



Performance investigation of a novel trigeneration system using solar-biomass energy

M. A. Sabbaghi, M. Sefid*

Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran

ABSTRACT: In this research, a novel trigeneration system driven by biomass-solar energies has been investigated from energy exergy, economic and environmental viewpoints. The solar energy is used to produce hydrogen (by a PEM electrolyzer powered by thermal photovoltaic panels). To meet the intermittent nature of solar energy, it is used for hydrogen production. The hydrogen is used as fuel in the combustion chamber. The proposed gas turbine cycle consists of two high and low-pressure turbines and two compressors with an intercooler. A combined organic Rankine-vapor compression refrigeration cycle that uses the recovered heat from the gas turbine is used to produce refrigeration and air cooling in the interstage compressor. The obtained results provide that the combination of solar-based hydrogen production and biomass-based gas turbine leads to an increase in power production capacity. The proposed combined system provides an energy and exergy efficiency of 21% and 17% and the emission of 0.00884 kg/s of CO₂. The highest capital cost rate among the components is attributed to the PEM electrolyzer, amounting to 15.44 \$/hr, and the total cost of the products has reached 0.5627 \$/MJ. Using an intercooler, the energy and exergy efficiencies of the system have increased by 6% and 4%, respectively.

Review History:

Received: Apr. 08, 2023

Revised: Nov. 24, 2023

Accepted: Jan. 08, 2024

Available Online: Jan. 16, 2024

Keywords:

Trigeneration

biomass

solar

exergoeconomic

exergoenvironmental

1- Introduction

To achieve sustainable development, the industrial sector of any country is highly dependent on the production and supply of clean energy. Harmful pollutant emissions from fossil fuels have compelled countries to shift towards renewable energy sources [1]. Among the various types of renewable energy, solar and biomass sources stand out as suitable alternatives due to their availability and abundance [2-3]. However, the inconsistency and fluctuation of solar energy pose significant challenges. To enhance reliability, addressing the drawbacks of using a single source of renewable energy can be achieved by combining sources. For instance, solar energy can be utilized to produce hydrogen, and by burning it, a continuous heat source can be obtained. Recently, there has been considerable attention given to the combined use of solar and biomass energies in energy production systems. In such systems, biomass typically serves as the primary fuel, while solar energy acts as an auxiliary energy source [4].

Many studies have been conducted by researchers to use alternative energies in energy production systems. Anvari et al. [5] introduced novel configurations of biomass-solar combined power generation cycles. In these systems, solar energy was harnessed through a heliostat field to reheat the exhaust gases generated by a biomass-fueled gas turbine. Gaeta [6] analyzed a 100 kW gas turbine using a mixture of

natural gas and hydrogen fuels, reporting natural gas savings ranging from 41.5% to 37.5%. In a study by Ahmadi et al [7], a multigeneration system involving power, hydrogen, heating, and cooling was investigated. The results indicated that the use of the multigeneration cycle increased exergy efficiency by 60% compared to a simple energy generation cycle.

The overview of research in the field of multigeneration systems highlights a notable gap in studies focusing on power generation cycles integrating both hydrogen and biomass fuels. Additionally, there are a limited number of studies exploring the combined organic Rankine-vapor compression refrigeration cycle for cooling, especially at the intermediate compression stage, with the use of recycled heat from the gas turbine.

2- Thermodynamic Modelling

Figure 1 illustrates the schematic of the proposed trigeneration system, comprising a gas turbine (representing the upper cycle) and an organic Rankine cycle-vapor compression refrigeration system (representing the lower cycle). The system incorporates a combination of biomass and solar energy sources. Biomass serves as the primary fuel, while solar energy is employed to produce hydrogen. The produced hydrogen is then burned in the combustion chamber

*Corresponding author's email: mhsefid@yazd.ac.ir



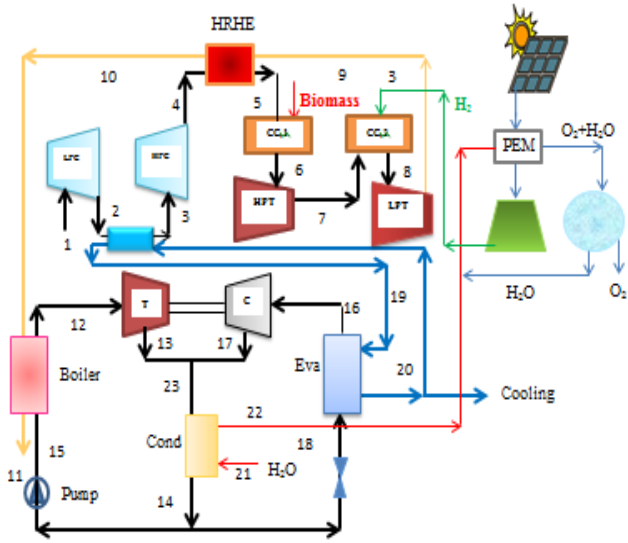


Fig. 1. Schematic of the proposed trigeneration system of power, heat, and cooling

to reheat the exhaust gas originating from the high-pressure turbine.

To model the energy and exergy of the system, the laws of conservation of mass and energy and the equation of exergy balance must be used for each component of the system. Thus, each component is considered as a control volume. These equations are defined through Eqs. (1-3) [8].

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e \quad (1)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_i \dot{m}_i h_i \quad (2)$$

$$Ex_{\dot{Q}} + \sum_i \dot{m}_i ex_i = \sum_e \dot{m}_e ex_e + Ex_{\dot{W}} + Ex_D \quad (3)$$

3- Results

To determine accuracy, the calculations were compared with the findings of previous research, and the results are depicted in Figure 2. For validation purposes, the systems were compared under similar performance conditions of modeling, and the results indicate a good agreement between them.

The PEM electrolyzer has the most significant economic impact, constituting 44% of the total investment. Meanwhile, the thermal photovoltaic panel accounts for the highest amount of exergy destruction. The increased costs associated with the electrolyzer and thermal photovoltaic panel could potentially

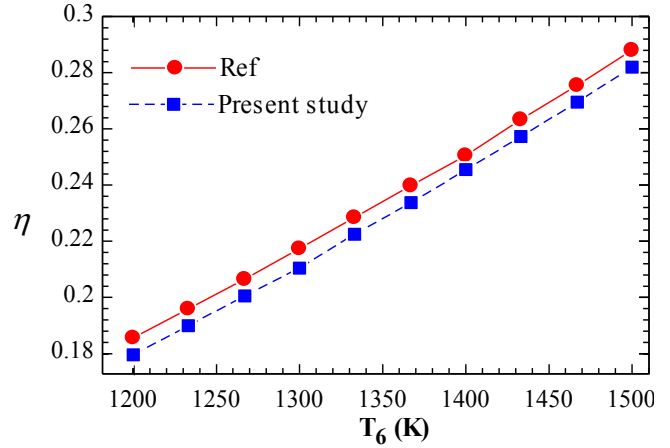


Fig. 2. Gas turbine cycle modeling results [9]

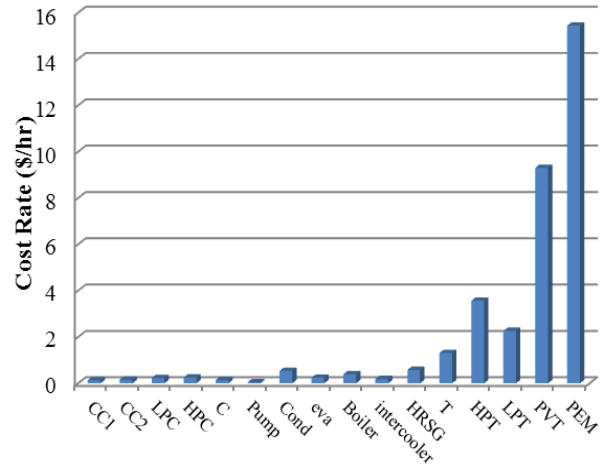


Fig. 3. The cost rate of different components of the system

be offset by reducing the costs of exergy destruction in these equipment. The high cost of the gas turbine cycle is primarily attributed to the turbine, with the presence of the combustion chamber and heat exchangers being secondary factors. Essentially, the turbine used in gas turbine cycles holds paramount importance from a design perspective.

The diagram in Figure 4 illustrates that by incorporating the intercooler and lowering the temperature of the incoming air to the high-pressure compressor to ambient levels, there is a potential increase of approximately 6% in energy efficiency and 4% in exergy efficiency.

Figure 5 depicts the carbon dioxide emissions for the investigated triple production system. According to the figure, the amount of carbon dioxide gas emissions increases by 89% in scenarios where hydrogen fuel is not utilized, and

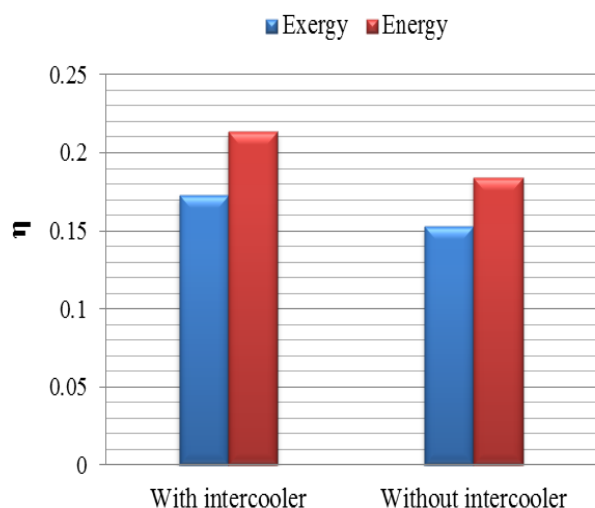


Fig. 4. The effect of using an intercooler on the system energy and exergy efficiencies

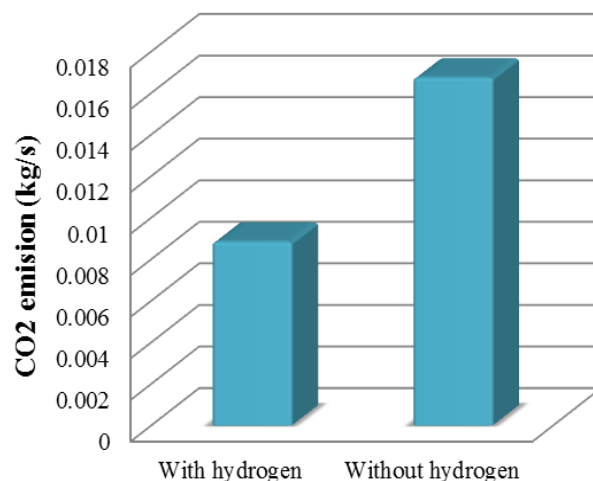


Fig. 5. Comparison of the amount of CO2 emission

biomass fuel is the sole source.

4- Conclusion

In this research, a thermodynamic investigation was conducted on a triple production system involving power, heat, and cooling, utilizing a combination of solar energy sources and biomass. The introduction of a refrigerant production subsystem, with partial utilization for intermediate cooling of compressors, resulted in a 6% increase in energy efficiency and a 4% increase in exergy efficiency for the system. The incorporation of a thermal photovoltaic system and an electrolyzer for hydrogen production, while leading to an increase in exergy destruction and economic costs, contributed to a substantial (89%) reduction in carbon dioxide gas emissions. Also, the proposed combined system has high flexibility and when there is no need for cooling, the power of the organic Rankine cycle turbine can be used directly to produce electricity.

References

- [1] Zhang. C, Sun. J, Lubell. M, Qiu. L, Kang. K, Design and simulation of a novel hybrid solar-biomass energy supply system in northwest China. *Journal of Cleaner Production*, 233 (2019) 1221–1239.
- [2] Roy. D, Samanta. S, Ghosh. S, Techno-economic and environmental analyses of a biomass-based system employing solid oxide fuel cell, externally fired gas turbine, and organic Rankine cycle. *Journal of Cleaner Production*, 225 (2019), 36–57.
- [3] Sabbaghi Ma, Sefid. M, Exergy-environmental analysis and optimization of the modified organic Rankine cycle

driven by geothermal and biomass energies. *International Journal of Exergy*, 40(2) (2023) 144-161.

- [4] Liao. G, Liu. L, Zhang. F, Jiaqiang. E, Chen. J, A novel combined cooling-heating and power (CCHP) system integrated organic Rankine cycle for waste heat recovery of bottom slag in coal-fired plants. *Energy Conversion and Management*, 186 (2019), 380-392.
- [5] Anvari. S, Khalilarya. S, Zare. V, Exergoeconomic and environmental analysis of a novel configuration of solar-biomass hybrid power generation system. *Energy*, 165 (2018), 776–789.
- [6] Gaeta. A, Reale. F, Chiariello. F, Massoli. P, A dynamic model of a 100 kW micro gas turbine fueled with natural gas and hydrogen blends and its application in a hybrid energy grid. *Energy*, 129 (2017), 299–320.
- [7] Ahmadi. P, Dincer. I, Rosen, M.A, Performance assessment and optimization of a novel integrated multigeneration system for residential buildings. *Energy and Buildings*, 67 (2013), 568-578.
- [8] Sabbaghi. MA, Sefid. M, Risk, Sensitive Analysis, and Optimization of a New Multi-Generation System Activated by Solar and Biomass Energies. *Energy Report*, 11 (2024), 1006-1018.
- [9] Cao. Y, Dhahad. H, Togun. H, Anqi. A, Farouk. N, Farhang. B, A novel hybrid biomass-solar driven triple combined power cycle integrated with hydrogen production: Multi-objective optimization based on power cost and CO2 emission. *Energy Conversion and Management*, 234 (2021), 113910.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

M. A. Sabbaghi, M. Sefid, *Performance investigation of a novel trigeneration system using solar-biomass energy*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 55(9) (2023) 227-230.

DOI: [10.22060/mej.2024.22316.7602](https://doi.org/10.22060/mej.2024.22316.7602)





بررسی جامع یک سیستم جدید تولیدچندگانه با بهره گیری از انرژی خورشیدی و زیست توده

محمدعلی صباغی، محمد سفید*

گروه مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۲/۰۱/۱۹
بازنگری: ۱۴۰۲/۰۹/۰۳
پذیرش: ۱۴۰۲/۱۰/۱۸
ارائه آنلاین: ۱۴۰۲/۱۰/۲۶

کلمات کلیدی:

تولید سه گانه
هیدروژن
زیست توده
انرژی - اقتصادی
زیست محیطی

خلاصه: در این پژوهش، یک سیستم تولید سهگانه توان، حرارت و برودت که توسط انرژیهای خورشیدی و زیستتوده راه اندازی میشود، از دیدگاه انرژی، انرژی، اقتصادی و محیط زیستی تحلیل و بررسی شده است. از انرژی خورشیدی، برای تولید هیدروژن استفاده می شود (از طریق الکترولیزر غشای پروتونی که برق آن از پانل های فتوولتائیک حرارتی تامین می گردد). هیدروژن و زیست توده به عنوان سوخت در محفظه احتراق های سیکل توربین گاز مورد استفاده قرار می گیرند. سیکل توربین گاز پیشنهادی دارای دو توربین فشار بالا و فشار پائین و دو کمپرسور همراه با خنک کاری میانی می باشد. از سیکل ترکیبی رانکین آلی - تبرید تراکمی که با حرارت باز یافتی توربین گاز کار می کند برای تولید برودت و خنک کاری هوا در مرحله تراکم میانی استفاده می شود. نتایج حاصل از محاسبات نشان می دهد که سیستم ترکیبی پیشنهادی دارای بازده انرژی و انرژی ۲۱٪ و ۱۷٪ و انتشار ۰/۰۰۸۸۴ کیلوگرم بر ثانیه دی اکسید کربن می باشد. بیشترین هزینه سرمایه گذاری تجهیزات مربوط به الکترولیزر غشای پروتونی با مقدار ۱۵/۴۴ hr/\$ بوده و هزینه کل محصولات تولیدی ۰/۵۶۲۷ MJ/\$ بدست آمده است. همچنین با خنک کاری میانی کمپرسورها، راندمانهای انرژی و انرژی سیستم به ترتیب ۶ و ۴ درصد افزایش پیدا کرده است.

۱- مقدمه

بخش صنعت هر کشوری برای رسیدن به توسعه پایدار، وابستگی زیادی به تولید و تامین انرژی های پاک دارد. انتشارات آلاینده های مضر ناشی از سوخت های فسیلی باعث شده است که کشورها به سمت منابع انرژی تجدیدپذیر سوق داده شوند [۱]. انتشار گاز دی اکسید کربن، به عنوان گاز گلخانه ای ناشی از احتراق سوخت های فسیلی، از دهه گذشته سالانه ۲/۵٪ افزایش داشته است [۲]. در بین انواع انرژی های تجدیدپذیر، منابع خورشیدی و زیست توده به دلیل در دسترس بودن و فراوانی، جایگزین های مناسبی هستند [۳]. با این حال، عدم پیوستگی و نوسانات انرژی خورشیدی یک چالش مهم محسوب می شود. برای دستیابی به قابلیت اطمینان بالاتر، معایب استفاده از منبع مجزای انرژی تجدیدپذیر را می توان با استفاده از منابع ترکیبی اصلاح نمود. به عنوان نمونه، می توان با استفاده از انرژی خورشیدی به تولید هیدروژن پرداخت و با احتراق آن، به یک منبع گرمایی پیوسته دست یافت. در این راستا اخیراً توجه زیادی به استفاده ترکیبی انرژی های

خورشیدی و زیست توده در سیستم های تولید برق شده است. در چنین سیستم هایی، زیست توده معمولاً سوخت اولیه بوده و از خورشید به عنوان منبع انرژی کمکی استفاده می شود [۴].

۱-۱- پیشینه پژوهش

تحقیقات زیادی توسط محققین برای استفاده از انرژی های جایگزین و به خصوص ترکیب انرژی های زیست توده - خورشید در سیستم های تولید توان صورت گرفته است. از جمله کامپو و همکاران [۵]، استفاده از انرژی خورشیدی را برای تولید بیوگاز با دمای بالا در یک میکرو توربین گازی پیشنهاد کردند. تاناکا و همکاران [۶] استفاده از گرمای تولید شده از کلکتورهای خورشیدی را برای تولید بخار در مبدل باز یافت یک چرخه ترکیبی توربین گاز - رانکین با سوخت زیست توده پیشنهاد دادند. آنها نشان دادند که با افزایش گرمای ورودی از کلکتورها، توان تولیدی به صورت خطی در حال افزایش است. سرکیس و همکاران [۷] با استفاده از انرژی خورشیدی

* نویسنده عهده دار مکاتبات: mhsefid@yazd.ac.ir



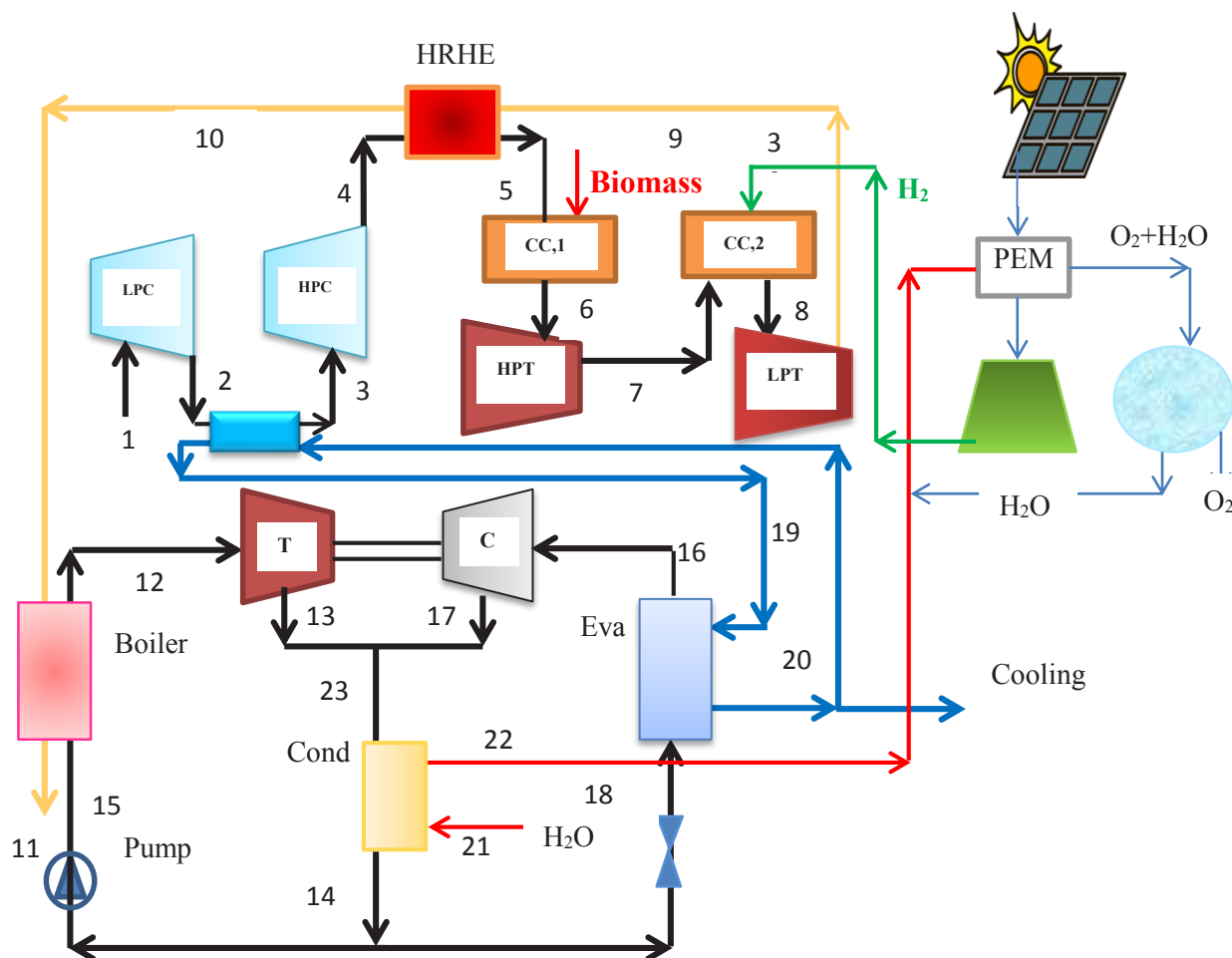
راهکارها برای مواجهه با این چالش هستند. مارتین و همکاران [۱۳] تولید هیدروژن را از طریق الکترولیز آب و با استفاده از برق تولید شده توسط پنل های فتوولتائیک بررسی کردند و هزینه‌ای حدود ۷-۶ یورو به ازای هر کیلوگرم هیدروژن تولیدی گزارش دادند. در برخی پژوهش‌ها، هیدروژن به عنوان سوخت مشترک و با ترکیب شدن با سوخت‌های دیگر مانند بیوگاز یا گاز طبیعی در سیستم‌های مختلف تولید توان استفاده می‌شود. یک توربین گازی با ظرفیت ۵۰ مگاوات، با ترکیب سوخت‌های هیدروژن و گاز طبیعی توسط ادنان و همکارانش [۱۴] مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج کار آنها نشان داد که استفاده از سوخت هیدروژن به طور قابل توجهی انتشار دی اکسید کربن را کاهش می‌دهد، در عین حال هزینه سوخت افزایش می‌یابد. گاتا [۱۵] یک توربین گاز ۱۰۰ کیلووات را با مخلوط سوخت‌های گاز طبیعی و هیدروژن تحلیل کرد و صرفه جویی در مصرف گاز طبیعی را بین ۴۱/۵٪-۳۷/۵٪ گزارش داد. احمدی و همکارانش [۱۶] یک سیستم تولید چندگانه توان، هیدروژن، گرمایش و سرمایش را مورد بررسی قرار دادند و دریافتند که استفاده از سیکل تولید چندگانه در مقایسه با سیکل ساده تولید انرژی، راندمان انرژی را تا ۶۰ درصد افزایش می‌دهد.

بررسی تحقیقات صورت گرفته روی سیستم‌های تولید چندگانه نشان می‌دهد که در کمتر پژوهشی به بررسی سیکل تولید توان با ترکیب سوخت‌های هیدروژن و زیست‌توده پرداخته شده است. همچنین استفاده از سیکل ترکیبی رانکین آلی - تبرید تراکمی به منظور تولید برودت و خنک‌کاری مرحله میانی تراکم، که از حرارت بازیافتی توربین گاز تامین می‌شود هنوز بررسی نشده است، در حالی که این روش دارای مزایای بیشتری در مقایسه با سیکل‌های توربین گاز تک مرحله ای و یا دومرحله‌ای بدون خنک‌کاری میانی است [۱۷]. با در نظر گرفتن موارد بیان شده، این پژوهش با هدف پیشنهاد یک آرایش جدید از سیستم تولید سه‌گانه با ترکیب انرژی‌های زیست‌توده و خورشید انجام گرفته است. مقدار هیدروژن مورد نیاز با استفاده از یک الکترولایزر غشاء پروتونی که توسط پنل‌های فتوولتائیک حرارتی تغذیه می‌گردد، تولید می‌شود. تحلیل ترمودینامیکی بر اساس قوانین اول و دوم و همچنین تحلیل اقتصادی و زیست محیطی برای سیستم پیشنهادی انجام شده است. عمده موارد این پژوهش به شرح زیر می‌باشد.

- استفاده از انرژی خورشید برای تامین برق لازم برای الکترولایزر غشاء پروتونی.
- استفاده از هیدروژن تولیدی توسط الکترولایزر و همچنین انرژی زیست‌توده برای تامین انرژی لازم برای سیکل توربین گاز.

به صورت مستقیم و غیر مستقیم، روش‌هایی برای گرم کردن آب یا تولید مستقیم بخار در یک چرخه ترکیبی را پیشنهاد دادند. آنها دریافتند که استفاده از انرژی خورشیدی به طور مستقیم، منجر به دستیابی به شاخص سودآوری کمتر برای سیکل ترکیبی می‌شود. انوری و همکاران [۸] آرایش‌های جدیدی از سیکل‌های تولید توان با ترکیب انرژی‌های زیست‌توده - خورشید را پیشنهاد کردند که در آن انرژی خورشیدی از طریق میدان هلیواستات برای گرم کردن مجدد گازهای خروجی یک توربین گاز با سوخت زیست‌توده استفاده می‌شد. آنها دریافتند که با ترکیب سیستم خورشیدی و توربین گاز، انتشار دی‌اکسید کربن ۲۲٪ کاهش و ظرفیت تولید برق ۳۰٪ افزایش می‌یابد. مدلسازی و تحلیل ترمودینامیکی برای یک سیکل رانکین بخار که توسط ترکیب انرژی‌های خورشیدی - زیست‌توده راه اندازی شده، توسط سورش و همکاران [۹] ارائه شد. آنها دریافتند حالت ترکیبی، ظرفیت نیروگاه را از ۲۳٪ به ۴۷٪ افزایش می‌دهد. لی کیو و همکاران [۱۰] دو آرایش جدید از سیستم خورشیدی را ارزیابی کردند. در سیستم پیشنهادی اول، از انرژی خورشیدی برای گرم کردن هوای فشرده و در سیستم پیشنهادی دوم از انرژی خورشیدی برای کمک به فرآیند گازی‌سازی استفاده کردند. نتایج کار آنها حاکی از بهتر بودن سیستم پیشنهادی دوم بود که راندمانی حدود ۱۸/۴٪ داشت. یک سیستم تولید سه‌گانه هیبریدی زیست‌توده - خورشیدی برای تولید توان، برودت و آب شیرین توسط ساهو و همکارانش [۱۱] مورد بررسی و بهینه‌سازی قرار گرفت. آنها دریافتند که خروجی حاصله از سیستم هیبریدی در مقایسه با منبع مجزای انرژی، در حالت مشابه ۷۸/۱٪ بهبود یافته است. در پژوهش صورت گرفته توسط کائو و همکارانش [۱۲]، یک سیستم تولید همزمان با بهره‌گیری از انرژی‌های خورشید و زیست‌توده مورد بررسی قرار گرفت. آنها از سیکل بسته توربین گاز با سیال هلیوم و همچنین سیکل رانکین بخار برای تولید توان استفاده کردند. مقدار راندمان انرژی را در بهترین حالت ۲۸/۸۷ درصد بدست آوردند.

در دهه گذشته، گرایش محققین برای تحقیق و توسعه انرژی هیدروژن افزایش یافته است. هیدروژن را می‌توان در سیستم‌های مختلف انرژی همچون سلول‌های سوختی، موتورهای احتراق داخلی و توربین‌های گازی استفاده کرد. در سیستم‌های خورشیدی، به منظور رفع تناوب و نوسانات انرژی خورشید، می‌توان با تولید و ذخیره سازی هیدروژن، از آن برای تولید پیوسته برق استفاده نمود. الکترولیز آب یک روش موثر برای تولید هیدروژن است که مصرف بالای توان الکتریکی آن، یک چالش اصلی این روش است. سیستم‌های خورشیدی، به ویژه پانل‌های فتوولتائیک حرارتی یکی از



شکل ۱. شماتیک سیستم پیشنهادی تولید سه‌گانه توان، حرارت و برودت

Fig. 1. Schematic of the proposed trigeneration system of power, heat and cooling

است و از انرژی خورشیدی برای تولید هیدروژن استفاده می‌شود که در محفظه احتراق برای گرم کردن مجدد گاز خروجی از توربین فشار بالا محترق می‌شود. همانطور که قبلاً ذکر شد، دلیل استفاده غیرمستقیم از انرژی خورشیدی در سیستم پیشنهادی، رفع نوسانات تابش خورشید است. با احتراق هیدروژن در مرحله بازگرمایش توربین، دمای گاز خروجی از توربین فشار پایین به حدود 835°C می‌رسد، چنین دمایی برای استفاده به عنوان منبع حرارتی سیکل رانکین آلی بسیار زیاد است و منجر به تخریب زیاد آگرزژی می‌شود. بنابراین، یک مبدل بازیافت حرارت استفاده شده که می‌تواند از حرارت مازاد توربین برای پیش گرمایش هوای ورودی به محفظه احتراق

• استفاده از حرارت مازاد توربین برای راه اندازی یک سیکل ترکیبی رانکین آلی - تبرید تراکمی به منظور تولید برودت و خنک‌کاری میانی کمپرسورهای سیکل توربین گاز.

۲- شرح سیستم و مدل‌سازی

شکل ۱ شماتیک سیستم تولید سه‌گانه پیشنهادی را نشان می‌دهد که از یک توربین گاز (به عنوان چرخه بالا) و یک سیکل رانکین آلی - تبرید تراکمی (به عنوان چرخه پائین) تشکیل شده است. این سیستم از منابع انرژی ترکیبی زیست توده و خورشید بهره می‌گیرد. زیست‌توده سوخت اولیه

جدول ۱. داده های ورودی سیستم [۱۹،۱۲]

Table 1. System input data [12,19]

| مقدار | نام متغیر |
|--------|---|
| ۸۷ | راندمان آیزنتروپیک کمپرسورها (%) |
| ۸۹ | راندمان آیزنتروپیک توربین گاز (%) |
| ۹۰ | راندمان آیزنتروپیک توربین سیکل رانکین آلی (%) |
| ۸۷ | راندمان آیزنتروپیک پمپ (%) |
| ۸۰ | راندمان میدل بازیافت حرارت (%) |
| ۱۴۰۰ | دمای ورودی توربین (K) |
| ۲۹۸ | دمای محیط (K) |
| ۳ | نسبت تراکم کمپرسور فشار بالا |
| ۴ | نسبت تراکم کمپرسور فشار پائین |
| ۱۱۹۹۶۰ | ارزش حرارتی پائین سوخت هیدروژن (kJ/kg) |
| ۳۵۳ | دمای ورودی توربین سیکل رانکین آلی (K) |
| ۲۷۸ | دمای اواپراتور (K) |
| ۳۱۳ | دمای کندانسور (K) |

• سیستم در حالت پایا عمل کرده و از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل جریان‌ها صرف نظر شده است.

• مخلوط گازهای احتراق به عنوان گاز ایده‌آل رفتار می‌کند.
 • از افت فشار لوله‌ها، میدل‌های حرارتی و سایر اجزا صرف‌نظر شده است.
 • کل سیستم آدیاباتیک در نظر گرفته شده و از تلفات حرارتی صرف‌نظر شده است.

• سیستم مورد بررسی یک سیستم پیشنهادی بوده و دبی هوای ورودی توربین گاز برابر 1 kg/s در نظر گرفته شده است.

در این تحقیق با استفاده از نتایج پژوهش [۲۰] و همچنین با توجه به محدوده دمایی مورد استفاده در سیکل رانکین آلی، سیال عامل 600R کارآیی مناسبی نشان داده است. علاوه بر این، شاخص تخریب لایه اوزن، پتانسیل گرمایش جهانی و تبعات زیست محیطی پائین این سیال از دلایل انتخاب آن می‌باشد [۲۰].

تراشه‌های چوب به دلیل فراوانی، به‌عنوان زیست‌توده مورد استفاده قرار می‌گیرد، زیرا حدود ۶۴٪ از کل منابع زیست‌توده موجود را تشکیل می‌دهد [۲۱]. بر اساس نتایج آزمایشگاهی، این نوع زیست‌توده دارای فرمول شیمیایی $\text{CH}_{1.44}\text{O}_{0.66}$ است که درصد اجزای تشکیل دهنده آن در جدول ۲ نشان داده شده است.

و همچنین تامین حرارت لازم برای راه‌اندازی سیکل رانکین آلی استفاده شود.

تولید هیدروژن با انرژی خورشیدی و استفاده آن به عنوان سوخت در محفظه احتراق باعث کاهش بازده کلی انرژی می‌شود، زیرا هر فرآیند تبدیل انرژی با تخریب انرژی همراه است ولی لازم به ذکر است این کاهش بازدهی به کاهش انتشار دی‌اکسیدکربن منجر می‌شود. چنین مدلی را می‌توان به عنوان یک روش بالقوه برای استفاده متناوب از انرژی خورشیدی در نظر گرفت.

سیستم پیشنهادی این قابلیت را دارد که بتوان در صورت عدم نیاز به هیدروژن، از سوخت زیست‌توده برای محفظه احتراق دوم استفاده کرد. مضاف بر این، در شرایطی که نیازی به تولید برودت وجود نداشته باشد می‌توان از برق تولید شده توسط توربین سیکل رانکین آلی به طور مستقیم استفاده نمود.

داده‌های ورودی مربوط به سیکل توربین گاز، سیکل رانکین آلی، سیستم الکترولایزر غشاء پروتونی و سیستم فتوولتائیک حرارتی بر اساس منابع موجود انتخاب و در جدول ۱ آمده است.

برای ساده سازی معادلات سیستم پیشنهادی، مفروضات زیر در نظر گرفته شده است [۱۹]:

ادامه جدول ۱. داده های ورودی سیستم فتوولتائیک حرارتی [۱۲]

Continue of Table1. Input data for thermal photovoltaic unit [12]

| مقدار | نام متغیر |
|-------|-----------------------------------|
| ۴ | مساحت هر پنل فتوولتائیک (m^2) |
| ۸۰۰ | شدت تابش (W/m^2) |
| ۳۸ | راندمان کلکتور (%) |
| ۰/۸۳ | ضریب فشردگی |
| ۰/۹۵ | ضریب عبور نور شیشه |

ادامه جدول ۱. داده های ورودی الکترولایزر غشاء پروتونی [۱۸]

Continue of Table 1. PEM electrolyzer input data [18]

| مقدار | پارامتر | مقدار | پارامتر |
|-------|------------------------------|--------|---------------------------------------|
| ۸۰ | دمای الکترولایزر (C) | ۱ | فشار (bar) |
| ۷۶ | انرژی فعالسازی آند (kJ/mol) | ۵۰ | ضخامت (mm) |
| ۱۸ | انرژی فعالسازی کاتد (kJ/mol) | ۹۶۴۸۶ | ثابت فارادی (C/mol) |
| ۱۴ | آب موجود در سطح غشای آند | ۱۷۰۰۰۰ | فاکتور پتانسیل اولیه آند (A/m^2) |
| ۱۰ | آب موجود در سطح غشای آند | ۴۶۰۰ | فاکتور پتانسیل اولیه کاتد (A/m^2) |

جدول ۲. مشخصات سوخت زیست توده بکار رفته [۲۱]

Table 2. Characteristics of used biomass fuel [21]

| مقدار | علامت اختصاری | اجزا |
|-------|---------------|---------|
| ۵۰ | C | کربن |
| ۶ | H | هیدروژن |
| ۴۴ | O | اکسیژن |

۲-۱- تحلیل انرژی و انرژی

برای مدل سازی انرژی سیستم، می بایست قوانین پایستگی جرم و انرژی برای هر یک از اجزای سیستم اعمال شود. به همین علت، هر یک از المان ها یک حجم کنترل در نظر گرفته می شود [۲۲].

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e \quad (1)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_i \dot{m}_i h_i \quad (2)$$

انرژی [۲۲] به چهار دسته انرژی فیزیکی، انرژی شیمیایی، انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل تقسیم بندی می شود. به سبب تغییرات ناچیز سرعت و ارتفاع در این پژوهش از عبارات های انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است. انرژی فیزیکی به عنوان حداکثر کار مفید تئوری بدست آمده سیستم در تعامل با محیط در شرایط تعادل در نظر گرفته می شود. با در نظر گرفتن قانون اول و دوم ترمودینامیک، موازنه انرژی را می توان به صورت رابطه (۳) در نظر گرفت [۲۲].

$$Ex_{\dot{Q}} + \sum_i \dot{m}_i ex_i = \sum_e \dot{m}_e ex_e + Ex_{\dot{W}} + Ex_D \quad (3)$$

اندیس های i و e مشخص کننده انرژی ورودی و خروجی به حجم کنترل هستند. Ex_D بیانگر تخریب انرژی بوده و عبارات های دیگر از طریق معادلات (۴-۷) تعیین می شوند [۲۲].

$$Ex_{\dot{Q}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i \quad (4)$$

$$Ex_{\dot{W}} = \dot{W} \quad (5)$$

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

$$ex_{ch} = \sum x_i e_{0,i}^{ch} + \bar{R} T_0 \sum x_i \ln(x_i) \quad (7)$$

در رابطه (۷)، x_i بیانگر کسر مولی و $e_{0,i}^{ch}$ انرژی شیمیایی استاندارد i امین جزء است.

راندمان انرژی سیستم مورد بررسی بر اساس رابطه (۸) محاسبه می شود. حرارت بدست آمده در کندانسور صرف گرم کردن آب ورودی به الکترو لایزر شده است، به همین دلیل در رابطه محاسبه راندمان آورده نشده است.

$$\eta_{energy} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{evaporator}}{\dot{Q}_{biomass} + \dot{Q}_{solar}} \quad (8)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{HP,Turbine} + \dot{W}_{LP,Turbine} - \dot{W}_{HP,Compressor} - \dot{W}_{LP,Compressor} \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{biomass} = \dot{m}_{biomass} \times LHV_{biomass} \quad (10)$$

$LHV_{biomass}$ بیانگر ارزش حرارتی پائین سوخت بیومس می باشد که مقدار آن از مرجع [۱۲] بدست می آید. مقدار توان تولیدی پیل فتوولتائیک حرارتی از رابطه (۱۱) و مقدار حرارت جذب شده از رابطه (۱۲) بدست می آید [۲۳].

$$\dot{W} = \eta_{cell} \beta_{cell} \tau_{glass} G_t A_{coll} \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{absorbed} = G_t A_{coll} \tau_{glass} (1 - \eta_{cell}) \quad (12)$$

η_{cell} و β_{cell} به ترتیب راندمان کلکتور و ضریب فشردگی، G_t مقدار شدت تابش خورشید، A_{coll} سطح کلکتور و τ_{glass} ضریب عبور شیشه می باشد. انرژی الکتریکی ورودی به الکترو لایزر از رابطه (۱۳) و ولتاژ آن از رابطه (۱۴) بدست می آید [۱۶].

۲-۲- تحلیل انرژی-اقتصادی

فرآیند هزینه‌گذاری انرژی شامل معادلات موازنه هزینه‌ای است که برای هر یک از اجزای سیستم بر اساس رابطه (۲۰) به صورت جداگانه نوشته می‌شود [۲۲].

$$\sum (c_e \dot{E}x_e)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{Q,k} \dot{E}_{Q,k} + \sum (c_i \dot{E}x_i)_k + \dot{Z}_k \quad (20)$$

در رابطه فوق، c هزینه واحد انرژی و \dot{Z}_k نرخ هزینه برای جزء k ام باشد و از رابطه (۲۱) به دست می‌آید [۲۲].

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k CRF \varphi}{N} \quad (21)$$

در رابطه فوق \dot{Z}_k هزینه اولیه خریداری شده جزء، φ ضریب مربوط به هزینه عملکرد و نگهداری جزء، N تعداد ساعات عملکرد سالیانه جزء و ضریب بازگشت سرمایه از رابطه (۲۲) تعیین می‌شود [۲۲].

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (22)$$

در رابطه (۲۲)، i نرخ سود سرمایه برابر ۱۲ درصد و n تعداد سالهای عملکرد سیستم برابر ۲۰ سال است. همچنین φ برابر ۱/۰۶ و N برابر ۸۰۰۰ ساعت در نظر گرفته می‌شود. در این پژوهش از روابط ارائه شده در جدول ۳ برای بدست آوردن قیمت اولیه تجهیزات استفاده شده است. روابط ارائه شده مربوط به سال‌های گذشته بوده و این قیمت‌ها توسط رابطه (۲۳) بروز رسانی می‌گردد [۲۲].

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{Index_1}{Index_2} \quad (23)$$

شاخص هزینه معرف تورم است و برای اصلاح هزینه اجزا استفاده می‌شود. در این تحقیق از شاخص ارائه شده توسط مارشال و سوئیفت

$$E_{electrical} = JV \quad (13)$$

$$V = V_0 + \eta_{act,a} + \eta_{act,c} + \eta_{ohm} \quad (14)$$

J چگالی جریان و V ولتاژ سلول است. V_0 ولتاژ برگشت پذیر محاسبه شده از طریق معادله نرنست را نشان می‌دهد. همچنین η_{ohm} و η_{act} به ترتیب بیانگر پتانسیل اهمی و پتانسیل فعال سازی می‌باشد. راندمان انرژی سیستم تولید سه‌گانه بر اساس رابطه (۱۵) بدست می‌آید [۱۲].

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{evaporator} \left(1 - \frac{T_0}{T_{eva}}\right)}{\dot{E}_{Biomass} + \dot{E}_{solar}} \quad (15)$$

$$\dot{E}_{Biomass} = \dot{m}_{fuel} \times \Psi_{biomass} \times LHV_{biomass} \quad (16)$$

$$\dot{E}_{solar} = A_{coll} \times G_t \times \left(1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sun}}\right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sun}}\right)\right) \quad (17)$$

$$\dot{Q}_{evaporator} = \dot{m}_{16} \times (h_{18} - h_{16}) \quad (18)$$

دمای خورشید برابر ۶۰۰۰ K و مقدار انرژی شیمیایی سوخت زیست توده از رابطه (۱۹) بدست می‌آید [۲۱].

$$\Psi = \frac{1.004 + 0.016 \frac{H}{C} - 0.3493 \frac{O}{C} \left[1 + 0.0531 \frac{H}{C}\right]}{1 - 0.4124 \left(\frac{O}{C}\right)} \quad (19)$$

معادلات انرژی و انرژی مربوط به هر یک از اجزای سیستم در جدول ۳ ارائه شده است.

جدول ۳. معادلات انرژی و اگزرژی اجزای سیستم مورد بررسی

Table 3. Energy and exergy equations of the investigated system components

| معادله اگزرژی | معادله انرژی | اجزاء |
|---|---|--------------------------|
| $\dot{m}_1 ex_1 + \dot{W}_{c,1} = \dot{m}_2 ex_2 + \dot{E}_{X,D}$ | $\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_{c,1} = \dot{m}_2 h_2$ | کمپرسور فشار پائین |
| $\dot{m}_2 ex_2 + \dot{W}_{c,2} = \dot{m}_3 ex_3 + \dot{E}_{X,D}$ | $\dot{m}_2 h_2 + \dot{W}_{c,2} = \dot{m}_3 h_3$ | کمپرسور فشار بالا |
| $\dot{m}_2 ex_2 + \dot{m}_{19} ex_{19} = \dot{m}_3 ex_3 + \dot{m}_{19} ex_{19} + \dot{E}_{X,D}$ | $\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_{19} h_{19} = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{19} h_{19}$ | خنک کن میانی |
| $\dot{m}_\delta ex_\delta + \dot{m}_{bio} \times \Psi_{bio} \times LHV_{bio} = \dot{m}_\phi ex_\phi + \dot{E}_{X,D}$ | $\dot{m}_\delta h_\delta + \dot{m}_{biomass} LHV_{biomass} = \dot{m}_\phi h_\phi$ | محفظه احتراق اول |
| $\dot{m}_\nu ex_\nu + \dot{E}_{H\nu} = \dot{m}_\lambda ex_\lambda + \dot{E}_{X,D}$ | $\dot{m}_\nu h_\nu + \dot{m}_{H\nu} LHV_{H\nu} = \dot{m}_\lambda h_\lambda$ | محفظه احتراق دوم |
| $\dot{m}_\delta ex_\delta = \dot{m}_\phi ex_\phi + \dot{W}_{t,1} + \dot{E}_{X,D}$ | $\dot{m}_\delta h_\delta = \dot{m}_\phi h_\phi + \dot{W}_{t,1}$ | توربین فشار بالا |
| $\dot{m}_\nu ex_\nu = \dot{m}_\lambda ex_\lambda + \dot{W}_{t,2} + \dot{E}_{X,D}$ | $\dot{m}_\nu h_\nu = \dot{m}_\lambda h_\lambda + \dot{W}_{t,2}$ | توربین فشار پائین |
| $\dot{m}_{22} ex_{22} + \dot{W}_{elec} = \dot{m}_{21} ex_{21}$ $+ \dot{m}_{H2} ex_{H2} + \dot{m}_{O2} ex_{O2} + \dot{E}_{X,D}$ | $\dot{m}_{22} h_{22} + \dot{W}_{elec} = \dot{m}_{21} h_{21} +$ $\dot{m}_{H2} h_{H2} + \dot{m}_{O2} h_{O2}$ | الکتروولایزر |
| $\dot{E}_{solar} = \dot{Q}_{PVT} \left(1 - \frac{T}{T_{PVT}} \right) + \dot{W}_{elec} + \dot{E}_{X,D}$ | $\dot{Q}_{solar} = \dot{Q}_{PVT} + \dot{W}_{elec}$ | پنل فتوولتائیک حرارتی |
| $\dot{m}_\phi ex_\phi + \dot{m}_9 ex_9 = \dot{m}_\delta ex_\delta + \dot{m}_1 ex_1 + \dot{E}_{X,D}$ | $\dot{m}_\phi h_\phi + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_\delta h_\delta + \dot{m}_1 h_1$ | مبدل بازیاب حرارت |
| $\dot{m}_1 ex_1 + \dot{m}_{15} ex_{15} = \dot{m}_{11} ex_{11} + \dot{m}_{12} ex_{12} + \dot{E}_{X,D}$ | $\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{15} h_{15} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{12} h_{12}$ | بوئیلر |
| $\dot{m}_{12} ex_{12} = \dot{m}_{13} ex_{13} + \dot{W}_{t,r} + \dot{E}_{X,D}$ | $\dot{m}_{12} h_{12} = \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{W}_{t,r}$ | توربین زیرسیستم ترکیبی |
| $\dot{m}_{16} ex_{16} + \dot{W}_{c,r} = \dot{m}_{17} ex_{17} + \dot{E}_{X,D}$ | $\dot{m}_{16} h_{16} + \dot{W}_{c,r} = \dot{m}_{17} h_{17}$ | کمپرسور زیرسیستم ترکیبی |
| $\dot{m}_{22} ex_{22} + \dot{m}_{21} ex_{21} = \dot{m}_{23} ex_{23}$ $+ \dot{m}_{14} ex_{14} + \dot{E}_{X,D}$ | $\dot{m}_{22} h_{22} + \dot{m}_{21} h_{21} = \dot{m}_{23} h_{23}$ $+ \dot{m}_{14} h_{14}$ | کندانسور زیرسیستم ترکیبی |
| $\dot{m}_{14} ex_{14} + \dot{W}_{p,r} = \dot{m}_{15} ex_{15} + \dot{E}_{X,D}$ | $\dot{m}_{14} h_{14} + \dot{W}_p = \dot{m}_{15} h_{15}$ | پمپ زیرسیستم ترکیبی |
| $\dot{m}_{18} ex_{18} + \dot{m}_{19} ex_{19} = \dot{m}_{16} ex_{16} + \dot{m}_2 ex_2 + \dot{E}_{X,D}$ | $\dot{m}_{18} h_{18} + \dot{m}_{19} h_{19} = \dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_2 h_2$ | اوپراتور زیرسیستم ترکیبی |

جدول ۴. توابع اقتصادی اجزای مختلف سیستم

Table 4. Cost functions of different components of the system

| مرجع | تابع قیمت | نام جزء |
|------|---|-----------------------|
| ۲۳ | $Z_{tur} = 475 \cdot (\dot{W}_{tur})^{.75}$ | توربین |
| ۲۳ | $Z_{hx} = 235 \times (\dot{Q})^{.75}$ | مبدلهای حرارتی |
| ۲۷ | $Z_{cc} = 46 / 0.8 \times \dot{m}_{fuel} \times (1 + \exp(0.18 \times T - 26 / 4))$ | محفظه احتراق |
| ۲۶ | $Z_{compressor} = 1 / 97 \times 10^3 \times \dot{W}_{comp}^{.35}$ | کمپرسور |
| ۲۶ | $Z_{pump} = 1 / 97 \times 10^3 \times \dot{W}_{pump}^{.35}$ | پمپ |
| ۱۲ | $Z_{elec} = 1000 \times \dot{W}_{elec}$ | الکترولیزر |
| ۱۲ | $Z_{PVT} = 130 \times A_{PVT}$ | پنل فتوولتائیک حرارتی |

فاکتور اگزرژی- اقتصادی هر جزء از رابطه (۲۷) بدست می آید [۲۳].

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}} \quad (27)$$

۲-۳- تحلیل زیست محیطی

تحلیل اگزرژی- زیست محیطی یک سیستم تولید چندگانه بر اساس هزینه جلوگیری از انتشار آلاینده‌ها صورت می‌گیرد. در این پژوهش، محاسبه هزینه انتشار مونواکسیدکربن، دی اکسیدکربن و اکسید نیتروژن مد نظر قرار گرفته است. برای محاسبه ضریب انتشار آلاینده‌ها، از رابطه (۲۸) استفاده شده است [۲۵].

$$\dot{C}_{env} = \dot{m}_{co} \dot{C}_{co} + \dot{m}_{NOx} \dot{C}_{NOx} + \dot{m}_{CO2} \dot{C}_{CO2} \quad (28)$$

مقادیر فوق در محفظه احتراق با دمای شعله آدیاباتیک متغیر است [۲۵].

مقدار دمای آدیاباتیک شعله از رابطه (۲۹) تعیین می‌گردد.

جهت بروز رسانی قیمت‌ها برای سال ۲۰۲۲ استفاده شده است [۲۴]. توابع اقتصادی اجزای مختلف سیستم در جدول ۴ ارائه شده است.

تعریف سوخت و محصول برای محاسبات راندمان اگزرژی در یک جزء منجر به تعریف جریان هزینه مربوط به سوخت و جریان هزینه مربوط به محصول برای سیستم می‌شود. هزینه متوسط واحد سوخت و محصول مطابق روابط (۲۴-۲۵) تعیین می‌شود [۲۳].

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (24)$$

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}_{P,k}} \quad (25)$$

نرخ هزینه تخریب اگزرژی از تلفیق تعادل اگزرژی و تعادل هزینه بدست می‌آید [۲۳].

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k} \quad (26)$$

$$\dot{m}_{co} = \frac{0.179 \times 10^9 \exp\left(\frac{7800}{T_{pz}}\right)}{(P^2) \cdot \tau \cdot (\delta P)^{0.5}} \quad (33)$$

$$\dot{m}_{nox} = \frac{0.15 \times 10^{16} \times (\tau^{0.5}) \times \exp\left(\frac{-71100}{T_{pz}}\right)}{(P^{0.05}) \cdot (\delta P)^{0.5}} \quad (34)$$

$$\dot{m}_{CO_2} = 44.01 \times X \times \left(\frac{\dot{m}_{fuel}}{M_{fuel}}\right) \quad (35)$$

$$T_{pz} = A \sigma^a \exp(\beta(\sigma + \lambda)^2) \Pi x^* \theta^y \psi^z \quad (29)$$

مقادیر Π بیانگر نسبت فشار بدون بعد، θ بیانگر دمای بدون بعد و σ نسبت اتم‌های هیدروژن به کربن هستند. در صورتیکه $\phi < 1$ باشد، مقدار σ برابر ϕ خواهد بود. برای حالتی که $\phi > 1$ باشد، مقدار σ برابر $0.7/\phi$ خواهد بود. مقادیر x^* ، y^* ، z^* بر حسب تابعی از σ در روابط (۳۰-۳۲) بیان شده‌اند [۲۵].

$$x^* = a_1 + b_1 \sigma + c_1 \sigma^2 \quad (30)$$

$$y^* = a_2 + b_2 \sigma + c_2 \sigma^2 \quad (31)$$

$$z^* = a_3 + b_3 \sigma + c_3 \sigma^2 \quad (32)$$

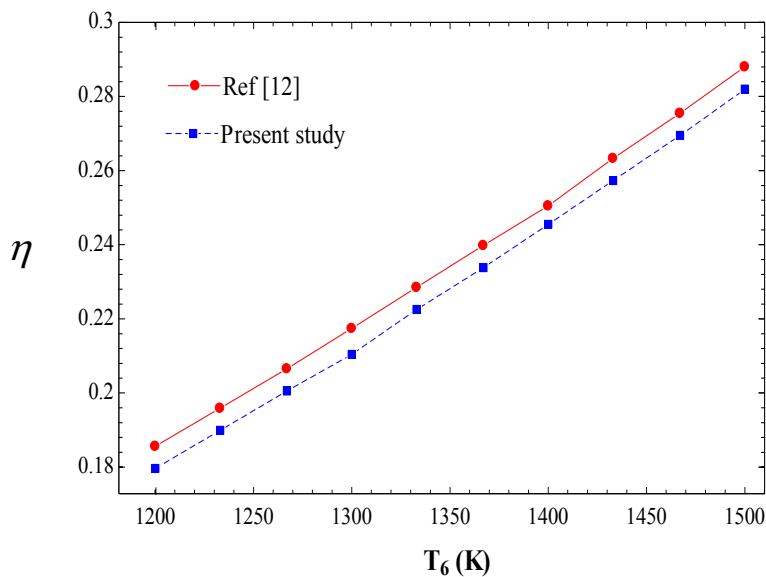
۳- نتایج

در این بخش به بررسی نتایج بدست آمده از تحلیل ترمودینامیکی سیستم پرداخته می‌شود. در ابتدا برای اطمینان از درستی نتایج بدست آمده، نتایج با پژوهش‌های پیشین اعتبارسنجی شده است.

۳-۱- اعتبارسنجی

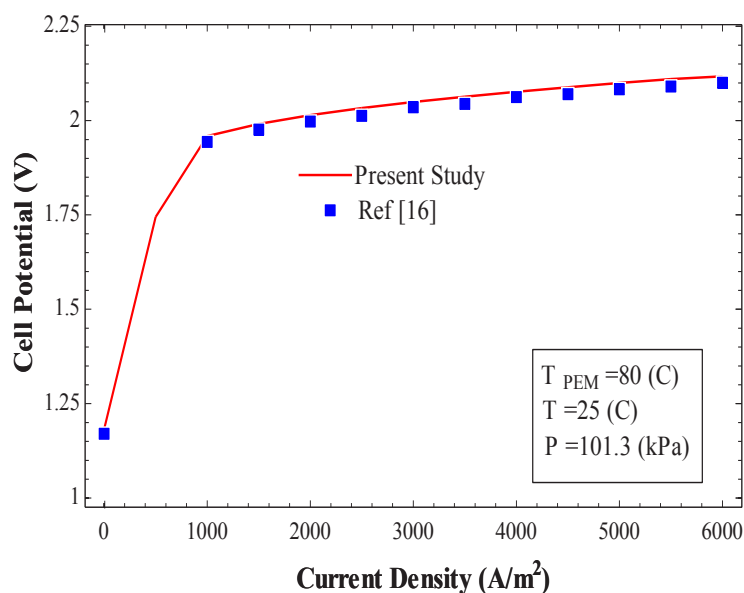
به منظور تعیین صحت و درستی، محاسبات صورت گرفته با نتایج پژوهش‌های پیشین مقایسه و نتایج آن در شکل‌های ۲ و ۳ ارائه شده است.

λ ، β ، a ، σ ، a_i ، b_i و c_i با در نظر گرفتن نسبت هم ارزی واکنش احتراق و همچنین دمای بدون بعد، از مرجع [۲۵] تعیین می‌شوند. مقادیر دبی گازهای حاصل از احتراق با استفاده از روابط ۳۳-۳۵ تعیین می‌شود [۲۵].



شکل ۲. نتایج مدل‌سازی سیکل توربین گاز [۱۲]

Fig. 2. Gas turbine cycle modelling results [12]



شکل ۳. نتایج مدل‌سازی تولید هیدروژن [۱۶]

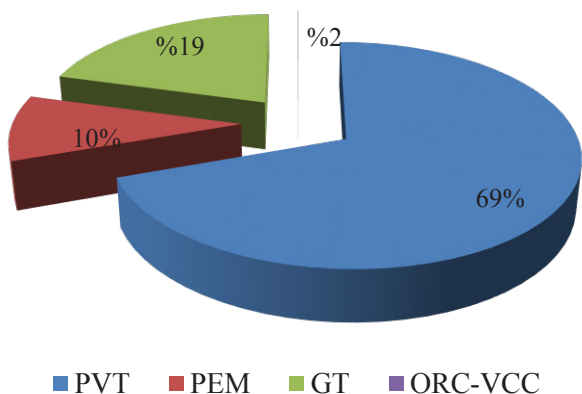
Fig. 3. PEM electrolyzer unit modelling results [16]

مورد بررسی را نشان می‌دهد. الکترولایزر غشاء پروتونی از دیدگاه اقتصادی دارای بیشترین تأثیرگذاری بوده و ۴۴٪ سرمایه‌گذاری را شامل می‌شود. این در حالیست که بیشترین میزان تخریب انرژی مربوط به پنل فتوولتائیک حرارتی می‌باشد. هزینه

برای اعتبارسنجی، سیستم‌ها بر اساس شرایط عملکردی مشابه مدل‌سازی و نتایج آنها با یکدیگر مقایسه شده است. بررسی‌ها نشان می‌دهد مطابقت خوبی بین نتایج وجود دارد.

۳-۲- نتایج تحلیل انرژی - اقتصادی

هدف از تحلیل انرژی سیستم‌های انرژی، تعیین میزان تخریب انرژی و بهبود آن می‌باشد. شکل ۴، درصد تخریب انرژی هر بخش از سیستم را نمایش می‌دهد. بر اساس این شکل، پنل فتوولتائیک حرارتی با مقدار ۶۹٪ بیشترین سهم تخریب انرژی را دارد که علت آن راندمان پائین پنل می‌باشد. بعد از آن، سیکل توربین گاز با مقدار ۱۹٪ دومین واحد تخریب انرژی بوده و علت آن وجود دو محفظه احتراق و تلفات انرژی زیاد آن می‌باشد. پس از آن الکترولایزر، به میزان ۱۰٪ تخریب انرژی کل سیستم را به خود اختصاص داده است. تخریب انرژی در الکترولایزرها عمدتاً به علت فرآیند الکتروشیمیایی جهت تجزیه آب است که میزان تخریب انرژی آن وابستگی زیادی به شدت تابع مصرفی و چگالی جریان الکتریکی دارد [۲۷]. شکل ۵ نرخ هزینه زیرسیستم‌های مختلف، شکل ۶ نرخ هزینه اجزای مختلف کل سیستم و جدول ۵ مقادیر پارامترهای عملکردی سیستم



شکل ۴. درصد تخریب انرژی بخش‌های مختلف سیستم

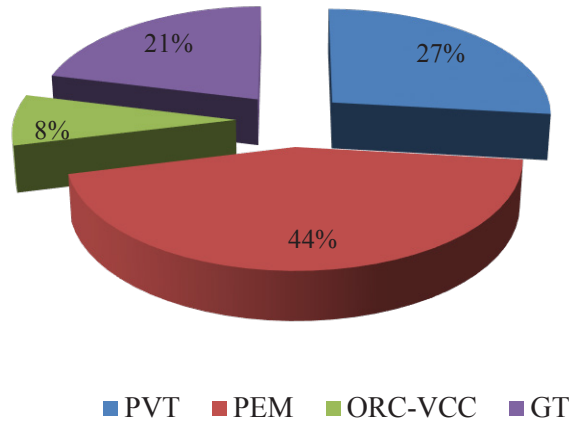
Fig. 4. Exergy destruction rate of different parts of the system

وجود محفظه احتراق و مبدل‌های حرارتی می‌باشد. در حقیقت اصلی‌ترین بخش سیکل‌های توربین گاز از منظر طراحی، توربین مورد استفاده در آنها است، زیرا ساخت و تولید توربین نیازمند تکنولوژی‌های پیشرفته می‌باشد که این موضوع در پژوهش‌های گذشته نیز به آن اشاره شده است. در جدول ۶ خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف سیستم نشان داده شده است.

۳-۳- مطالعه پارامتریک

در این بخش، مطالعه پارامتریک و تأثیر تغییر اجزای مهم سیستم در عملکرد ترمودینامیکی آن مورد بررسی قرار گرفته است. شکل ۷ تأثیر نسبت تراکم کمپرسور فشار پائین را بر راندمان انرژی و انرژی تولید سه‌گانه نشان می‌دهد.

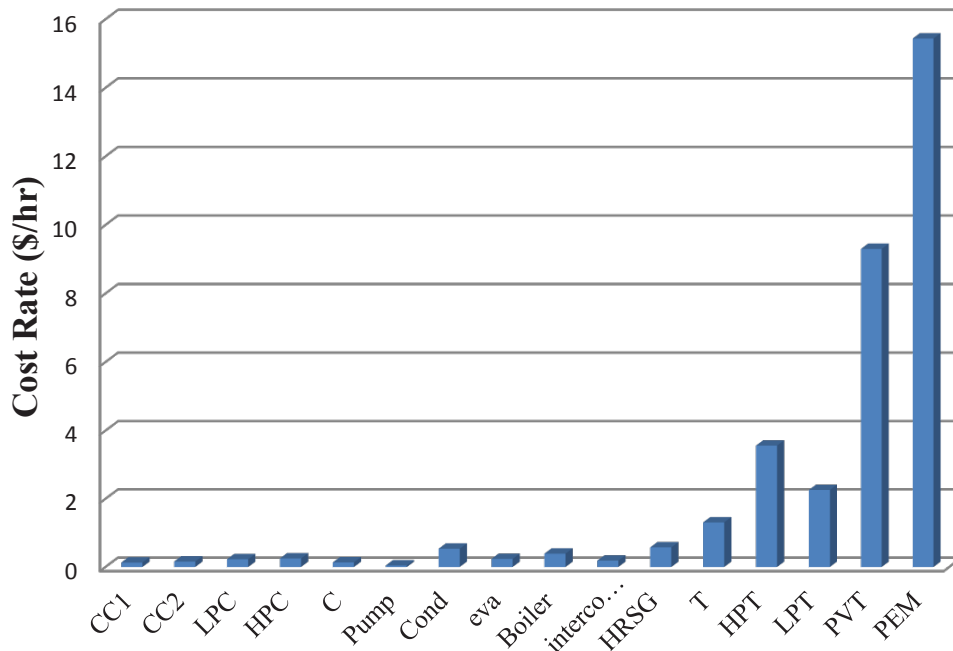
با افزایش نسبت تراکم کمپرسور فشار پائین، مقدار راندمان‌های انرژی و انرژی ابتدا با شیب تقریباً زیادی افزایش یافته و پس از آن مقدار راندمان اندکی کاهش پیدا می‌کند که باعث می‌شود راندمان‌ها دارای نقطه بهینه‌ای باشند. علت کاهش راندمان‌ها در نسبت تراکم‌های بالاتر از ۷ این است که با افزایش نسبت تراکم هرچند مقدار توان خالص تولیدی سیستم افزایش می‌یابد ولی مقدار برودت تولیدی توسط اواپراتور کاهش خواهد یافت. تغییرات این دو در شکل ۸ نشان داده شده است.



شکل ۵. نرخ هزینه زیرسیستم‌های مختلف

Fig. 5. Cost rate of different subsystems

بالای دستگاه الکترولایزر و پنل فتوولتائیک حرارتی را با کاهش هزینه‌های تخریب انرژی در این دستگاه می‌توان جبران نمود. علت بالا بودن هزینه ناشی از سیکل توربین گاز در درجه اول مربوط به توربین و در درجه دوم



شکل ۶. نرخ هزینه اجزای مختلف سیستم

Fig. 6. Cost rate of different components of the system

جدول ۵. نتایج پارامتری سیستم

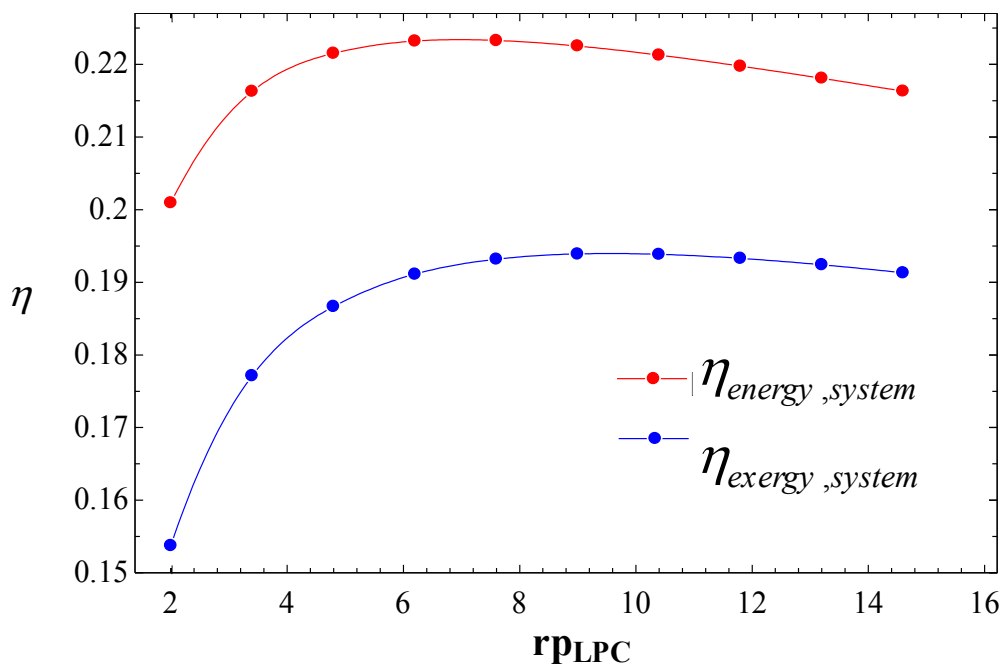
Table 5. Parametric results of the system

| مقدار | نام متغیر |
|------------|---|
| ۴۳۴/۲ | توان تولید توربین فشار بالا (kW) |
| ۳۵۷/۱ | توان تولید توربین فشار پائین (kW) |
| ۱۲۶/۹ | توان مصرفی کمپرسور فشار بالا (kW) |
| ۱۶۷/۳ | توان مصرفی کمپرسور فشار پائین (kW) |
| ۱۷۴ | حرارت جذب شده در اواپراتور (kW) |
| ۵۱۲/۲ | حرارت آزاد شده در کندانسور (kW) |
| ۱۲۶/۹ | حرارت جذب شده در خنک کن میانی (kW) |
| ۷۶۷ | توان تولیدی توسط پنل فتوولتائیک حرارتی (kW) |
| ۳۲۰۰ | مساحت پنل فتوولتائیک حرارتی مورد نیاز (m ²) |
| ۰/۰۰۳۶۲ | مقدار هیدروژن تولیدی توسط الکترولایزر (kg/s) |
| ۰/۰۳۰۸۴ | مقدار زیست توده مصرفی (kg/s) |
| ۰/۰۰۰۴۷۳۳ | مقدار انتشار گاز CO (kg/s) |
| ۰/۰۰۰۸۸۴۴ | مقدار انتشار گاز CO _۲ (kg/s) |
| ۰/۰۰۰۰۰۰۳۶ | مقدار انتشار گاز Nox (kg/s) |
| ۰/۵۶۲۷ | کل هزینه محصول تولیدی (\$/MJ) |
| ۲۱ | راندمان انرژی سیستم تولید چندگانه (%) |
| ۱۷ | راندمان انرژی سیستم تولید چندگانه (%) |

جدول ۶. خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف سیستم

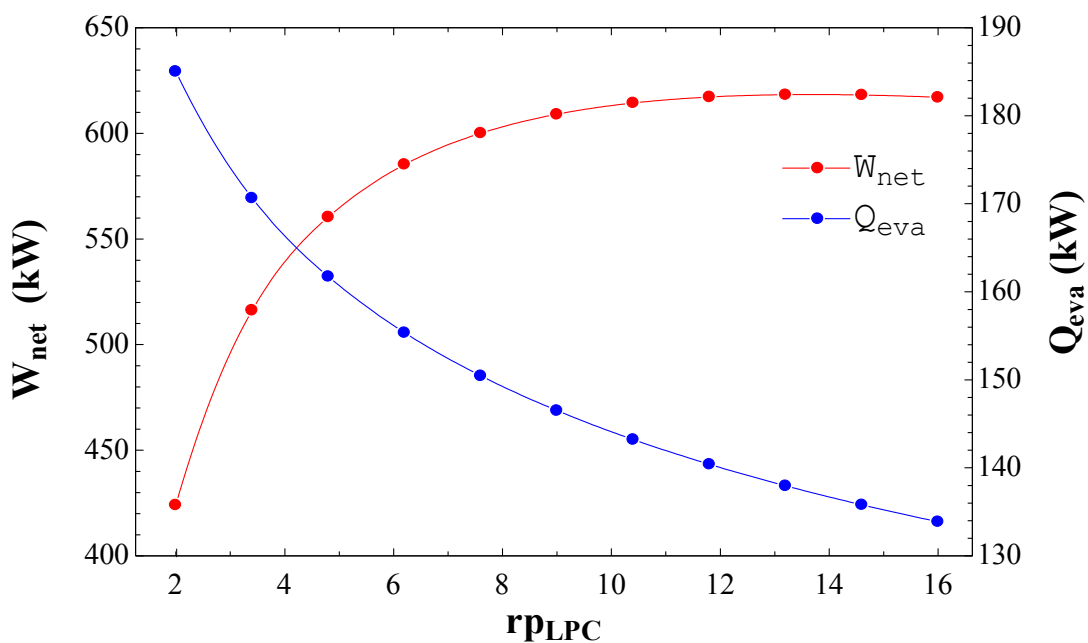
Table 6. Thermodynamic properties of the system

| h (kJ/kg) | \dot{m} (kg/s) | P (kPa) | T (C) | سیال | نقاط |
|--------------|---------------------|------------|----------|---------------|------|
| ۲۹۸/۶ | ۱ | ۱۰۰ | ۲۵ | هوا | ۱ |
| ۴۲۵/۵ | ۱ | ۳۰۰ | ۱۵۰/۷ | هوا | ۲ |
| ۲۹۸/۶ | ۱ | ۳۰۰ | ۲۵ | هوا | ۳ |
| ۴۶۵/۹ | ۱ | ۱۲۰۰ | ۱۹۰/۳ | هوا | ۴ |
| ۱۰۲۹ | ۱ | ۱۲۰۰ | ۷۱۲ | هوا | ۵ |
| ۱۵۱۶ | ۱/۰۳۱ | ۱۲۰۰ | ۱۱۲۷ | گازهای احتراق | ۶ |
| ۱۰۹۴ | ۱/۰۳۱ | ۳۰۰ | ۷۶۸/۸ | گازهای احتراق | ۷ |
| ۱۵۱۶ | ۱/۰۳۴ | ۳۰۰ | ۱۱۲۷ | گازهای احتراق | ۸ |
| ۱۱۷۰ | ۱/۰۳۴ | ۱۰۰ | ۸۳۴/۶ | گازهای احتراق | ۹ |
| ۶۲۵/۵ | ۱/۰۳۴ | ۱۰۰ | ۳۴۴/۲ | گازهای احتراق | ۱۰ |
| ۲۹۸/۶ | ۱/۰۳۴ | ۱۰۰ | ۲۵ | گازهای احتراق | ۱۱ |
| ۶۹۶/۳ | ۰/۸۴۹ | ۱۰۱۳ | ۸۰ | R۶۰۰ | ۱۲ |
| ۶۶۰/۲ | ۰/۸۴۹ | ۳۷۹/۲ | ۴۹/۷۳ | R۶۰۰ | ۱۳ |
| ۲۹۶/۶ | ۱/۴۳۹ | ۳۷۹/۲ | ۴۰ | R۶۰۰ | ۱۴ |
| ۲۹۸/۱ | ۰/۸۴۹ | ۱۰۱۳ | ۴۰/۵۱ | R۶۰۰ | ۱۵ |
| ۵۹۱/۶ | ۰/۵۸۹ | ۱۲۴/۴ | ۵ | R۶۰۰ | ۱۶ |
| ۶۴۱/۴ | ۰/۵۸۹ | ۳۷۹/۲ | ۴۰ | R۶۰۰ | ۱۷ |
| ۲۹۳/۱ | ۰/۷ | ۱۰۰ | ۷۰ | آب | ۱۹ |
| ۴۴/۵۳ | ۰/۷ | ۱۰۰ | ۱۰/۵۸ | آب | ۲۰ |
| ۱۰۴/۸ | ۲/۲۲۶ | ۱۰۰ | ۲۵ | آب | ۲۱ |
| ۳۳۵ | ۲/۲۲۶ | ۱۰۰ | ۸۰ | آب | ۲۲ |
| ۶۵۲/۵ | ۱/۴۳۹ | ۳۷۹/۲ | ۴۵/۷۴ | R۶۰۰ | ۲۳ |



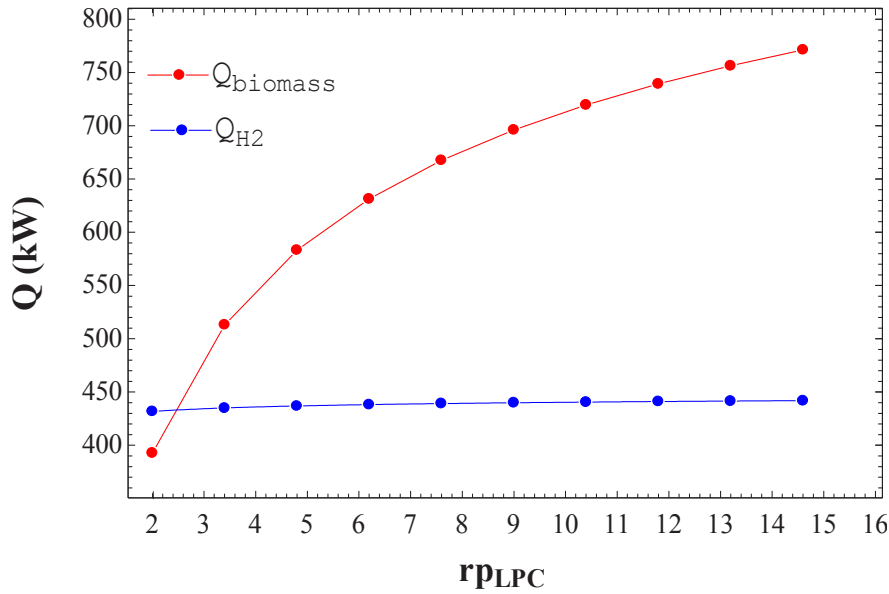
شکل ۷. تغییرات نسبت تراکم کمپرسور فشار پائین بر راندمان انرژی و اکزرژی سیستم

Fig. 7. Changes in pressure ratio of LPC on system energy and exergy efficiencies



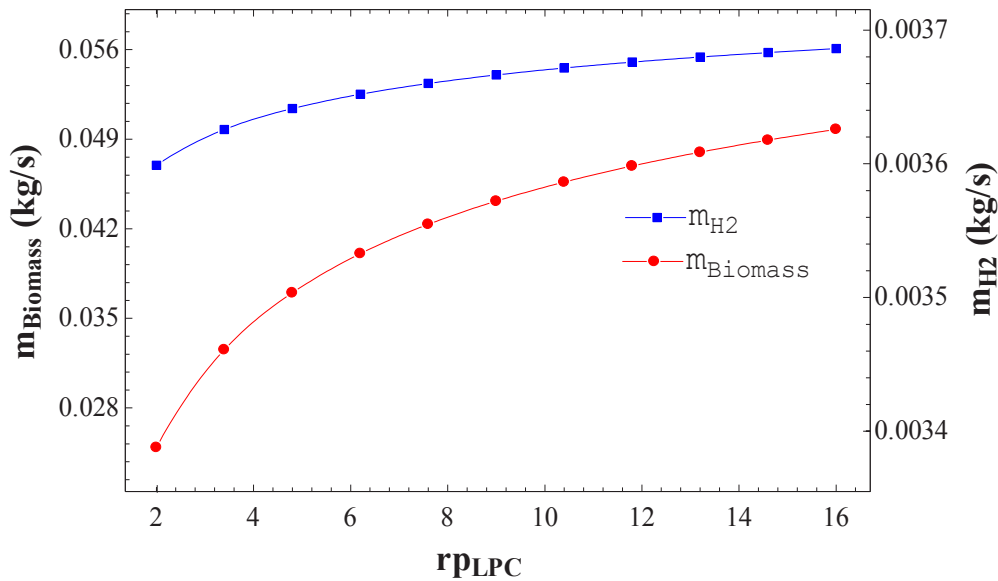
شکل ۸. تغییرات نسبت تراکم کمپرسور فشار پائین بر توان خالص و برودت تولیدی سیستم

Fig. 8. Changes in the pressure ratio of LPC on the system performance



شکل ۹. تغییرات نسبت تراکم کمپرسور فشار پائین روی میزان حرارت لازم برای محفظه احتراق

Fig. 9. Changes in the pressure ratio of LPC on the heat required for the combustor

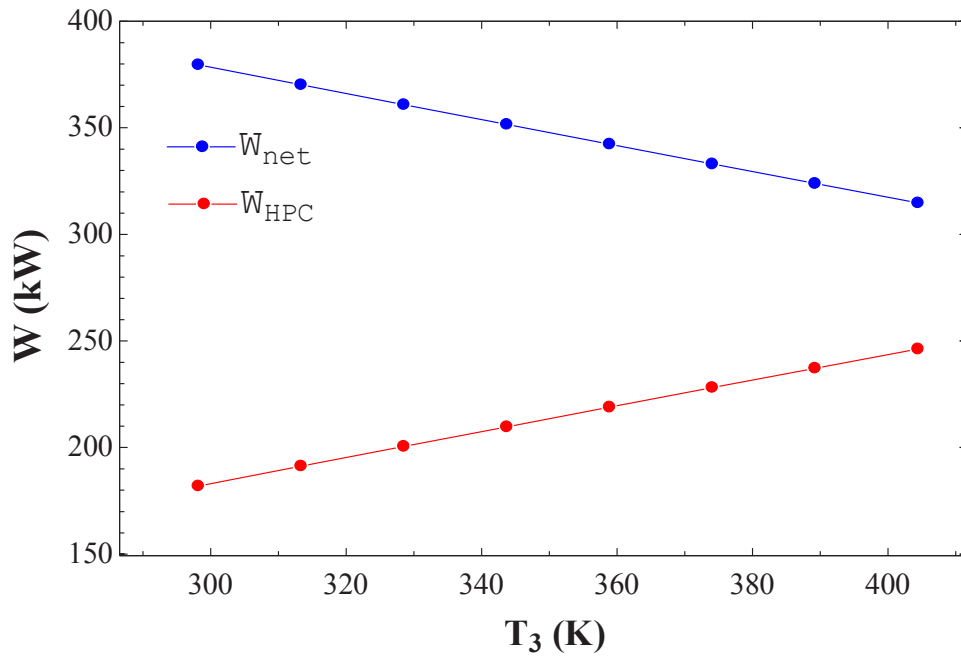


شکل ۱۰. تغییرات نسبت تراکم کمپرسور فشار پائین روی میزان سوخت مصرفی

Fig. 10. Changes in pressure ratio of LPC on fuel consumption

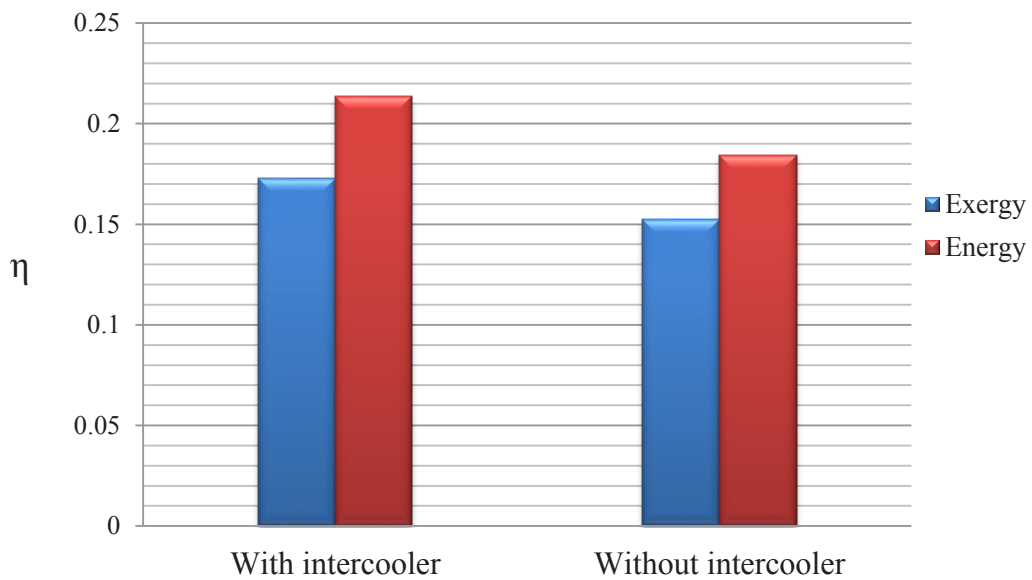
افزایش گرمای لازم برای محفظه احتراقها، مقدار سوخت مصرفی نیز به تبع آن افزایش می‌یابد که تغییرات آن در شکل ۱۰ نشان داده شده است. تاثیر استفاده از خنک‌کن میانی در بین دو مرحله تراکم در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۱، با افزایش دمای ورودی

تاثیر نسبت تراکم کمپرسور فشار پائین روی میزان حرارت لازم برای محفظه احتراق در شکل ۹ نشان داده شده است. با افزایش نسبت تراکم کمپرسور، مقدار گرمای لازم برای هر دو محفظه احتراق افزایش پیدا کرده ولی این افزایش برای محفظه احتراق سوخت زیست‌توده بیشتر است. با



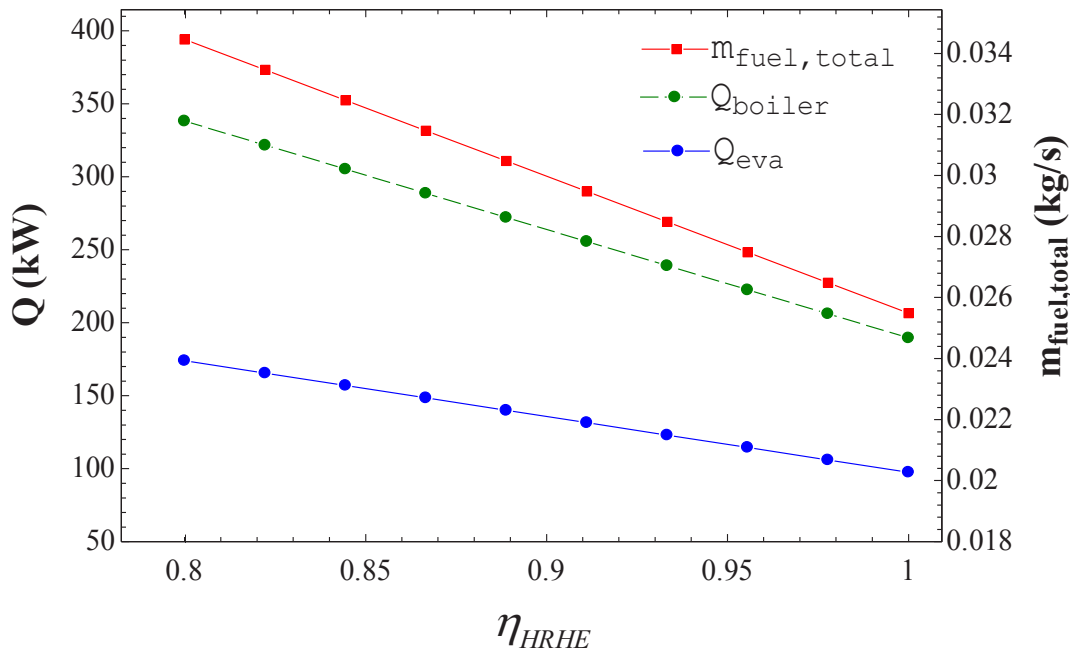
شکل ۱۱. تاثیر استفاده از خنک‌کن میانی بر توان مصرفی کمپرسور فشار بالا و توان خالص تولیدی سیستم

Fig. 11. The effect of using an intercooler on the HPC power consumption and the net production power of the system



شکل ۱۲. تاثیر استفاده از خنک‌کن میانی بر راندمان انرژی و انرژی سیستم

Fig. 12. The effect of using an intercooler on the system energy and exergy efficiencies



شکل ۱۳. تاثیر استفاده از مبدل بازیافت بر برودت تولیدی، گرمای بویلر و میزان سوخت مصرفی سیستم

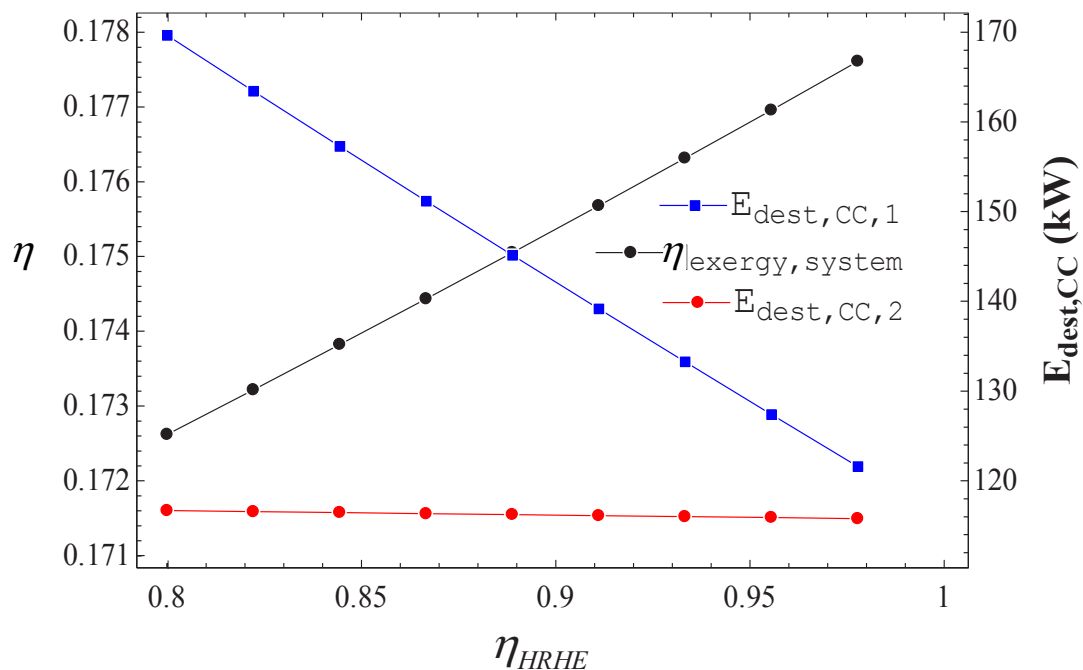
Fig. 13. The effect of HRHE on production cooling, boiler heat and the fuel consumed by the system

شکل ۱۵ میزان انتشار دی اکسید کربن را برای سیستم تولید سه گانه مورد بررسی نشان می‌دهد. مطابق شکل ۱۵، میزان انتشار گاز دی اکسید کربن در حالتی که از سوخت هیدروژن استفاده نشده باشد و تماماً از سوخت زیست توده استفاده شود به میزان ۸۹٪ افزایش داشته است. شکل ۱۶ هزینه اگزرژی واحد محصولات سیستم را نشان می‌دهد. بر اساس نتایج بدست آمده در شکل می‌توان دریافت که تولید الکتریسیته توسط سیکل توربین گاز باعث داشتن اجزایی نظیر پنل فتوولتائیک حرارتی و الکترو لایزر، بالاترین هزینه به ازای هر واحد اگزرژی (۰/۳۵۶۲ MJ/\$) و گرمایش تولید شده (۰/۱۵۱ MJ) کمترین هزینه به ازای هر واحد اگزرژی را دارند.

شکل ۱۷ نشان می‌دهد که مقدار هیدروژن تولید شده توسط الکترو لایزر به شدت به شار حرارتی تابشی خورشید وابسته هستند. در وسط روز، شار حرارتی تابشی خورشید به بیشترین مقدار خود می‌رسد و به همین دلیل مقدار هیدروژن تولیدی نیز به بیشترین مقدار خود می‌رسند. با کاهش شار حرارتی تابشی خورشید در ساعات بعد از ظهر و به سمت

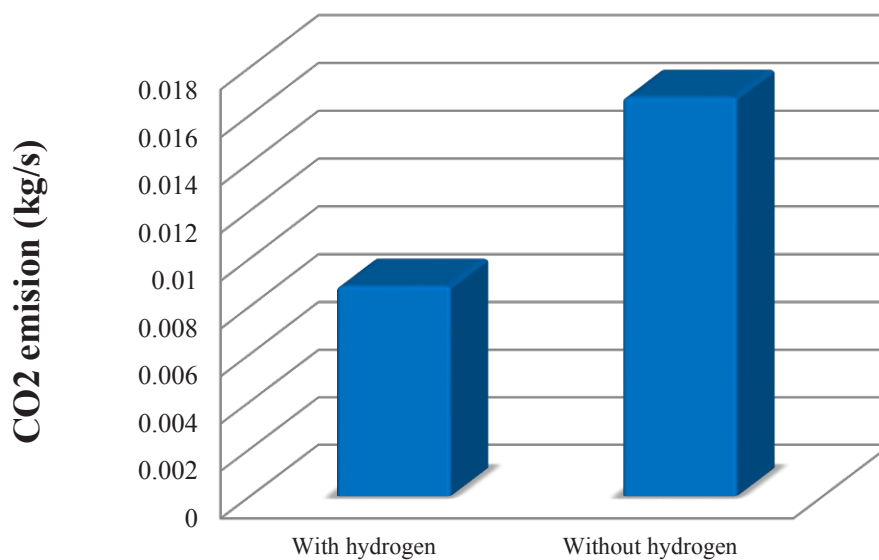
کمپرسور فشار بالا (T_p)، مقدار راندمان‌های انرژی و اگزرژی سیستم کاهش می‌یابد. دلیل این امر افزایش توان مصرفی کمپرسور به ازای بالا رفتن دمای هوای ورودی آن می‌باشد. نمودار شکل ۱۲ نشان می‌دهد که با استفاده از خنک‌کن میانی و کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور فشار بالا تا دمای محیط، مقدار راندمان‌های انرژی و اگزرژی می‌تواند در حدود ۶ و ۴ درصد افزایش پیدا کند. این افزایش راندمان ناشی از خنک‌کاری میانی، در پژوهش‌های پیشین نیز گزارش شده است [۱۷].

در شکل ۱۳، تاثیر راندمان مبدل بازیافت حرارت بر میزان گرمای بویلر و برودت تولیدی توسط اواپراتور نشان داده شده است. با افزایش راندمان مبدل حرارتی، اگرچه مقدار گرمای بویلر و برودت تولیدی توسط اواپراتور کاهش می‌یابد ولی از طرفی باعث کاهش مقدار سوخت مورد نیاز برای محفظه احتراق‌ها نیز خواهد شد که این امر سبب کاهش تخریب اگزرژی در محفظه احتراق و افزایش راندمان اگزرژی سیستم خواهد شد که در شکل ۱۴ نشان داده شده است.



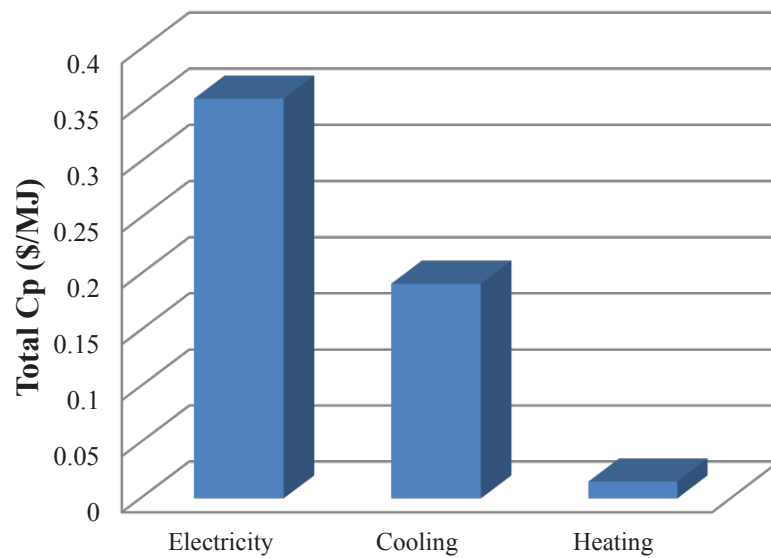
شکل ۱۴. تاثیر استفاده از مبدل بازیافت بر میزان تخریب انرژی محفظه احتراقها و راندمان انرژی سیستم

Fig. 14. The effect of HRHE on exergy destruction of the combustor and the system efficiency



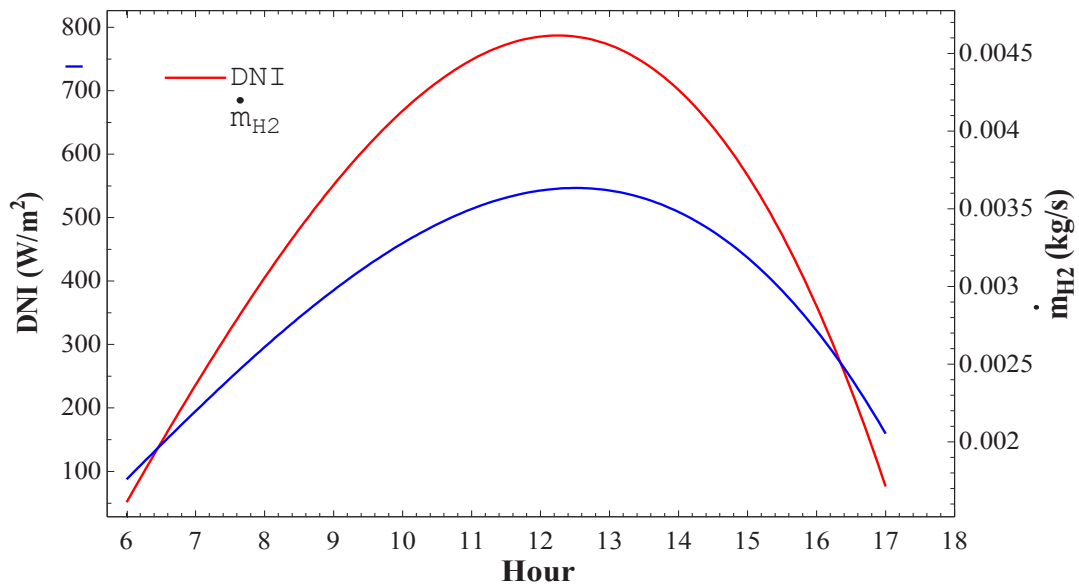
شکل ۱۵. مقایسه میزان دی اکسیدکربن انتشار یافته

Fig. 15. Comparison of the amount of CO₂ emission



شکل ۱۶. مقایسه هزینه محصول تولیدی برای محصولات مختلف

Fig. 16. Comparison of cost for different products



شکل ۱۷. تغییرات شدت تابش خورشید در طول روز و میزان هیدروژن تولیدی

Fig. 17. Changes in the solar radiation during the day and the amount of hydrogen produced

غروب، مقدار هیدروژن تولید شده نیز به تدریج کم شده و در انتها به سمت صفر کاهش می یابند.

۴- نتیجه گیری

در این پژوهش یک سیستم تولید سه گانه توان، حرارت و برودت با استفاده از ترکیب منابع انرژی خورشید و زیست توده مورد بررسی ترمودینامیکی قرار گرفته است. در سیستم پیشنهادی به منظور رفع تناوب و نوسانات تابش خورشید، از انرژی خورشید برای تولید هیدروژن استفاده شده است. هیدروژن تولید شده به محفظه احتراق قبل از توربین فشار پائین تزریق می شود. نتایج محاسبات نشان می دهد که راندمان های انرژی و انرژی و انرژی سیستم تحت تاثیر نسبت تراکم کمپرسور بوده و دارای نقطه بهینه ای می باشد. همچنین با تولید برودت توسط زیرسیستم پیشنهاد شده و استفاده قسمتی از آن برای خنک کاری میانی کمپرسورها، راندمان های انرژی و انرژی سیستم به ترتیب ۶ و ۴ درصد افزایش پیدا کرده است. سایر نتایج شامل موارد زیر می باشد.

- با افزایش نسبت تراکم کمپرسور فشار پائین، مقدار توان خالص تولیدی سیستم افزایش ولی مقدار برودت تولیدی در زیرسیستم کاهش می یابد که می توان بر اساس شرایط محیطی و کارکردی سیستم، بهینه سازی نمود.

- با افزایش نسبت تراکم کمپرسور فشار پائین، مقدار سوخت مصرفی مورد نیاز برای محفظه احتراق ها کاهش می یابد.

- با استفاده از مبدل بازیافت حرارت، می توان میزان سوخت مصرفی را کاهش داد ولی از طرفی با افزایش راندمان مبدل، از آنجا که حرارت کمتری برای بویلر تامین می شود، مقدار برودت تولیدی توسط اواپراتور کاهش می یابد.

- استفاده از سیستم فتوولتائیک حرارتی و الکترولایزر برای تولید هیدروژن، هرچند مقدار تخریب انرژی و هزینه های اقتصادی سیستم را بالا می برد ولی باعث کاهش قابل توجه (۸۹٪) در میزان انتشار گاز دی اکسید کربن خواهد شد.

- سیستم ترکیبی پیشنهادی قابلیت انعطاف پذیری بالایی داشته و در مواقعی که نیاز به برودت نمی باشد می توان از توان توربین سیکل رانکین آلی، مستقیماً برای تولید برق استفاده نمود.

۵- نمادها

| | |
|---------------------------------|-----------------|
| سطح، m^2 | A |
| زیست توده | Biomass |
| کمپرسور | C |
| محفظه احتراق | CC |
| ضریب انتشار آلاینده ها، $\$/kg$ | C_{env} |
| ضریب بازگشت سرمایه | CRF |
| آهنگ انرژی، kW | \dot{E}_x |
| نرخ تخریب انرژی، kW | $\dot{E}_{X,D}$ |
| اواپراتور | Eva |
| انرژی فعال سازی کاتد و آند، kJ | $E_{act,i}$ |
| ثابت فارادی، C/mol | F |
| کمپرسور فشار بالا | HPC |
| توربین فشار بالا | HPT |
| مبدل بازیافت حرارت | HRHE |
| خنک کن میانی | Int |
| چگالی جریان، A/m^2 | J |
| ارزش حرارتی پائین سوخت، kJ/kg | LHV |
| کمپرسور فشار پائین | LPC |
| توربین فشار پائین | LPT |
| دبی جرمی عبوری از جزء k، kg/s | m_k |
| ثابت جهانی گازها | \bar{R} |
| الکترولایزر غشاء پروتونی | PEM |
| پنل فتوولتائیک حرارتی | PVT |
| مقاومت مبدل غشاء پروتونی، W | R_{PEM} |
| سیکل تبرید تراکمی | VCC |
| پتانسیل برگشت پذیر، V | V_0 |

علائم یونانی

| | |
|-------------------|--------------|
| پتانسیل فعال سازی | η_{act} |
| پتانسیل اهمی | η_{ohm} |
| راندمان انرژی | η_{en} |
| راندمان انرژی | η_{ex} |

اندیس ها

| | |
|--------------|-----|
| شرایط محیط | . |
| شیمیایی | ch |
| تخریب | D |
| شرایط خروجی | e |
| شرایط ورودی | i |
| جزء مورد نظر | k |
| خورشید | Sun |
| کار | W |

- [9] Suresh. N. S, Thirumalai. N. C, Dasappa. S, Modeling and analysis of solar thermal and biomass hybrid power plants. *Applied Thermal Engineering*, 160 (2019) 114121.
- [10] Liu. Q, Bai. Z, Wang. X, Lei. J, Jin. H, Investigation of thermodynamic performances for two solar-biomass hybrid combined cycle power generation systems. *Energy Conversion and Management*, 122 (2016) 252–262.
- [11] Sahoo, et al, Development of an innovative polygeneration process in a hybrid solar-biomass system for combined power, cooling, and desalination. *Applied Thermal Engineering*, 120 (2017) 560–567.
- [12] Cao. Y, Dhahad. H, Togun. H, Anqi. A, Farouk. N, Farhang. B, A novel hybrid biomass-solar driven triple combined power cycle integrated with hydrogen production: Multi-objective optimization based on power cost and CO2 emission. *Energy Conversion and Management*, 234 (2021) 113910.
- [13] Guti'errezz-Martín. F, Amodio. L, Pagano. M, Hydrogen production by water electrolysis and off-grid solar PV. *International Journal of Hydrogen Energy*, 46(57) (2020) 28839-29762.
- [14] Adnan. G, Koc. A, Analyzing the performance, fuel cost, and emission parameters of the 50 MW simple and recuperative gas turbine cycles using natural gas and hydrogen as fuel. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(41) (2020) 22138-22147.
- [15] Gaeta. A, Reale. F, Chiariello. F, Massoli. P, A dynamic model of a 100 kW micro gas turbine fueled with natural gas and hydrogen blends and its application in a hybrid energy grid. *Energy*, 129 (2017) 299–320.
- [16] Ahmadi. P, Dincer. I, Rosen. M.A, Performance assessment and optimization of a novel integrated multigeneration system for residential buildings. *Energy and Buildings*, 67 (2013) 568-578.
- [17] Yousef. N. D, Gang Pei, Trevor H.K., Bin Zh, An innovative hybrid solar preheating intercooled gas turbine using parabolic trough collectors. *Renewable Energy*, (2021) 1009-1026.
- [18] Sabbaghi, M. A., & Sefid, M, *Energy, Exergy, Economic*
- [1] Mofidian. R, et al. Adsorption of lactoferrin and bovine serum albumin nanoparticles on pellicular two-layer agarose-nickel at reactive blue 4 in affinity chromatography, *Journal of Environmental Chemical Engineering*, 9(2) (2021); 105084.
- [2] Roy. D, Samanta. S, Ghosh. S, Techno-economic and environmental analyses of a biomass-based system employing solid oxide fuel cell, externally fired gas turbine, and organic Rankine cycle. *Journal of Cleaner Production*, 225 (2022), 36–57.
- [3] Sabbaghi Ma, Sefid. M, Exergy-environmental analysis and optimization of the modified organic Rankine cycle driven by geothermal and biomass energies. *International Journal of Exergy*, 40(2) (2023) 144-161.
- [4] Sabbaghi. Ma, Sefid. M, Evaluation of a Modified Organic Rankine Cycle to Produce Power, Hydrogen, and Desalinated Water by Combining Geothermal and Biomass Energies from 4E viewpoints. *Journal of Mechanical Engineering of Tabriz University*, 52 (4), (2022) 301-310. (In Persian)
- [5] Campo. P, Benitez. T, Lee. U, Chung. J. N, Modeling of a biomass high-temperature steam gasifier integrated with assisted solar energy and a micro gas turbine. *Energy Conversion and Management*, 93 (2015) 72–83.
- [6] Tanaka. Y, Mesfun. S, Umeki. K, Toffolo. A, Tamaura. Y, Yoshikawa. K., Thermodynamic performance of a hybrid power generation system using biomass gasification and concentrated solar thermal processes. *Applied Energy*, 160 (2015), 664–672.
- [7] Bet Sarkis. R, Zare. V, Proposal and analysis of two novel integrated configurations for hybrid solar-biomass power generation systems: thermodynamic and economic evaluation. *Energy Conversion and Management*, 160, (2018) 411–425.
- [8] Anvari. S, Khalilarya. S, Zare. V, Exergoeconomic and environmental analysis of a novel configuration of solar-biomass hybrid power generation system. *Energy*, 165 (2018) 776–789.

- Rankine cycles. *Applied Thermal Engineering*, 105 (2016) 862–875.
- [24] Cao. Y, Dhahad. H.A, Parikhani. T, Anqi. A.E, Mohamed. A.M, Thermo-economic evaluation of a combined Kalina cycle and humidification-dehumidification (HDH) desalination system integrated with a thermoelectric generator and solar pond. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 168 (2021), 120844.
- [25] Ahmadi. P, Dincer, I, Rosen. M.A, Exergy, exergoeconomic and environmental analysis and evolutionary algorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants. *Energy*, 36 (2011), 5886–5898.
- [26] Smith. R.M, *Chemical Process: Design and Integration*. John Wiley & Sons (2005).
- [27] Sadeghi. S, Ghandehariun. S, Rosen. M.A, Comparative economic and life cycle assessment of solar-based hydrogen production for oil and gas industries. *Energy*, 208, (2020) 118347.
- [28] Ghazanfari Holagh. Sh, Abdollahi Haghghi. M, Mohammadi. Z, Chitsaz. A, Exergoeconomic and environmental investigation of an innovative poly-generation plant driven by a solid oxide fuel cell for production of electricity, cooling, desalinated water, and hydrogen. *Energy Research*, 44 (2020) 10126-10154.
- and Environmental Analysis (4E) of an Organic Rankine Cycle to produce power, hydrogen and desalinated water by combining geothermal energy and heat recovery. *Journal of Solid and Fluid Mechanics*, 12(5) (2022) 201-214. (In Persian)
- [19] Sabbaghi. MA, Sefid. M, Risk, Sensitive Analysis, and Optimization of a New Multi-Generation System Activated by Solar and Biomass Energies. *Energy Report*, 11 (2024), 1006-1018.
- [20] Venkatarathnam. G, Murthy. S.S, Refrigerants for vapor compression refrigeration systems. *Resonance*, 17 (2012) 139–162.
- [21] Hao. D, Jing. L, Heydarian. D, Energy, exergy, exergoeconomic, and environmental analysis of a new biomass-driven cogeneration system. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 45, (2021) 101044.
- [22] Dhahad. H.A, Ahmadi. S, Dahari. M, Ghaebi. H, Parikhani. T, Energy, exergy, and exergoeconomic evaluation of a novel CCP system based on a solid oxide fuel cell integrated with absorption and ejector refrigeration cycles. *Thermal Science and Engineering Progress*, 21 (2021) 100755.
- [23] Desai. N.B, Bandyopadhyay. S, Thermoeconomic comparisons between solar steam Rankine and organic

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

M. A. Sabbaghi, M. Sefid, *Performance investigation of a novel trigeneration system using solar-biomass energy*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 55(9) (2023) 1089-1112.

DOI: [10.22060/mej.2024.22316.7602](https://doi.org/10.22060/mej.2024.22316.7602)



