساز V-100	۱۶۳۹	۱۶۳۳	۶	۹۹٫۶۳	۰٫۱۴
مبدل E-105	۱۳۹۱	۹۶۰	۴۳۱	۶۹	۹٫۸۷
جداساز V-101	۶۱۴	۶۱۴	۰	۱۰۰	۰
مبدل E-106	۱۳۸	۱۰۹	۲۹	۷۹	۰٫۶۶
شیر VLV-100	۳۷۵	۳۵۰	۲۵	۹۳٫۳۳	۰٫۵۷
مبدل E-107	۱۳۱	۸۵	۴۶	۶۵	۱٫۰۵
پمپ P-100	۱۴	۱۲	۲	۸۵٫۷۱	۰
مبدل E-108	۵۷	۴۷	۱۰	۸۲	۰٫۲۳

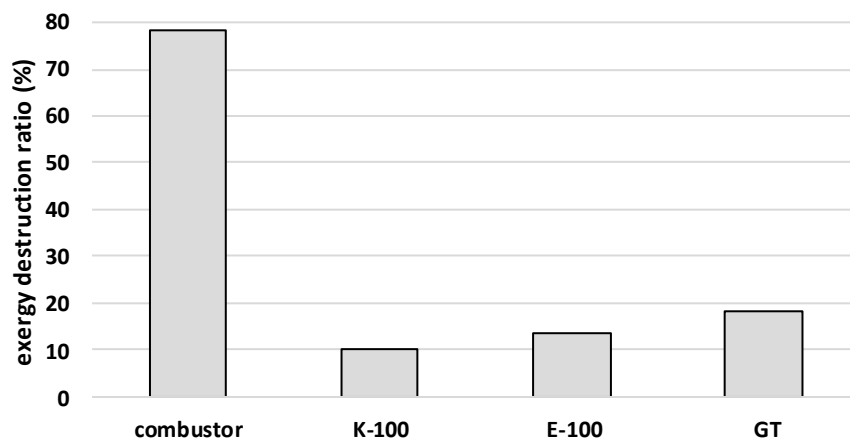
۴۳۶۶ کیلووات = تخریب انرژی کل



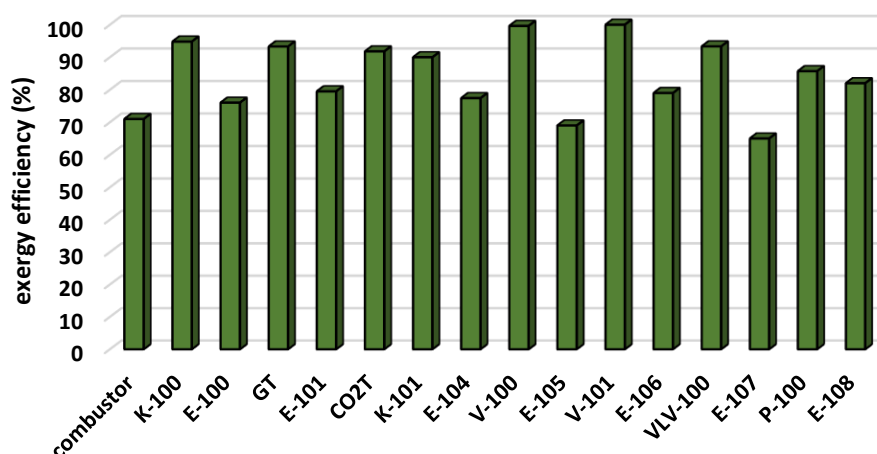
شکل ۴. مقایسه نرخ تخریب انرژی تجهیزات در سامانه تولید همزمان



شکل ۵. مقایسه سهم تخریب انرژی زیرسامانه‌های انتگرال‌شده حرارتی



شکل ۶ مقایسه سهم تخریب انرژی تجهیزات در سیکل برایتون باز



شکل ۷ مقایسه راندمان انرژی تجهیزات در فرایند پیشنهادی

۲. استفاده از جعبه داغ برای سامانه تبرید و به حداکثر رساندن پارامتر ضریب عملکرد.

۳. استفاده از رکوپراتور در سیکل فوق بحرانی دی اکسید کربن. علاوه بر این، مقدار نرخ صرفه جویی سوخت نیز در مقایسه با دیگر مقالات نشان می دهد که استفاده از فرایند تولید همزمان جدید می تواند تا چه میزان در صرفه جویی انرژی مؤثر باشد که مقدار این ذخیره سازی با بازده انرژی سامانه مورد مقایسه رابطه عکس دارد. پارامتر نرخ صرفه جویی سوخت بیان کرده است که فرایند جدید به خوبی می تواند جایگزین سامانه های مورد بررسی گردد و ایده آن برای ادغام حرارتی بسیار قدرتمندتر شده است.

در نهایت، پارامترهای اساسی ترمودینامیکی و به خصوص نرخ صرفه جویی سوخت با دیگر مطالعات مشابه مورد مقایسه قرار گرفتند. این مطالعات همگی از منبع زیست توده استفاده کرده و تولیدات گرما، سرما و برق را قطعاً دارند. طبق جدول (۹)، مقدار ضریب عملکرد سامانه پیشنهادی به دلیل استفاده از جعبه داغ و ایجاد بیشترین ریکاوری حرارت از این طریق در مقایسه با دیگر مقالات به مراتب بیشتر شده است و لذا سامانه تبرید جذبی کارآمدتری را ارائه کرده است. از طرفی بازده انرژی و انرژی کللی نیز دارای برتری محسوسی است که از دلایل آن می توان به موارد زیر اشاره کرد:

۱. آنتگراسیون حرارتی بخش غنی سازی سامانه تبرید و تولید توان گرمایشی از این طریق.

جدول ۹ مقایسه پارامترهای کلیدی با مطالعات قبلی

مرجع	منبع انرژی	ضریب عملکرد	راندمان انرژی	نرخ صرفه‌جویی سوخت (کیلووات)	راندمان انرژی
[12]	زیست‌توده	۴۵/۳۴ %	-	-	۲۴/۳ %
[16]	-	-	۵/۱۹ %	۴۹۹۷	۶/۱۲ %
[17]	زیست‌توده	۴۳ %	-	-	۲۲/۲ %
[18]	زیست‌توده	۵۷ %	۴۳/۵ %	۲۵۵۷	-
[19]	-	۷۲ %	۴۹/۰۹ %	۲۲۰۱	-
[21]	زیست‌توده	۳۱/۸۵ %	۵۴/۲۶ %	۱۸۷۲	۲۹/۱۴ %
مطالعه حاضر	زیست‌توده	۸۲/۲۱ %	۸۳/۶۵ %	-	۴۷/۷۸ %

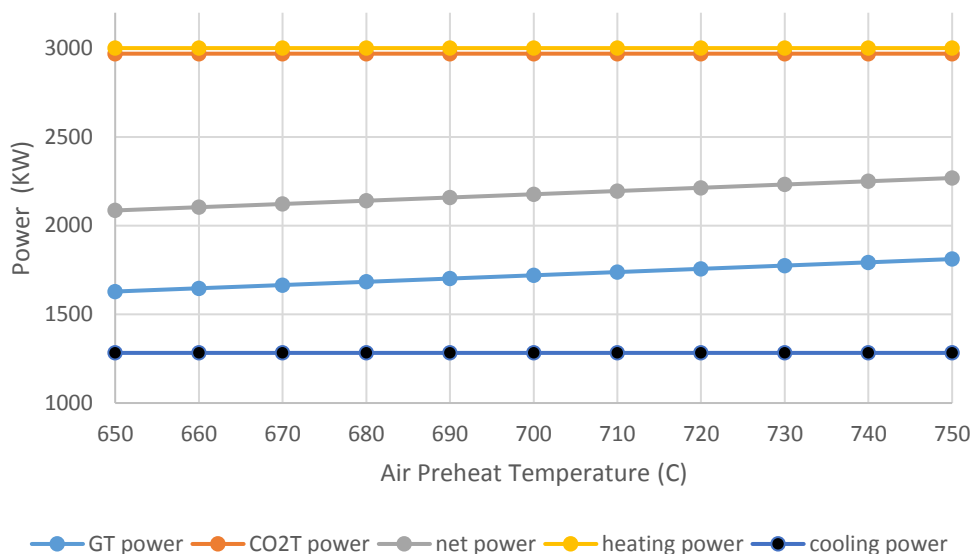
تحلیل حساسیت

تحلیل حساسیت در مقاله بر اساس تغییر تک‌متغیرهای کلیدی سامانه انجام شده است تا تأثیر هر پارامتر بر عملکرد کلی سیستم، شامل تولید برق، گرمایش، سرمایش و شاخص‌های انرژی و انرژی، به طور واضح مشخص شود. پارامترهای اصلی مورد بررسی شامل دمای پیش‌گرمایش هوای احتراق، دمای ورودی به توربین دی‌اکسیدکربن و دمای سیال عامل خروجی جعبه داغ بوده‌اند. انتخاب این پارامترها بر اساس تحلیل انرژی و تعیین بخش‌های بحرانی سامانه انجام شده است تا بیشترین اثر بر عملکرد سیستم مورد ارزیابی قرار گیرد.

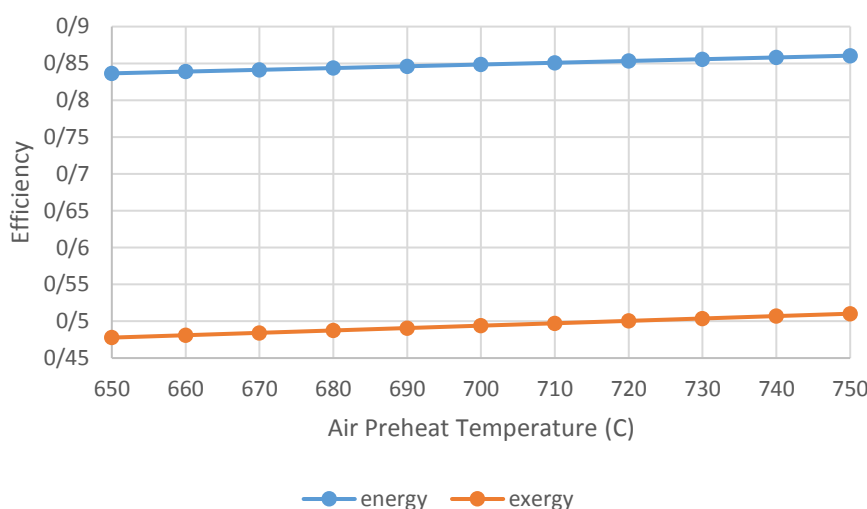
تأثیر تغییرات دمای پیش‌گرم‌کن هوای احتراق. در مبدل حرارتی E-100، انتقال حرارت بین گاز داغ خروجی محفظه احتراق زیست‌توده و هوای خروجی کمپرسور باعث افزایش دمای هوا پیش از ورود به توربین گاز می‌شود، بنابراین این مبدل را می‌توان به عنوان پیش‌گرمایش هوا در نظر گرفت. در تحلیل حساسیت، دمای پیش‌گرمایش هوا از مقدار پایه شبیه‌سازی تا ۷۵۰ درجه سانتی‌گراد که بیشینه دمای ممکن برای انتقال حرارت در E-100 است، تغییر داده شد. این بازه دما برای همگرایی مبدل E-101 در سیکل فوق بحرانی نیز اهمیت دارد.

انتخاب دمای پیش‌گرمایش هوای احتراق بر اساس تحلیل انرژی انجام شد، زیرا بخش برایتون بیشترین تخریب انرژی

را دارد و تمرکز بر این بخش، بیشترین تأثیر را بر تولید توان الکتریکی دارد. همان طور که در شکل (۸) نشان داده شده، افزایش دمای پیش‌گرمایش منجر به افزایش توان الکتریکی توربین گاز می‌شود، در حالی که تولید برق توربین دی‌اکسیدکربن و نرخ تولید گرمایش و سرمایش در چیلر جذبی ثابت باقی می‌ماند. در نتیجه، توان خالص سامانه که تابعی از توربین گاز است، با افزایش دمای پیش‌گرمایش، به ۲۲۶۸ کیلووات افزایش یافته است. دلیل اصلی افزایش توان توربین گاز، افزایش دما و در نتیجه ورود انرژی و انرژی بیشتر به توربین است. با افزایش جذب حرارت در E-100، انرژی سوخت بیشتری به توربین گاز تزریق می‌شود، هرچند میزان تخریب انرژی در محفظه احتراق تغییر چندانی نمی‌کند، زیرا واکنش‌های احتراق ذاتاً با برگشت‌ناپذیری بالایی همراه هستند. افزایش دما پیش از محفظه منجر به افزایش دمای خروجی آن شده و این عامل، مؤلفه اصلی برای انتقال حرارت بیشتر در E-100 و تغذیه انرژی و انرژی بیشتر به توربین گاز است. همان طور که در شکل (۹) نشان داده شده، با افزایش دمای پیش‌گرمایش، پارامتر توان خالص سامانه $\dot{W}_{net}$ افزایش یافته و به دنبال آن، بازده انرژی و انرژی به ۰/۸۶ و ۰/۵۱ افزایش یافته‌اند. بنابراین، یکی از راه‌های عملی برای ارتقای سطح ترمودینامیکی سامانه، افزایش جذب حرارت در مبدل E-100 تا حد ممکن است.



شکل ۸. بررسی تغییرات دمای پیش گرمکن هوای احتراق بر نرخ تولید محصولات سامانه تولید همزمان



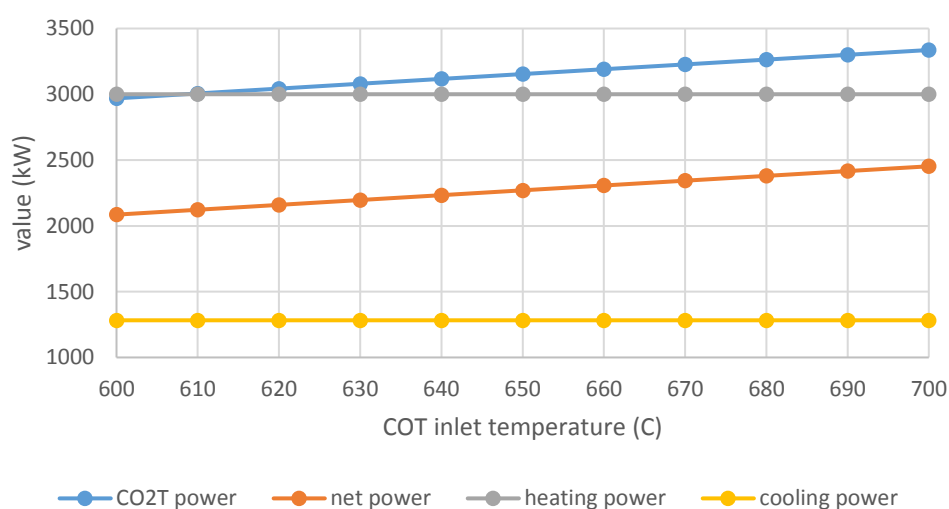
شکل ۹. بررسی تغییرات دمای پیش گرمکن هوای احتراق بر راندمان کلی انرژی و اگزرژی

(مقدار پایه) تا ۷۰۰ درجه سانتی گراد، بیشینه دمای قابل دستیابی برای همگرایی حرارتی در مبدل E-103، تغییر داده شد. بر اساس شکل (۱۰)، افزایش دمای ورودی دی اکسیدکربن به توربین فوق بحرانی، همانند افزایش دمای پیش گرمایش هوا، منجر به افزایش توان تولیدی در توربین شده است، در حالی که تولید گرمایش و سرمایش در چیلر جذبی ثابت باقی مانده است. این امر نشان می دهد که بالانس انرژی کل سیکل فوق بحرانی به گونه ای است که انرژی انتقالی از جریان داغ دی اکسیدکربن به جعبه داغ تغییر نکرده و تنها تولید برق متأثر شده است. افزایش

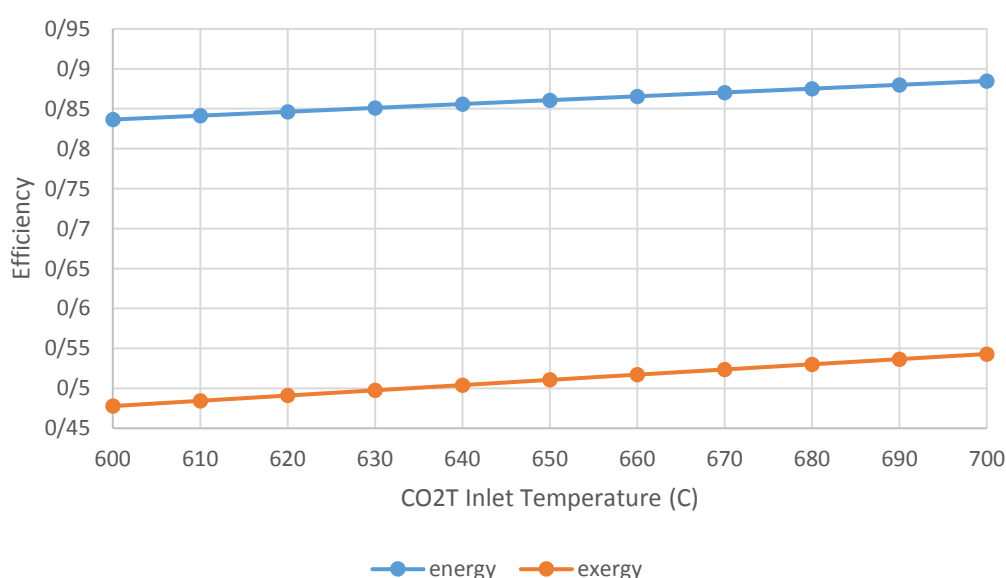
تأثیر تغییرات دمای ورودی به توربین دی اکسیدکربن. مطابق با شکل (۵)، بخش فوق بحرانی دی اکسیدکربن ۲۷ درصد از تخریب اگزرژی کل سامانه را به خود اختصاص می دهد؛ بنابراین کاهش برگشت ناپذیری در این بخش از اهمیت بالایی برای بهبود کلی سامانه تولید همزمان برخوردار است و به همین دلیل تحلیل حساسیت بر روی دمای دی اکسیدکربن ورودی به توربین فوق بحرانی انجام شد. این دما حاصل انتقال حرارت از گاز دودکش به وسیله مبدل E-101 است و مبدل E-101 نقش مشابه مبدل E-100 را دارد. دمای ورودی مورد بررسی از ۶۰۰ درجه سانتی گراد

اگر انرژی تغذیه می‌شود. علاوه بر این، با افزایش تولید برق و ثابت ماندن دبی سوخت، انرژی و اگر انرژی مفید بیشتری در کل سامانه تولید شده و بازده انرژی و اگر انرژی کل سامانه مطابق شکل (۱۱) به ۸۸ و ۵۴ درصد افزایش یافته است. مقایسه شکل‌های (۹) و (۱۱) نشان می‌دهد که تأثیر دمای دی‌اکسیدکربن ورودی بر بازده انرژی و اگر انرژی محسوس‌تر از تأثیر دمای پیش‌گرمایش هوای احتراق است.

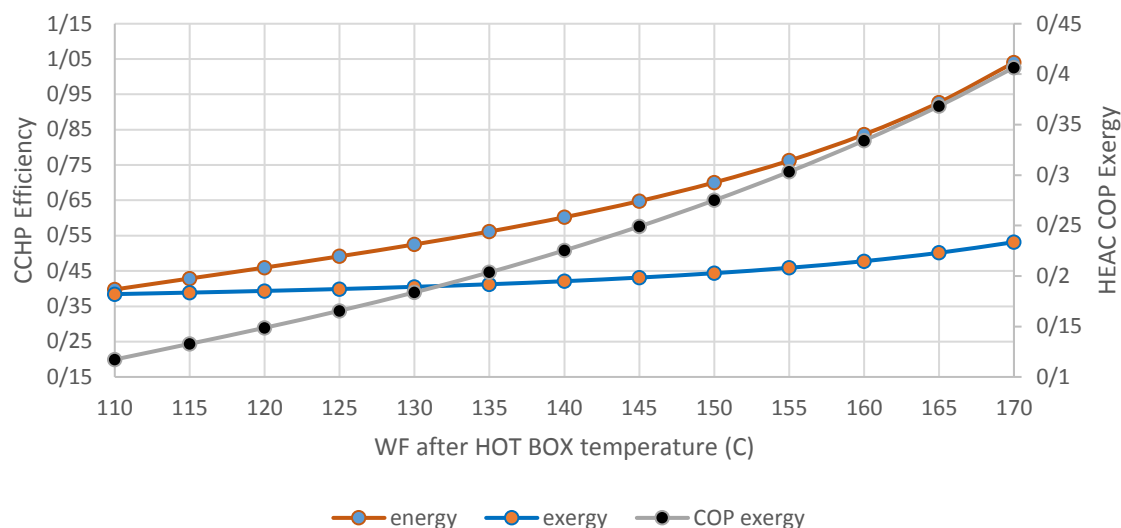
دمای ورودی باعث ورود انرژی و اگر انرژی بیشتر از طریق جذب حرارت در E-101 شده و تولید برق توربین دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی تا ۳۳۳۷ کیلووات افزایش یافته است. از آنجایی که تنها تولید برق تغییر کرده، توان خالص کل سامانه $\dot{W}_{net}$ به ۲۴۵۳ کیلووات افزایش یافته است. افزایش جذب حرارت در E-101 باعث افزایش ضریب عملکرد مبدل، کاهش تخریب اگر انرژی و بالا رفتن بازده اگر انرژی آن شده و توربین با مقدار بیشتری از



شکل ۱۰. بررسی تغییرات دمای ورودی توربین دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی بر نرخ تولید محصولات سامانه تولید همزمان



شکل ۱۱. بررسی تغییرات دمای ورودی توربین دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی بر راندمان کلی انرژی و اگر انرژی



شکل ۱۲ بررسی تغییرات دمای سیال عامل پس از جعبه داغ بر بازده انرژی و انرژی کلی سامانه تولید همزمان و ضریب عملکرد انرژی سامانه تبرید جذبی

ثابت باقی مانده است.

نتیجه گیری

در این مطالعه، یک سامانه یکپارچه جدید تولید همزمان پیشنهاد شده که سوخت آن زیست توده است و ریکاوری حرارت چندگانه را از توربین گازی ارائه می کند. از ویژگی های سامانه پیشنهادی می توان به نرخ ذخیره سازی سوخت در مقایسه با مطالعات قبلی و بالابودن بازده انرژی و انرژی در مقایسه با سامانه های مشابه اشاره کرد. علاوه بر این، مهم ترین نوآوری فرایند را می توان ارائه یک چیلر جذبی با راندمان بالا و ضریب عملکرد بالای ۸۲ درصد بیان کرد که برای این منظور از جعبه داغ و ریکاوری بالای حرارت استفاده شده است. این سامانه جدید از طریق تحلیل انرژی و انرژی بررسی شده و یک ارزیابی حساسیت هدفمند بر روی پارامترهای حیاتی آن صورت گرفته است. جعبه داغ به کار رفته در سامانه تبرید توانسته یک ضریب عملکرد مناسب را تولید کند که به شدت در بازده انرژی کلی تولید همزمان مؤثر و دخیل است. تحلیل ها نشان داد که تأثیر دمای دی اکسید کربن وارد شده به توربین دی اکسید کربن فوق بحرانی بر بازده انرژی و انرژی محسوس تر از تأثیر دمای پیش گرمایش هوای احتراق پیش از توربین گاز است و طبق بررسی ها، افزایش دمای دی اکسید کربن وارد شده به توربین دی اکسید کربن فوق بحرانی به لحاظ کیفی نتایجی شبیه به افزایش

تأثیر تغییرات دمای سیال عامل پس از جعبه داغ. جعبه داغ به عنوان مبدل حرارتی تجمیع کننده گرمای بیهوده در سراسر سامانه عمل می کند و افزایش قابل توجه ضریب عملکرد را به همراه دارد که در جدول (۹) با سایر مطالعات مقایسه شده است. در تحلیل حساسیت، دمای سیال عامل در خروجی جعبه داغ از ۱۱۰ تا ۱۷۰ درجه سانتی گراد تغییر داده شد، در حالی که فشار سیال عامل ثابت نگه داشته شده است. بالاترین دما زمانی به دست آمد که کیفیت سیال عامل در خروجی ۱۰۰ درصد بخار نبوده است، زیرا در این شرایط همگرایی در جدا کننده V-100 و سایر تجهیزات حفظ می شود. بر اساس شکل (۱۲)، بیشترین دمای سیال عامل با بیشترین نرخ انتقال حرارت همراه بوده و ضریب عملکرد قانون دوم به ۰/۴۱ افزایش یافته است، که نسبت به حالت مبنا بهبود محسوسی را نشان می دهد. این افزایش ضریب عملکرد و بهبود بازده انرژی و انرژی سامانه، عمدتاً ناشی از افزایش کارایی سامانه تبرید جذبی است. همچنین، همان طور که در تحلیل ترمودینامیکی پیشتر اشاره شد، افزایش جذب حرارت در مبدل های E-100، E-101 و E-104 می تواند در بهبود کارایی کل سامانه مؤثر باشد. در این تحلیل، افزایش انتقال حرارت در E-104 موجب ارتقای کارایی انرژی آن و انتقال انرژی سوخت بیشتر به مبدل های E-105 و E-107، تولیدکنندگان آب گرم و آب سرد، شد. به عبارت دیگر، افزایش کارایی جعبه داغ منجر به افزایش تولید گرمایش و سرمایش شده، در حالی که تولید برق

واژه نامه

پیشنهادی نوین	واژه لاتین	پیشنهادی ویراستار
هزینه هم‌سطح‌شده برق	levelized cost of electricity	
سامانه‌های ترکیبی سرمایش، حرارت و توان	combined cooling heating and power	
ضریب بهره‌برداری انرژی	Energy utilization factor	
خنک‌سازی جزئی با دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی	supercritical CO ₂ Partial Cooling	
جعبه داغ	Hot Box	
بازیابی گرما به صورت خودبازگردان	self- recuperating	
نرخ صرفه‌جویی سوخت	fuel saving rate	
ضریب عملکرد	COP	

تقدیر و تشکر

دمای پیش‌گرمایش هوا را در پی داشته است و مقدار تولید گرمایش و سرمایش در چیلر جذبی ثابت مانده است که این امر نشان می‌دهد بالانس انرژی در کل سیکل فوق بحرانی به گونه‌ای پیش رفته است که انرژی انتقالی از طریق جریان داغ دی‌اکسیدکربن به جعبه داغ مقداری ثابت بوده و همراه با افزایش دمای دی‌اکسیدکربن ورودی به توربین دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی تغییر نکرده است.

یافته‌های کلیدی مقاله حاضر شامل موارد زیر است:

۱. پارامتر نرخ صرفه‌جویی سوخت بیان کرده است که فرایند جدید به خوبی می‌تواند جایگزین سامانه‌های مورد بررسی گردد و ایده آن برای ادغام حرارتی بسیار قدرتمند است.

۲. سامانه تولید همزمان جدید در حالت مبنا دارای ۴۳۶۶ کیلووات تخریب‌اگرژی است که ۳۹/۴۶ درصد آن در محفظه احتراق رخ داده است. مطابق با بررسی صورت گرفته، محفظه احتراق زیست‌توده با تخریب‌اگرژی ۱۷۲۳ کیلووات بیشترین برگشت‌ناپذیری را دارد که برای بهبود سامانه باید جذب حرارت را در مبدل حرارتی پیش از آن در بخش گازی افزایش داد.

۳. طبق نتایج مدل‌سازی مشخص شد که بیشترین دمای ممکن برای پیش‌گرمایش هوا پیش از توربین گاز برابر با ۷۵۰ درجه سانتی‌گراد و بیشترین دمای سیال ورودی به توربین دی‌اکسیدکربن معادل با ۷۰۰ درجه سانتی‌گراد هستند. علاوه بر این، بالاترین دمای ممکن برای سیال عامل خروجی از جعبه داغ معادل با ۱۷۰ درجه سانتی‌گراد است و در این سه دما، مبدل‌های حرارتی E-100، E-101 و E-104 دارای بالاترین جذب حرارت از منبع گرما هستند و می‌توانند به خوبی تجهیزات تولید کننده محصولات را تغذیه کنند.

۴. ارزیابی حساسیت شرح داد که در شرایط $T_4 = 750^{\circ}\text{C}$ و $T_9 = 700^{\circ}\text{C}$ و $T_{21} = 170^{\circ}\text{C}$ سامانه دارای بالاترین جذب حرارت از محفظه احتراق، گازهای خروجی و جعبه داغ است و در این شرایط جدید کارایی اگزرژی سامانه تولید همزمان به ترتیب ۵۱ درصد، ۵۴ درصد و ۵۳ درصد خواهد بود.

مراجع

- [1] E. Gholamian et al., "Proposal, exergy analysis and optimization of a new biomass - based cogeneration system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 93, pp. 223–235, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.095>

- [2] P. Iodice et al., "Energy, economic and environmental performance appraisal of a trigeneration power plant for a new district: Advantages of using a renewable fuel," *Applied Thermal Engineering*, vol. 95, pp. 330–338, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.017>
- [3] K. Javaherdeh and S. SafariSabet, "Exergy- economic and energy investigation of a combined cycle of simultaneous production of Rankine steam and ejector refrigeration cycle using solar energy," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 37, pp. 29–48, 2025. <https://doi.org/10.22067/JACSM.2024.88420.1267>
- [4] M. S. Hossain et al., "Solar PV and biomass resources- based sustainable energy supply for off- grid cellular base stations," *IEEE Access*, vol. 8, pp. 53817–53840, 2020. <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2020.2978121>
- [5] A. Kardgar, "Evaluation of an integrated solar- geothermal energy system to provide power, heat and cooling," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 34, no. 4, pp. 19–34, 2022. <https://doi.org/10.22067/jacsm.2022.76152.1108>
- [6] E. Amiri Rad and P. Kazemiani- Najafabadi, "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, pp. 1–16, 2021. <https://doi.org/10.22067/jacsm.2022.67824.1002>
- [7] A. Saoud et al., "Performance investigation and numerical evaluation of a single- effect double- lift absorption chiller," *Applied Thermal Engineering*, vol. 227, p. 120369, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120369>
- [8] D. Mertzis et al., "Performance analysis of a small- scale combined heat and power system using agricultural biomass residues: The SMART- CHP demonstration project," *Energy*, vol. 64, pp. 367–374, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.11.055>
- [9] V. G. Nguyen et al., "Improving the prediction of biochar production from various biomass sources through the implementation of explainable machine learning approaches," *International Journal of Green Energy*, vol. 21, pp. 2771–2798, 2024.
- [10] S. Akhtari et al., "Economic feasibility of utilizing forest biomass in district energy systems—A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 33, pp. 117–127, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.01.058>
- [11] V. G. Nguyen et al., "Precise prognostics of biochar yield from various biomass sources by Bayesian approach with supervised machine learning and ensemble methods," *International Journal of Green Energy*, vol. 21, pp. 2180–2204, 2024. <https://doi.org/10.1080/15435075.2023.2297776>
- [12] B. Abdoos et al., "Energetic/exergetic parametric study of a combined cooling, heating, and power (CCHP) system coupled with a local cellulosic biomass combustion chamber," *Energy Reports*, vol. 12, pp. 3770–3777, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2024.09.051>
- [13] C. Y. Zheng et al., "A novel thermal storage strategy for CCHP system based on energy demands and state of storage tank," *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, vol. 85, pp. 117–129, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.ijepes.2016.08.008>
- [14] M. Jalili et al., "An integrated CCHP system based on biomass and natural gas co- firing: Exergetic and thermo- economic assessments in the framework of energy nexus," *Energy Nexus*, vol. 5, p. 100016, 2022.

- <https://doi.org/10.1016/j.nexus.2021.100016>
- [15] D. Sánchez- Lozano et al., “Techno- economic assessment of a hybrid PV- assisted biomass gasification CCHP plant for electrification of a rural area in the Savannah region of Ghana,” *Applied Energy*, vol. 377, p. 124446, 2025. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2024.124446>
- [16] Y. Ma et al., “Proposal and assessment of a novel supercritical CO₂ Brayton cycle integrated with LiBr absorption chiller for concentrated solar power applications,” *Energy*, vol. 148, pp. 839–854, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.01.155>
- [17] P. Ahmadi et al., “Development and assessment of an integrated biomass- based multi- generation energy system,” *Energy*, vol. 56, pp. 155–166, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.04.024>
- [18] H. Abd El- Sattar et al., “Tri- generation biomass system based on externally fired gas turbine, organic Rankine cycle and absorption chiller,” *Journal of Cleaner Production*, vol. 260, p. 121068, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.121068>
- [19] S. S. Bishal et al., “Performance evaluation of an integrated cooling and power system combining supercritical CO₂ , gas turbine, absorption refrigeration, and organic Rankine cycles for waste energy recuperating system,” *Results in Engineering*, vol. 17, p. 100943, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2023.100943>
- [20] S. S. Bishal et al., “Performance evaluation of a novel multigeneration plant of cooling, power, and seawater desalination using supercritical CO₂ partial cooling, ME- TVC desalination, and absorption refrigeration cycles,” *Energy Conversion and Management: X*, vol. 20, p. 100485, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2023.100485>
- [21] T. U. K. Nutakki et al., “Thermo- economic- environmental analysis of a sustainable heat integration design for a biomass- fueled power plant using integration of CCHP and seawater desalination application,” *Desalination*, vol. 577, p. 117404, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2024.117404>
- [22] Y. Feng et al., “Design, economic analysis, and environmental assessment of an innovative municipal solid waste- based multigeneration system integrating LNG cold utilization and seawater desalination,” *Desalination*, vol. 586, p. 117848, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2024.117848>
- [23] L. Wang et al., “Thermoeconomic assessment of an innovative combined cooling, heating, and power system based on biomass combustion, TCO₂ cycle, absorption chiller, and desalination,” *Process Safety and Environmental Protection*, vol. 184, pp. 151–169, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.psep.2024.01.073>
- [24] Z. Xu et al., “Design and comprehensive thermo- enviro- economic assessment of an innovative polygeneration system using biomass fuel and LNG regasification: A CCHP- thermally desalination application,” *Process Safety and Environmental Protection*, vol. 183, pp. 925–944, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.psep.2024.01.040>
- [25] C. R. Altafini et al., “Prediction of the working parameters of a wood waste gasifier through an equilibrium model,” *Energy Conversion and Management*, vol. 44, pp. 2763–2777, 2003. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00025-6](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00025-6)
- [26] V. Adebayo et al., “Energy, exergy and exergo- environmental impact assessment of a solid oxide fuel cell coupled with absorption chiller & cascaded closed- loop ORC for multi- generation,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 47, pp. 3248–3265, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.02.222>

- [27] F. Mohammadkhani et al., "Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor combined with two Organic Rankine Cycles," *Energy*, vol. 65, pp. 533-543, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.11.002>
- [28] J. Song and C. Gu, "Performance analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (ORC) system with wet steam expansion for engine waste heat recovery," *Applied Energy*, vol. 156, pp. 280-289, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.07.019>
- [29] J. You et al., "Integrating an innovative geothermal-driven multigeneration approach and LNG cold energy utilization process for sustainable energy supply, producing hydrogen, power, heating, and cooling," *Process Safety and Environmental Protection*, vol. 196, p. 106904, 2025. <https://doi.org/10.1016/j.psep.2025.106904>
- [30] M. Shamsi et al., "Evaluation of an environmentally-friendly poly-generation system driven by geothermal energy for green ammonia production," *Fuel*, vol. 365, p. 131037, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2024.131037>
- [31] Q. Zhang et al., "Thermodynamic simulation and optimization of natural gas liquefaction cycle based on the common structure of organic Rankine cycle," *Energy*, vol. 264, p. 126134, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.126134>
- [32] M. Zoghi et al., "Thermo-economic assessment of a novel trigeneration system based on coupling of organic Rankine cycle and absorption-compression cooling and power system for waste heat recovery," *Energy Conversion and Management*, vol. 196, pp. 567-580, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.06.030>
- [33] M. S. Barghi Jahromi et al., "Thermo-economic evaluation of a solar dryer with evacuated heat pipe collector and energy storage," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 32, pp. 39-58, 2021. <https://doi.org/10.22067/jacsm.2021.56640.0>
- [34] F. Vahidinia, "Evaluation of energy and exergy of a parabolic trough solar collector equipped with internal fin and star turbulator absorber tube," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 36, pp. 97-114, 2024. <https://doi.org/10.22067/jacsm.2023.83484.1199>
- [35] M. J. Moran et al., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2010.
- [36] M. M. Ghafurrian and H. Niazmand, "Optimization of Combined Cooling Heating and Power System (CCHP) by a novel hybrid method," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 30, pp. 61-78, 2019.
- [37] M. R. Kalateh et al., "Experimental study and numerical modeling of the effect of utilizing selected twisted tape insert on the performance of thermal photovoltaic system," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 33, pp. 1-22, 2022. <https://doi.org/10.22067/JACSM.2022.74538.1083>
- [38] A. Bejan et al., *Thermal Design and Optimization*. New York, NY: John Wiley & Sons, 1996.
- [39] P. Ahmadi et al., "Energy and exergy analyses of hydrogen production via solar-boosted ocean thermal energy conversion and PEM electrolysis," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 38, pp. 1795-1805, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.11.025>
- [40] E. Gholamian et al., "Proposal, exergy analysis and optimization of a new biomass-based cogeneration system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 93, pp. 223-235, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.095>
- [41] J. Aman et al., "Residential solar air conditioning: Energy and exergy analyses of an ammonia-water absorption

- cooling system,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 62, pp. 424–432, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.10.006>
- [42] X. Wang, Y. Yang, Y. Zheng, and Y. Dai, “Exergy and exergoeconomic analyses of a supercritical CO₂ cycle for a cogeneration application,” *Energy*, vol. 119, pp. 971–982, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.11.044>
- [43] W. Shao et al., “Simulation and multi-objective assessment of an environmentally friendly trigeneration system powered by biogas from landfilling using a novel cascade heat integration model,” *Journal of Cleaner Production*, vol. 425, p. 138664, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2023.138664>

