



Energy Analysis and Exergy of the System of Simultaneous Production of Power and Hydrogen with the Excitatory Gasification of Municipal Solid Waste

A. Farajollahi^{1*}, S. A. Hejazirad², H. Gazori¹, M. Rostami^{1*}

¹ Department of Engineering, Imam Ali University, Tehran, Iran

² Department of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran

Review History:

Received: Jan. 02, 2021

Revised: Apr. 14, 2021

Accepted: Apr. 15, 2021

Available Online: May, 03, 2021

Keywords:

Thermodynamic analysis

Gasification

Hydrogen production

Gas turbine

Transcritical Rankine cycle

ABSTRACT: Nowadays, due to the extensive application of renewable-based cogeneration systems and also the economic and environmental necessities, their design and thermodynamic analysis have been conducted by many scientists. In this way, a novel, simple, and practical combined power and hydrogen cogeneration unit have been designed in the present study in which there are gas turbine, gasifier, transcritical Rankine cycle, and proton exchange membrane electrolyzer. This system has been analyzed from the first and second laws of thermodynamics by an engineering equation solver. The proposed system is able to generate power and hydrogen simultaneously for users. The power and hydrogen production capacities of the system are 3.92 MW and 608.8 cubic meters per hour, respectively, which consume biomass of about 1.155 kg/s. The energy utilization factor and exergy efficiency of the system is 34.71 % and 29.44 %, respectively. It can be seen that the overall exergy destruction of the system is 11854 kW, in which gasifier, gas turbine, and combustion chamber have the highest irreversibilities. In addition, it can be concluded that the exergy efficiency of condenser and heat exchanger 3 are the lowest ones among other types of equipment. According to the parametric studies, it was found that increasing the inlet temperature of the gas turbine has a positive effect, and increasing the maximum pressure of the transcritical carbon dioxide cycle has a negative effect on the energy utilization factor and the exergy efficiency of the system.

1- Introduction

Energy is an essential ingredient of our developed life and is conceived as one of the main elements to achieve common economic, social, and environmental goals to accomplish sustainable development in global energy infrastructure. Several factors, including rapid growth in population and increasing demand for energy services, contribute to the uptake of energy production. To address this, many efforts have been made, among which employing new energy sources and cogeneration systems are perceived as viable alternatives to the use of fossil fuels as well as conventional energy systems [1].

In recent years, many studies have been conducted on cogeneration systems and the use of biomass as fuel. Fiaschi and Carta [2] analyzed the gas turbine power plant and concluded that when biomass combustion increases by 15 to 30% compared to the base state of the gas turbine, carbon dioxide production decreases by 30 to 50%. Zhao et al. [3] found that by gasifying municipal solid waste with air in a hot air furnace, the heating value of the product gas increases with increasing gasification for a constant equivalence ratio.

An important innovation of this system is receiving heat from the air cooler in the gas turbine cycle and using it for

heating transcritical carbon dioxide, which improves the overall performance. Therefore, it can be concluded that the proposed system has not been designed and evaluated in similar works and has a good performance in terms of energy, exergy, economy, and environment. Furthermore, the proposed system contains two small compressors instead of the main compressor, and there is an intercooler of air between two compressors, which contributes to reducing the power consumption of compressors. Additionally, the transcritical carbon dioxide fluid is heated three times in first, second, and internal heat exchangers, so this kind of design in the transcritical Rankine cycle enhances the turbine inlet temperature and the electricity generation.

2- Methodology

The schematic of the proposed system of simultaneous generation of electricity and hydrogen is shown in Fig. 1. The system uses municipal solid waste as input fuel and consists of a gasifier, a Brayton cycle, a carbon dioxide Rankine cycle, and a proton exchange membrane electrolyzer.

To model the proposed system, each component of the system is considered as a control volume, and assuming the steady-state, the laws of conservation of mass and energy and the second law of thermodynamics are applied to it. The laws of conservation of mass and energy are expressed

*Corresponding author's email: a.farajollahi@sharif.edu



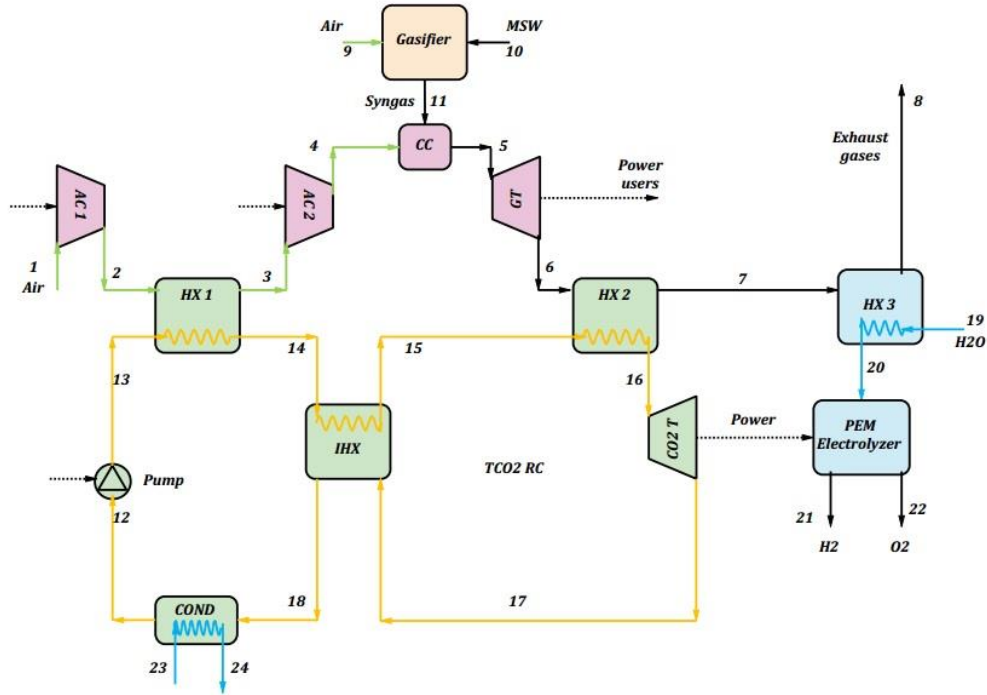


Fig. 1. Schematic of the combined power and hydrogen generation systems

according to Eqs. (1) and (2):

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

$$\dot{Q}_{CV} + \sum_{in} \dot{m}_i h_i = \dot{W}_{CV} + \sum_{out} \dot{m}_e h_e \quad (2)$$

Where \dot{m} and h represent the mass flow rate and specific enthalpy, respectively, \dot{W}_{CV} , and \dot{Q}_{CV} represent the output power and the input heat to the control volume.

The maximum ability to do work when the system from a specific state (temperature T and pressure P) reaches a restricted dead state (temperature T_0 and pressure P_0) is called physical exergy.

$$e = \overbrace{(h - h_0) - T_0(s - s_0)}^{e_{ph}} + e_{ch} \quad (3)$$

The electrical efficiency of the second law electrical efficiency, Energy Utilization Factor (EUF), and exergy efficiency of the entire system are the criteria that we consider to evaluate the studied system, and they are defined as follows:

$$\eta_{Elec, Sys} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{Biomass} LHV_{Biomass}} \quad (4)$$

$$EUF_{Sys} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{m}_{H_2} LHV_{H_2}}{\dot{m}_{Biomass} LHV_{Biomass}} \quad (5)$$

$$\eta_{II, Elec, Sys} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{10} + \dot{E}_{19}} \quad (6)$$

$$\eta_{II, Sys} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_{P, PEME}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{10} + \dot{E}_{19}} \quad (7)$$

It should be noted that the net output power of the cycle and exergy of the Proton Exchange Membrane Electrolyzer (PEME) cycle product is calculated according to Eqs. (45) and (46), respectively:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC1} - \dot{W}_{AC2} - \dot{W}_{Pump} \quad (8)$$

$$\dot{E}_{PEME} = \dot{E}_{21} + \dot{E}_{22} \quad (9)$$

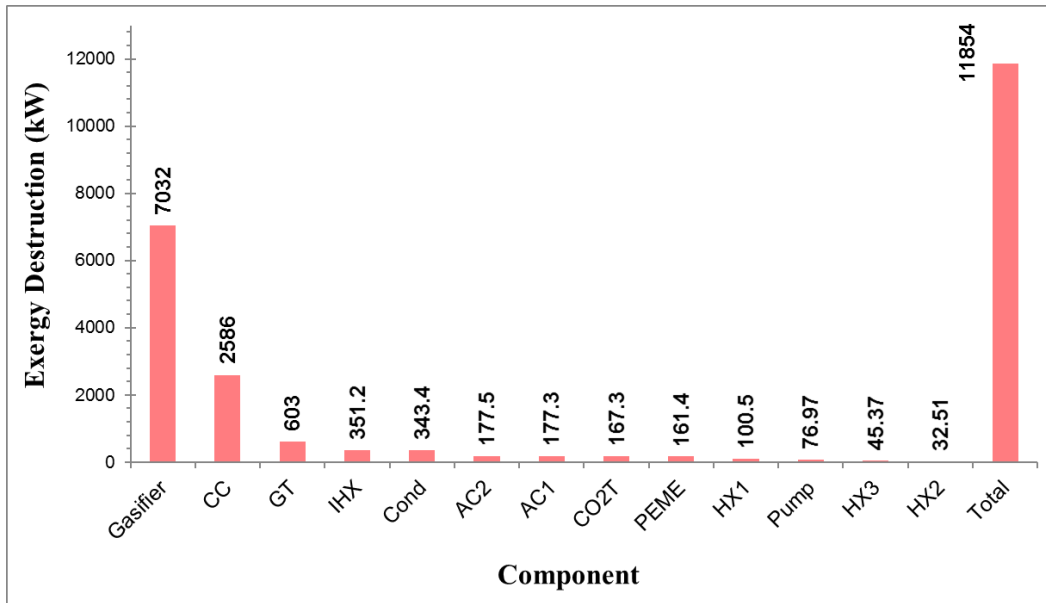


Fig. 2. Exergy destruction within components.

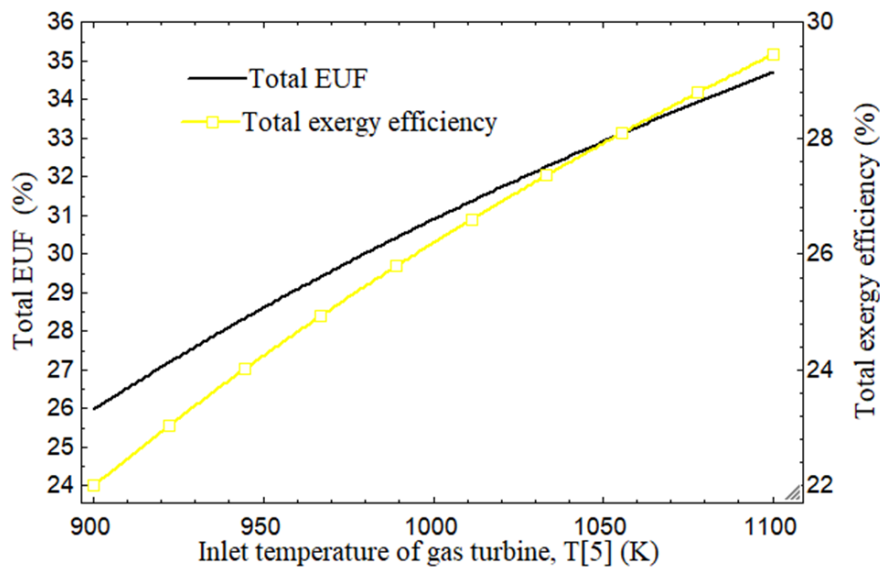


Fig. 3. The effects of the inlet temperature of the gas turbine on EUF and exergy efficiency.

3- Results and Discussion

In this section, the results obtained for the system with a power generation capacity of 3.92 MW are given. The amount of exergy destruction in each component of the system under basic operating conditions is shown in Fig. 2. It can be seen from the figure that the amount of exergy destruction of the whole system is equal to 11854 kW, and the gasifier and the combustion chamber have the highest rate of exergy destruction, which is due to the chemical reactions in these two components.

One of the most important effects is the effect of the inlet temperature of the gas turbine on the EUF and exergy efficiency of the system. As the temperature of the exhaust gases from the combustion chamber increase, the temperature of these gases at the turbine outlet also increases. As a result, the amount of heat transfer in heat exchangers 2 and 3 increases, and consequently, the capacity of the CO₂ cycle and the electrolyzer increases. This increases the EUF and the exergy efficiency of the whole system.

4- Conclusion

In this study, to prevent energy wastage and increase efficiency, a system of dual production of power and hydrogen with a new, simple, and at the same time, practical design is presented, which includes a gasifier, a Brayton cycle, a transcritical carbon dioxide cycle, and a proton exchange membrane electrolyzer. This system, while generating power, recovers waste heat to provide the hydrogen needed by the consumer.

The system is capable of producing 3.92 MW of electricity and 608.8 m³/h hydrogen gas. The fuel consumption of the cycle is 1.155 kg/s. The EUF and exergy efficiency of the system is 34.71% and 29.44%, respectively. The amount of exergy destruction of the whole system is 11854 kW. The combustion chamber and gasifier have the highest rate of exergy destruction. This is due to the high chemical reactions in the combustion chamber and gasifier. The exergy efficiency of the condenser and heat exchanger 3 has the lowest values because the temperature difference between the working fluid of these components and the cold inlet water is higher than the other components, and as expected, the high-temperature difference causes these components to be inefficient.

In conclusion, the dual generation system proposed in this paper can produce clean electricity and hydrogen due to the

consumption of biomass. The strengths of this system are consumption of municipal waste as the main fuel, simplicity in design, as well as good productivity of hydrogen gas. The weaknesses of this system are also examined from the perspective of the second law of thermodynamics so that other researchers can conduct new studies on them. Also, in future works, the economic and environmental performance of the current system can be examined in order to obtain more reliable results and conclusions.

References

- [1] H. Ghiasirad, N. Asgari, R.K. Saray, S. Mirmasoumi, Thermoeconomic assessment of a geothermal based combined cooling, heating, and power system, integrated with a humidification-dehumidification desalination unit and an absorption heat transformer, *Energy Conversion and Management*, 235 (2021) 113969.
- [2] D. Fiaschi, R. Carta, CO₂ abatement by co-firing of natural gas and biomass-derived gas in a gas turbine, *Energy*, 32(4) (2007) 549-567.
- [3] L. Zhao, H. Wang, S. Qing, H. Liu, Characteristics of gaseous product from municipal solid waste gasification with hot blast furnace slag, *Journal of Natural Gas Chemistry*, 19(4) (2010) 403-408.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

A. Farajollahi, S. A. Hejazirad, H. Gazori, M. Rostami, *Energy Analysis and Exergy of the System of Simultaneous Production of Power and Hydrogen with the Excitatory Gasification of Municipal Solid Waste*, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 53(11) (2022) 1389-1392.

DOI: [10.22060/mej.2021.19446.7029](https://doi.org/10.22060/mej.2021.19446.7029)





تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک در یک سیستم تولید همزمان توان و هیدروژن با محرک گازسازی زباله جامد شهری

امیرحمزه فرج‌اللهی^{۱*}، سیدامیرحسین حجازیراد^۲، حشمت‌اله گازی^۱، محسن رستمی^۱

۱- دانشکده مهندسی، دانشگاه امام علی (ع)، تهران، ایران

۲- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۹/۱۰/۱۳

بازنگری: ۱۴۰۰/۰۱/۲۵

پذیرش: ۱۴۰۰/۰۱/۲۶

ارائه آنلاین: ۱۴۰۰/۰۲/۱۳

کلمات کلیدی:

تحلیل ترمودینامیکی

گازسازی

تولید هیدروژن

توربین گازی

چرخه رانکین گذربرحرائی

خلاصه: امروزه با توجه به کاربرد وسیع سیستم‌های تولید همزمان با منابع انرژی تجدیدپذیر و همچنین نیاز دنیا از نظر اقتصادی و محیط زیستی به این سیستم‌ها، طراحی و تحلیل ترمودینامیکی آن‌ها مورد توجه بسیاری از دانشمندان قرار گرفته است. از این رو در کار حاضر، یک سیستم تولید همزمان دوگانه توان و هیدروژن با طرحی نوین، ساده و در عین حال کاربردی ارائه شده است که شامل چرخه توربین گازی، گازساز، چرخه گذربرحرائی کربن‌دی‌اکسید و الکترولیزر غشاء پروتونی است. طرح مذکور از دیدگاه‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک با نرم‌افزار حلگر معادلات مهندسی شبیه‌سازی شده است. سیستم طراحی شده در کنار تولید توان از بیشترین ظرفیت ممکن خود استفاده کرده و سوخت پاک هیدروژن را نیز برای مصرف‌کننده تأمین می‌کند. در حالت پایه سیستم به ترتیب دارای ظرفیت الکتریکی ۳/۹۲ مگاوات بوده و توانایی تولید گاز هیدروژن به میزان ۶۰۸/۸ مترمکعب در ساعت را داراست. میزان سوخت مصرفی چرخه ۱/۱۵۵ کیلوگرم بر ثانیه است. ضریب بهره‌وری انرژی و بازده قانون دوم سیستم به ترتیب ۳۴/۷۱٪ و ۲۹/۴۴٪ است. میزان نابودی انرژی کل سیستم نیز برابر ۱۱۸۵۴ کیلووات است. همچنین محفظه احتراق، توربین گازی و گازساز بیشترین میزان نابودی انرژی را به خود اختصاص داده‌اند. طبق مطالعات پارامتری، مشخص گردید که افزایش دمای ورودی به توربین تأثیر مثبت و افزایش فشار حداکثری چرخه کربن دی اکسید تأثیر منفی بر روی ضریب بهره‌وری انرژی و بازده قانون دوم کل سیستم دارند.

می‌باشد [۱].

۱- مقدمه

راهکار دیگر برای کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی استفاده از سیستم تولید همزمان توان و انرژی^۱ است. انرژی گرمایی از بازیافت تلفات حرارتی مولدهای مستقل به دست می‌آید و در بخش‌های مختلف صنعتی، تجاری و مسکونی به کار گرفته می‌شود. این امر کارایی مولدهای تولید برق را به میزان قابل توجهی (حتی تا مقادیر نزدیک ۹۰ درصد) افزایش می‌دهد. اصلی‌ترین اهداف این سیستم‌ها افزایش راندمان، کاهش اثرات زیست‌محیطی و کم کردن هزینه‌ها است. محرک‌های اولیه^۲ آن‌ها شامل توربین بخار، توربین گازی، میکروتوربین، پیل سوختی و ... می‌باشد [۲].

از جمله فناوری‌های بهره‌وری زیست‌توده می‌توان به احتراق مستقیم^۳، فرایند شیمیایی، الکتروشیمیایی، بیوشیمیایی و ترموشیمیایی^۴ اشاره کرد. فرآیندهای ترموشیمیایی به‌طور عمده با در دسترس بودن اکسیژن و تبدیل

انرژی بخش مهمی از زندگی ما و یکی از عناصر اصلی جهت رسیدن به توسعه پایدار هر کشوری است. به دلایل متعددی مثل بالا رفتن رشد جمعیت و تقاضای بیشتر انرژی، دانشمندان در سال‌های اخیر استفاده از انرژی‌های نو به جای سوخت‌های فسیلی و استفاده از سیستم‌های تولید همزمان^۱ را مورد توجه قرار داده‌اند. استفاده از زیست‌توده^۲ به‌عنوان شاخه‌ای از انرژی تجدیدپذیر به دلیل راندمان تبدیل بالا و همینطور آلودگی کم (داشتن چرخه کربن‌خنثی) مورد توجه ویژه محققان قرار گرفته است. به عنوان یک تعریف علمی، زیست‌توده اصطلاحی است که برای توصیف یک رشته از محصولات که از فتوسنتز حاصل می‌شوند، به کار می‌رود. پس‌ماندها و ضایعات کشاورزی و جنگلی، فضولات دامی، فاضلاب و پس‌ماندهای آلی و صنعتی، فاضلاب و زباله‌های جامد شهری^۳ مثال‌هایی از زیست‌توده

- 4 Combined Heat and Power (CHP)
- 5 Prime mover
- 6 Direct Combustion
- 7 Thermochemical

- 1 Cogeneration
- 2 Biomass
- 3 Municipal Solid Waste (MSW)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: a.farajollahi@sharif.edu



می‌گردد.

ژائو و همکاران [۷] با گازسازی زباله‌های جامد شهری با هوا در کوره هوای داغ دریافتند که به ازای نسبت هم‌ارزی ثابت، با افزایش دمای گازسازی، ارزش حرارتی گاز محصول افزایش می‌یابد. صمیمی و همکاران [۸] به این نتیجه رسیدند که یک روش برای تولید گاز سنتز هیدروژن غنی، گازسازی زیست‌توده با بخار آب است. عسگری و همکاران [۹] با مطالعه انرژی و انرژی سیستم ابداعی تولید سه‌گانه توان، گرمایش و سرمایش با سوخت ترکیبی زباله‌های شهری و گاز متان دریافتند که به ازای ظرفیت الکتریکی ثابت، با افزایش درصد اختلاط زیست‌توده از صفر تا ۱۰۰، میزان آب گرم تولیدی و سرمایش تولیدی به ترتیب ۳/۳۳ و ۲/۱۵ برابر می‌شود. فیاشچو کارتا [۱۰] نیروگاه توربین گازی را تحلیل کرده و به این نتیجه رسیدند وقتی که هم‌سوزی زیست‌توده ۱۵ الی ۳۰ درصد نسبت به حالت پایه توربین گازی افزایش پیدا می‌کند، تولید کربن‌دی‌اکسید ۳۰ الی ۵۰ درصد کاهش می‌یابد.

فیلی و همکاران [۱۱] با بررسی قانون اول و دوم چرخه تولید سه‌گانه توان، گرمایش و هیدروژن با الکترولیزر غشاء پروتونی^{۱۰} و مطالعه پارامتری متغیرهای مختلف دریافتند که بیشترین ضریب بهره‌وری انرژی^{۱۱} و بیشترین بازده انرژی کل سیستم به ترتیب ۴۲/۴۶ و ۱۸/۷۱ درصد است. چرخه رانکین کربن دی‌اکسید^{۱۲} یکی از چرخه‌های مورد مطالعه در بازیابی انرژی اتلافی^{۱۳} به حساب می‌آید [۱۲]. چن و همکاران [۱۳] با مقایسه کربن دی‌اکسید و آر^{۱۴} متوجه شدند اگرچه کربن دی‌اکسید فراوان، غیراشتعال‌پذیر و غیرسمی است ولی عملکرد ترمودینامیکی چرخه رانکین گذرحرانی^{۱۵} با سیال R۳۲ بهتر است. شو و همکاران [۱۴] با مطالعه چهار چیدمان مختلف

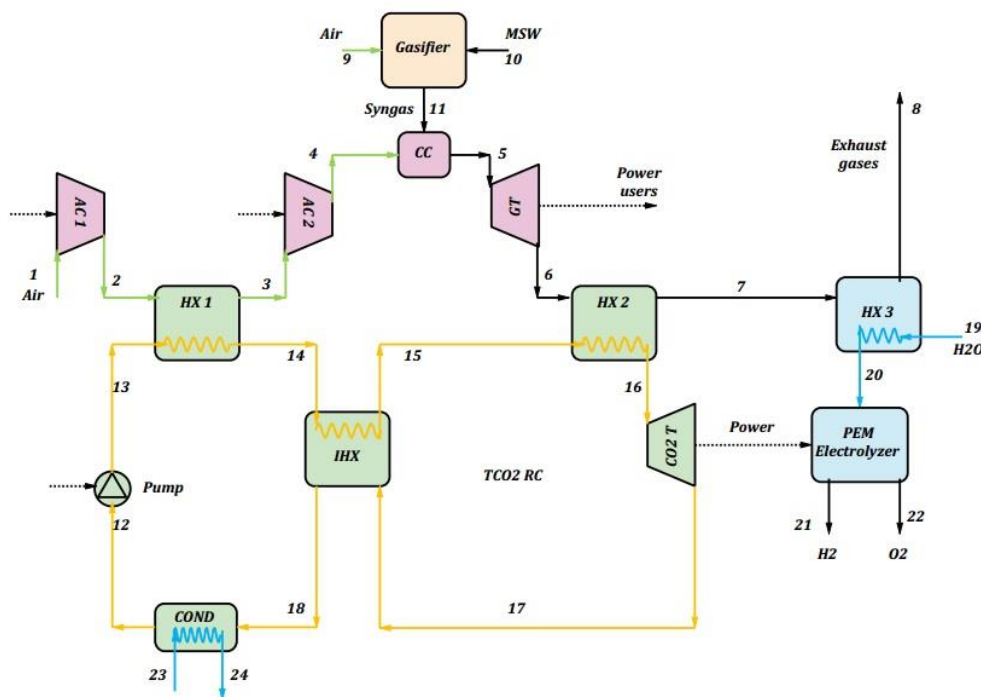
برای چرخه گذرحرانی کربن دی‌اکسید در سال ۲۰۱۶ به این نتیجه رسیدند که چیدمان دارای پیش‌گرمکن، بازیاب و گرمکن بهترین چیدمان از نظر راندمان قانون اول و دوم است. ناصری و همکاران [۱۵] با مطالعه یک سیستم تولید چندگانه توان، گرمایش، آب شیرین و هیدروژن متوجه شدند که افزایش فشار ورودی چرخه کربن دی‌اکسید ابتدا باعث افزایش هیدروژن تولیدی و سپس باعث کاهش آن می‌شود. علت این امر افزایش میزان کار

در دمای کنترل شده صورت می‌گیرند و عموماً شامل فرایندهای پیرولیز^۱ و گازسازی^۲ می‌باشند. در فرآیند گازسازی، زیست‌توده به همراه هوا یا سیال واسط دیگری وارد یک راکتور و در تماس با هوا اکسید شده و سپس گازهای متان^۳، کربن دی‌اکسید^۴، کربن مونو اکسید^۵، هیدروژن^۶ و ... به‌عنوان گازهای سنتز^۷ به‌وجود می‌آیند. در ادامه طی فرآیند پیرولیز، مواد آلی در غیاب اکسیژن و بازه دمایی ۳۰۰ الی ۵۰۰ درجه سلسیوس تجزیه می‌شوند. محصولات نهایی پیرولیز مخلوط گازی، یک مایع نفت مانند و موادی شبیه زغال کربنی و خاکستر است. آلودگی زیست محیطی این روش نسبت به سایر روش‌های بهره‌وری زیست توده کمتر بوده و تنوع خوراک بالاتری در مقایسه با سایر فرایندها دارد [۳].

در سال‌های اخیر مطالعات زیادی بر روی سیستم‌های تولید همزمان و استفاده از زیست توده به عنوان راه‌انداز اولیه صورت گرفته است. السلیمان و همکاران [۴] سه نوع سیستم تولید همزمان سه‌گانه را با هم مقایسه کردند: سیستم اول شامل چرخه رانکین آلی^۸ با پیل سوختی اکسید جامد^۹ و بعدی محفظه احتراق زیست‌توده با چرخه رانکین آلی و سیستم آخر شامل کلکتور خورشیدی با چرخه رانکین آلی بود. آن‌ها دریافتند که ترکیب پیل سوختی اکسید جامد و چرخه رانکین آلی دارای بیشترین بازده الکتریکی بوده ولی ترکیب زیست‌توده و چرخه رانکین آلی دارای بیشترین بازده تولید همزمان با مقدار حدود ۹۰٪ است. خالد و همکاران [۵] نیز تحلیل قانون اول و دوم یک سیستم تولید سه‌گانه را که از سوخت زیست‌توده و خورشیدی استفاده می‌کند، انجام دادند. این سیستم شامل چرخه رانکین و توربین گازی و در کنار آن دارای چرخه چیلر جذبی نیز می‌باشد. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که ترکیب این چرخه‌ها موجب افزایش مشهودی در بازده چرخه نسبت به سیستم‌های انرژی تجدیدپذیر تک‌چرخه‌ای شده است. لیائو و همکاران [۶] به مطالعه سیستم تولید همزمان با چرخه رانکین آلی با استفاده از بازگرمایش یک نیروگاه با سوخت زغال سنگ پرداختند. در این پژوهش به بررسی تأثیر درجه سوپرهیت بر روی عملکرد چرخه پرداخته شده است. آن‌ها دریافتند افزایش درجه سوپرهیت در ورودی توربین سبب بهبود در تولید انرژی

- 1 Pyrolysis
- 2 Gasification
- 3 Methane (CH₄)
- 4 Carbon Dioxide (CO₂)
- 5 Carbon Monoxide (CO)
- 6 Hydrogen (H₂)
- 7 Syngas
- 8 Organic Rankine Cycle (ORC)
- 9 Solid Oxide Fuel Cell (SOFC)

- 10 Proton Exchange Membrane Electrolyzer (PEME)
- 11 Energy Utilization Factor (EUF)
- 12 Carbon dioxide Rankine cycle
- 13 Waste heat recovery
- 14 Refrigerant (R32)
- 15 Transcritical



شکل ۱. شماتیک چرخه تولید همزمان برق و هیدروژن در تحقیق حاضر

Fig. 1. Schematic of the combined power and hydrogen generation system

بحرانی مستقیماً صرف تولید هیدروژن از آب توسط الکترولیزر غشاء پروتونی می‌گردد. لازم به ذکر است هیدروژن تولیدی سوختی بدون آلاینده‌گی و دارای ارزش حرارتی بسیار بالایی بوده که در خودروها، اتوبوس‌ها و دیگر تجهیزاتی که سوخت هیدروژن مصرف می‌کنند، کاربرد فراوان دارد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت سیستم پیشنهادی تا به حال در کارهای مشابه طراحی و ارزیابی نشده و این پژوهش از لحاظ قانون اول و دوم دارای نتایج ارزنده‌ای برای پژوهشگران خواهد بود.

۲- سیستم مورد مطالعه

شکل ۱ شماتیکی از سیستم تولید همزمان برق و هیدروژن با استفاده از گازی‌سازی زیست‌توده را نشان می‌دهد. سیستم مذکور متشکل از گازی‌سازی، چرخه برایتون گازی، سیکل رانکین کربن‌دی‌اکسید و الکترولیزر غشاء پروتونی بوده و از زباله‌های جامد شهری به‌عنوان سوخت ورودی استفاده می‌کند. طبق شکل، هوا با شرایط محیط و از نقطه ۱ وارد کمپرسور هوای شماره ۱ شده و بعد از فشرده شدن تا فشار ۳/۲ بار و عبور از مبدل حرارتی

1 Air Compressor 1 (AC1)

مصرفی توسط پمپ‌هاست. با بررسی ادبیات فن و کارهای پژوهشی گذشته مشخص گردید سیستم‌های انرژی دارای اهمیت زیادی بوده و توسعه این سیستم‌ها ضروری به نظر می‌رسد. از این رو، در کار حاضر یک سیستم تولید همزمان دوگانه توان الکتریکی و هیدروژن با گازی‌سازی زباله‌های جامد شهری طراحی شده است. بهترین مزیت طراحی سیستم ترکیبی استفاده حداکثری از انرژی حرارتی موجود می‌باشد به نحوی که گازهای دما بالای توربین گازی حرارت خود را به دو چرخه پایین‌دستی رانکین گذر بحرانی و تولید هیدروژن دهند و در نهایت گازهای احتراقی با حداقل دمای ممکن به محیط اطلاق شوند. در هیچ‌کدام از مطالعات انجام گرفته در ادبیات فن، چنین ترکیبی از چرخه‌های مختلف ترمودینامیکی برای تولید توان و هیدروژن به ویژه با گازی‌سازی زباله‌های شهری صورت نگرفته است. نوآوری مهم این سیستم، دریافت حرارت از هوای متراکم شده در چرخه توربین گازی و استفاده از آن برای گرمایش دی‌اکسید کربن گذر بحرانی می‌باشد که باعث بهبود عملکرد کلی می‌گردد. از سوی دیگر، توان خالص چرخه توربین گازی برای مصارف الکتریکی عرضه می‌شود و توان اضافی تولیدی در چرخه دی‌اکسید کربن گذر

جدول ۱. مشخصات شیمیایی زباله‌های جامد شهری [۱۶]

Table 1. Chemical characteristics of municipal solid waste [16]

زباله‌های جامد شهری	
۴۳/۴۰	درصد وزنی کربن
۵/۲۹	درصد وزنی هیدروژن
۳۹/۸۸	درصد وزنی اکسیژن
۱۴/۹۳	درصد وزنی رطوبت
۱۳/۹۸	ارزش حرارتی پایین سوخت (MJ/kg)
۱۵/۵۵	ارزش حرارتی بالای سوخت (MJ/kg)
$CH_{\sqrt{46}}O_{\cdot/69}$	ساختار شیمیایی
-۲۲۱۵۷۹	گرمای تشکیل (kJ/kmol)

مصرف‌کننده را تولید می‌کند (نقطه ۲۱). همانطور که در شکل مشاهده می‌شود، کربن دی‌اکسید به شکل مایع اشباع و با فشار ۷۲/۱ بار وارد پمپ و سپس به شکل فوق بحرانی و با فشار ۲۰۰ بار از آن خارج شده و وارد مبدل حرارتی ۱ می‌شود. بعد از خروج از این مبدل، دمای کربن دی‌اکسید (نقطه ۱۴) ۸۸ درجه سلسیوس است. کربن دی‌اکسید فوق بحرانی، گرمای بیشتری را از جریان شماره ۱۷ از طریق مبدل حرارتی میانی^۶ دریافت کرده و دمای جریان ۱۸ را به ۱۱۸ درجه سلسیوس کاهش داده و خود به دمای ۱۹۵ درجه سلسیوس در فشار ۲۰۰ بار می‌رسد (نقطه ۱۵). در مرحله نهایی، دمای کربن دی‌اکسید با دریافت حرارت مازاد محصولات احتراق در مبدل گرمای شماره ۲ به ۳۹۱ درجه سلسیوس رسیده (نقطه ۱۶) و بعد از عبور از توربین، توان مورد نیاز الکترولیزر را فراهم می‌کند. کربن دی‌اکسید منبسط شده از نقطه ۱۷ وارد مبدل حرارتی میانی شده و با دمای ۱۱۸ درجه سلسیوس از آن خارج می‌شود. این جریان جهت خنک‌سازی و تبدیل شدن به مایع اشباع باید از کندانسور عبور کرده و تا دمای ۳۰ درجه سلسیوس خنک شود (نقطه ۱۲). آب خنک‌کاری کندانسور با دمای محیط وارد آن شده و با دمای ۱۱۳ درجه سلسیوس (نقطه ۲۴) از آن خارج می‌شود.

سیستم پیشنهادی در این تحقیق مطابق شکل فوق و توضیحات ذکر شده توان الکتریکی خود را از طریق توربین گازی و سوخت هیدروژن را از طریق الکترولیزر غشاء پروتونی در اختیار مصرف‌کننده قرار می‌دهد.

مشخصات شیمیایی و فیزیکی زباله‌های جامد شهری در جدول ۱ ذکر

شده است:

6 Internal Heat Exchanger (IHx)

۱ به عنوان خنک‌کن میانی، وارد کمپرسور شماره ۲ شده و تا فشار ۱۰ بار فشرده و آماده ورود به محفظه احتراق می‌شود (نقطه ۴). از طرفی زباله‌های شهری اصلاح شده (با مشخصات ذکر شده در جدول ۱) با شرایط محیط و از نقطه ۱۰ به همراه هوای محیط (نقطه ۹) وارد گازساز اتمسفری می‌شود. طی فرآیندهای گازسازی، گاز محصول با ترکیبی نزدیک به گاز سنتز و دمایی بین ۵۰۰ الی ۶۰۰ درجه سلسیوس، از گازساز خارج و وارد محفظه احتراق می‌شود. محصولات احتراق طبق نقطه ۵ و با دمای ۱۱۰۰ کلوین وارد توربین گاز می‌شوند. بخش اصلی توان الکتریکی سیستم توسط توربین گاز تأمین شده و کل مجموعه برای ظرفیت الکتریکی خالص ۳/۹ مگاوات طراحی شده است. محصولات احتراق خروجی از توربین بعد از عبور از مبدل گرمای شماره ۳ و با دمای ۱۸۰ درجه سلسیوس، همچنان دارای انرژی گرمایی بالایی بوده و جهت بهره‌برداری از این انرژی وارد مبدل گرمای شماره ۳۴ شده و بخار لازم برای استفاده در بخش تولید هیدروژن را تأمین و با دمای ۱۶۱ درجه سلسیوس به محیط تخلیه می‌شود (نقطه ۸). آب از نقطه ۱۹ وارد مبدل گرمای شماره ۳ شده و به شکل بخار آب فوق‌گرم^۵ وارد الکترولیزر غشاء پروتونی می‌شود. این الکترولیزر توان مصرفی خود را از توربین چرخه گذر بحرانی کربن دی‌اکسید تأمین کرده و با اعمال واکنش‌های شیمیایی، بخار آب را به اکسیژن و هیدروژن تجزیه و سوخت هیدروژن مورد نیاز

- 1 Heat Exchanger 1 (HX1)
- 2 Air Compressor 2 (AC2)
- 3 Heat Exchanger 2 (HX2)
- 4 Heat Exchanger 3 (HX3)
- 5 Superheat

جدول ۲. شرایط در نظر گرفته شده برای محیط

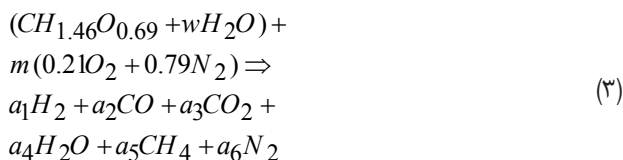
Table 2. Ambient conditions

شرایط محیط	
$0.21O_2 + 0.79N_2$	ترکیب مولی هوا
۲۹۸/۱۵	دمای محیط (K)
۱۰۱/۳۲۵	فشار محیط (kPa)

باعث کاهش میزان تولید زغال شده و هم باعث کاهش ارزش حرارتی گاز محصول می‌شود. بنابراین نقطه بهینه و یا بازه معینی برای دمای گازسازی و نسبت هم‌ارزی هر نوع سوخت، طبق آزمایش‌های تجربی در تحقیقات مهندسی ارائه گشته است. عموماً بازه دمایی مناسب برای تسهیل کردن گازسازی و همچنین باقی‌نماندن کربن جامد در بین محصولات، بالای ۵۰۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته می‌شود؛ و بازه دمایی که مورد بررسی اکثر محققین در گازسازی زباله جامد شهری^۱ صورت گرفته است بین ۵۰۰ الی ۹۰۰ درجه سلسیوس است [۷].

مدل‌سازی فرآیند گازسازی در گازساز اتمسفری صورت گرفته و فرضیات لازم برای این مدل‌سازی در جدول ۳ ارائه شده است.

معادله عمومی فرآیند گازسازی زباله‌های جامد شهری با سیال واسط هوا به شکل زیر است [۹]:



برای محاسبه گرمای هدر رفته در فرآیند گازسازی از معادله زیر استفاده می‌شود [۹]:

$$Q_{Loss, Gasifier} = a_1\bar{h}_{H_2}^0 + a_2\bar{h}_{CO}^0 + a_3\bar{h}_{CO_2}^0 + a_4\bar{h}_{H_2O}^0 + a_5\bar{h}_{CH_4}^0 + a_6\bar{h}_{N_2}^0 - \bar{h}_{f, Biomass}^0 - w\bar{h}_{f, H_2O(L)}^0 - m(0.21\bar{h}_{f, O_2}^0 + 0.79\bar{h}_{f, N_2}^0) \quad (4)$$

شرایط محیط در تحقیق حاضر طبق (جدول ۲) در نظر گرفته شده است:

۲-۱- تحلیل انرژی

به منظور تحلیل ترمودینامیکی چرخه، هریک از اجزا را به عنوان یک حجم کنترل حالت پایا-جریان پایا در نظر گرفته و قوانین بقای جرم و بقای انرژی بر آن اعمال می‌شود. قوانین بقای جرم و انرژی طبق معادلات (۱) و (۲) بیان می‌شوند [۱۷]:

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

$$\dot{Q}_{cv} + \sum \dot{m}_i h_i = \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_e h_e \quad (2)$$

در معادلات فوق، \dot{m} و h به ترتیب بیانگر دبی جرمی و آنتالپی ویژه بوده و \dot{Q}_{cv} و \dot{W}_{cv} به ترتیب بیانگر توان خروجی و نرخ گرمای ورودی به حجم کنترل است.

۲-۱-۱- فرآیند گازی سازی

در مدل‌سازی تعادلی گازساز از وجود قیر در بین محصولات صرف نظر می‌شود. از آنجایی که تکنولوژی گازسازهای امروزی پیشرفته‌تر شده و دارای کیفیت بالای تبدیل کربن هستند، این فرض نیز به دور از واقعیت نیست [۵]. از طرفی طبق مطالعات صورت گرفته، زغال (کربن جامد) باقی‌مانده در محصولات با افزایش دمای گازسازی و یا افزایش نسبت هم‌ارزی به شدت کاهش می‌یابد و به ازای هر نوع سوختی می‌توان با افزایش این عوامل از وجود کربن جامد باقی‌مانده در بین محصولات نیز صرف نظر کرد. اما بایستی توجه داشت که افزایش نسبت هم‌ارزی به دلیل افزایش دمای گازسازی، هم

جدول ۳. فرضیات به کار رفته در مدل سازی گازسازی زباله های شهری [۹]

Table 3. Input parameters in modeling of the municipal solid waste gasification [9]

مقدار	فرض
زیست توده	
$T_{Biomass} = ۲۹۸/۱۵$	دمای ورودی (K)
$\dot{m}_{Biomass} = ۱/۱۵۵$	دبی ورودی (kg/s)
هوا	
$T_{Air} = ۲۹۸/۱۵$	دمای ورودی (K)
گازساز	
$T_{Gasifier} = ۸۳۵/۱۵$	دمای گازساز (K)
$P_{in, Gasifier} = ۱۰۱/۳۲۵$	فشار ورودی (kPa)
$P_{out, Gasifier} = ۱۰۱/۳۲۵$	فشار خروجی (kPa)
$\dot{Q}_{Loss, Gasifier} = -۰/۰۵\dot{m}_{Biomass} LHV_{Biomass}$	تلفات حرارتی (kW)
صفر	گرمای ورودی (kW)
صفر	کار ورودی (kW)

همچنین $\dot{m}_{Biomass}$ و $LHV_{Biomass}$ به ترتیب نشان دهنده نرخ جرمی، نرخ مولی و ارزش حرارتی پایین زیست توده هستند. در معادله (۴)، w درصد مولی رطوبت زیست توده است که طبق رابطه (۸) از درصد جرمی معادل خود محاسبه می شود [۹]:

$$w = \frac{M_{Biomass} \times MC}{M_{H_2O} \times (1 - MC)} \quad (۸)$$

در معادله بالا MC ، $M_{Biomass}$ و M_{H_2O} به ترتیب درصد جرمی رطوبت زیست توده، جرم مولی زیست توده و جرم مولی آب است. در معادله (۴)، m نشان دهنده نسبت مولی هوا به زیست توده است که طبق معادلات زیر به نسبت هم ارزی مربوط می شود [۱۷]:

$$ER = AF / AF_{sto} \quad (۹)$$

در معادله بالا چون واکنش دهنده ها در دما و فشار محیط هستند، از آنتالپی استاندارد تشکیل آنها استفاده شده است و برای فراورده ها \bar{h}^0 نشان دهنده آنتالپی مطلق هر ماده در فشار استاندارد و بر مبنای مولی است که از رابطه (۵) حاصل می شود [۱۷]:

$$\bar{h}^0 = \bar{h}_{f, T_0}^0 + \Delta \bar{h}^0 = \bar{h}_{f, T_0}^0 + \bar{h}_T^0 - \bar{h}_{T_0}^0 \quad (۵)$$

در معادله فوق، $\bar{h}_{f, T}$ ، \bar{h}_T^0 و $\bar{h}_{T_0}^0$ به ترتیب آنتالپی تشکیل ماده در دما و فشار استاندارد، آنتالپی ماده در دمای $T_{Gasifier}$ و فشار استاندارد و آنتالپی ماده در دما و فشار استاندارد است. برای اتلاف حرارتی گازساز مقدار پنج درصد از انرژی ورودی در نظر گرفته می شود [۹]:

$$\dot{Q}_{Loss, Gasifier} = -0.05 \dot{m}_{Biomass} LHV_{Biomass} \quad (۶)$$

$$Q_{Loss, Gasifier} = \dot{Q}_{Loss, Gasifier} / \dot{m}_{Biomass} \quad (۷)$$

$$K_1 = \frac{P_{CO_2} \times P_{H_2}}{P_{CO} \times P_{H_2O}} = \frac{a_3 \times a_1}{a_2 \times a_4} = e^{\frac{-\Delta \bar{G}_1^0}{RT_{Gasifier}}} \quad (14)$$

$$K_1 = \frac{P_{CH_4}}{P_C \times P_{H_2}^2} = \frac{a_5 \times (a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5 + a_6)}{a_1^2} = e^{\frac{-\Delta \bar{G}_2^0}{RT_{Gasifier}}} \quad (15)$$

در معادلات فوق، P_i فشار جزئی اجزای واکنش تعادلی در بین محصولات فرآیند گازسازی است.

از طرفی طبق معادله (۱۱) و تعریف تابع گیبس برای یک واکنش به معادلات زیر می‌توان رسید:

$$\Delta \bar{G}_1^0 = (\bar{h}_{CO_2}^0 + \bar{h}_{H_2}^0 - \bar{h}_{CO}^0 - \bar{h}_{H_2O}^0) - (\bar{s}_{CO_2}^0 + \bar{s}_{H_2}^0 - \bar{s}_{CO}^0 - \bar{s}_{H_2O}^0) \times T_{Gasifier} \quad (16)$$

$$\Delta \bar{G}_2^0 = (\bar{h}_{CH_4}^0 - 2\bar{h}_{H_2}^0 - \bar{h}_C^0) - (\bar{s}_{CH_4}^0 - 2\bar{s}_{H_2}^0 - \bar{s}_C^0) \times T_{Gasifier} \quad (17)$$

در معادلات فوق، \bar{s} آنترپپی مطلق هر ماده در فشار استاندارد و بر مبنای مولی است. بدین ترتیب به همراه معادله (۴)، هفت معادله برای بدست آوردن هفت مجهول مدل‌سازی در دست است. با بدست آوردن مجهولات مسئله، مدل‌سازی انرژی فرآیند گازسازی تکمیل می‌شود.

از جمله پارامترهای مهم در مطالعه کیفیت فرآیند گازسازی از نظر انرژی، کسر مولی اجزای محصول (با معیار خشک)، ارزش حرارتی گاز محصول (با معیار خشک)، میزان نمردهی گاز خشک^۲ و بازده گاز خنک^۳ (بازده انرژی فرآیند گازسازی) است که به ترتیب طبق معادلات (۱۸) الی (۲۱) محاسبه می‌شوند:

$$AF = (m \times M_{Air}) / M_{Biomass} \quad (10)$$

در معادلات فوق، M_{Air} جرم مولی هوا بوده و AF و AF_{sto} به ترتیب نسبت هوا به سوخت واقعی و نسبت هوا به سوخت استوکیومتری در احتراق زیست‌توده است.

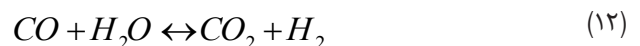
همانطور که در معادله (۴) مشاهده می‌شود، مجهولات معادله شامل نسبت مولی هوا به زیست‌توده و کسر مولی اجزای گاز محصول و به تعداد هفت مجهول می‌باشد. این مجهولات با موازنه مولی اجزای واکنش (برقراری چهار معادله بقای جرم برای موازنه کربن، اکسیژن، هیدروژن و نیتروژن در طرفین واکنش)، مدل‌سازی تعادل ترمودینامیکی فرآیند و همچنین برقراری قانون اول ترمودینامیک (معادله ۴) به‌دست می‌آیند.

برای یک واکنش شیمیایی با اعمال شرط تعادل ($\Delta \bar{G} = 0$)، به معادله زیر برای محاسبه ثابت تعادل می‌توان دست یافت [۱۷]:

$$K_p = e^{\frac{-\Delta \bar{G}^0}{RT}} \quad (11)$$

در معادله بالا، K_p ثابت تعادل واکنش بوده و از نسبت فشار جزئی محصولات به فشار جزئی واکنش‌دهنده‌ها حاصل می‌شود. $\Delta \bar{G}^0$ تغییرات انرژی گیبس واکنش در فشار اتمسفریک است. T و \bar{R} به ترتیب ثابت جهانی گازها ($\frac{8.314 \text{ kJ}}{\text{kmol.K}}$) و دمای واکنش بر حسب کلوین می‌باشد.

دو واکنش گاز-آب^۱ و متان شاخص‌ترین واکنش‌های تعادلی رخ داده در فرآیند گازسازی بوده و عموماً به دلیل دقت خوب این معادلات در شبیه‌سازی ترمودینامیکی، از آن‌ها برای مدل‌سازی فرآیند استفاده می‌شود:



برای دو واکنش فوق، ثوابت تعادل به شکل زیر تعریف می‌شوند:

2 Dry gas yield
3 Cold gas efficiency

1 Water-gas shift reaction

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\dot{n}_{SynGas}}{\dot{n}_{Air}}\right)(X_{Syn,H_2} \cdot H_2 + X_{Syn,CO} \cdot CO + \\ & X_{Syn,CO_2} \cdot CO_2 + X_{Syn,H_2O} \cdot H_2O + \\ & X_{Syn,CH_4} \cdot CH_4 + X_{Syn,N_2} \cdot N_2) + \\ & (0.21O_2 + 0.79N_2) \Rightarrow \left(1 + \frac{\dot{n}_{SynGas}}{\dot{n}_{Air}}\right) \times \\ & (X_{CO_2} \cdot CO_2 + X_{H_2O} \cdot H_2O + X_{O_2} \cdot O_2 + X_{N_2} \cdot N_2) \end{aligned} \quad (23)$$

در معادله فوق، X_i درصد مولی اجزای محصولات احتراق تعریف شده است. مجهولات مسئله، درصد مولی اجزای احتراق و همچنین \dot{n}_{Air} می باشد. با فرض کردن دمای محصولات احتراق و اعمال قانون اول ترمودینامیک (معادله (۲۴)) و معادلات موازنه مولی اجزا، پنج معادله حاصل می شود که به کمک آن ها مجهولات مسئله بدست می آیند.

$$\frac{\dot{Q}_{Loss,CC}}{\dot{n}_{Air}} + \bar{h}_4 + \left(\frac{\dot{n}_{SynGas}}{\dot{n}_{Air}}\right) \bar{h}_{11} = \left(1 + \frac{\dot{n}_{SynGas}}{\dot{n}_{Air}}\right) \bar{h}_5 \quad (24)$$

مقدار محصولات احتراق نیز طبق معادله (۲۵) حاصل می شود:

$$\dot{m}_{ExhGas} = \dot{m}_{Air} + \dot{m}_{SynGas} \quad (25)$$

۲-۱-۳- چرخه تولید توان گذر بحرانی کربن دی اکسید

در چرخه گذر بحرانی تولید توان، کربن دی اکسید طبق شکل ۲، حالات زیر بحرانی، بحرانی و فوق بحرانی را تجربه می کند. به منظور ساده سازی محاسبات، فرضیات و شرایط اولیه به صورت زیر در نظر گرفته شده است [۱۴]:

- ۱- اختلاف دمای پینچ برای کندانسور مبدل گرمای شماره ۳ و مبدل گرمای شماره ۱ برابر ۵ کلوین و برای مبدل گرمای شماره ۲ و مبدل گرمای میانی ۳۰ کلوین فرض شده است.
- ۲- دمای چگالش در کندانسور برابر ۳۰ درجه سلسیوس فرض شده است.

بازده آیزنتروپیک و توان تولیدی توربین در این چرخه، به ترتیب از روابط (۲۶) و (۲۷) حاصل می شود [۱۷]:

$$X_i = \frac{a_i}{\sum_{i=1}^6 a_i} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \overline{LHV}_{DrySynGas} &= X_{Syn,H_2} \times \overline{LHV}_{H_2} + \\ & X_{Syn,CO} \times \overline{LHV}_{CO} + X_{Syn,CH_4} \times \overline{LHV}_{CH_4} \end{aligned} \quad (19)$$

در معادلات بالا، $X_{Syn,i}$ و \overline{LHV}_i به ترتیب کسر مولی و ارزش حرارتی پایین اجزا با واحد $\left(\frac{kJ}{kmol}\right)$ می باشد.
 نمردهی گاز خشک در معادله (۲۲) تعریف شده است [۱۸]:

$$DryGasYield = \frac{Volumetric \text{ flow rate of produced gas (dry basis)}}{Biomass \text{ feed rate}} \quad (20)$$

بازده گاز خشک در معادله (۲۳) تعریف شده است [۱۶]:

$$\eta_{ColdGas} = \frac{\dot{m}_{SynGas} \times LHV_{SynGas}}{\dot{m}_{Biomass} \times LHV_{Biomass}} \quad (21)$$

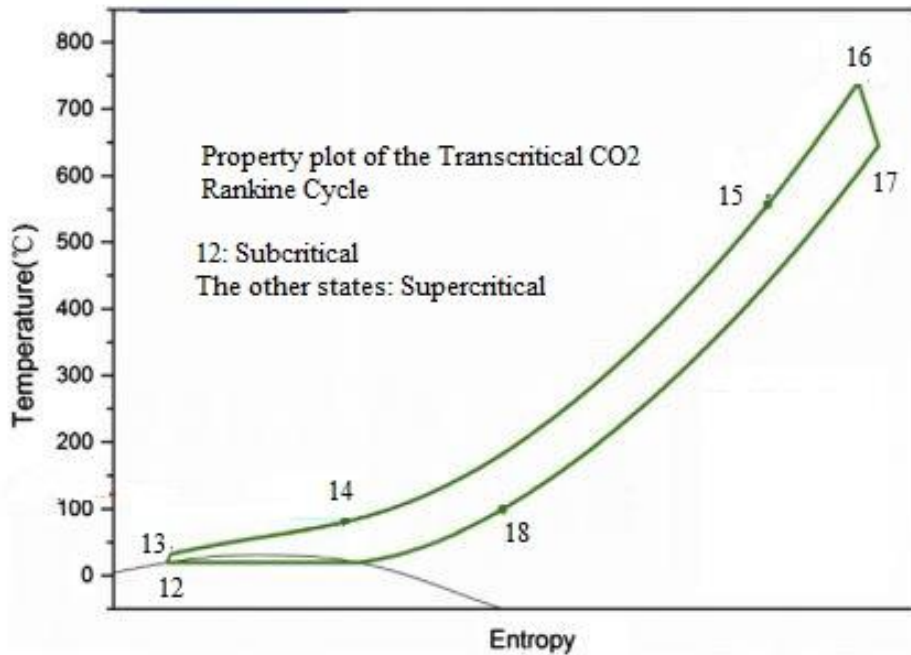
در معادله فوق، \dot{m}_{SynGas} و LHV_{SynGas} به ترتیب دبی جرمی و ارزش حرارتی پایین گاز سنتز هستند.

۲-۱-۲- محفظه احتراق توربین گاز

برای مدل سازی تعادلی محفظه احتراق فرض شده است که واکنش احتراق به صورت کامل بین گاز سنتز و هوای پیش گرم شده انجام شده و دمای محصولات احتراق ۱۱۰۰ کلوین می باشد. تلفات گرمایی محفظه احتراق نیز طبق رابطه زیر فرض شده است [۹]:

$$\dot{Q}_{Loss,CC} = -0.02 \times \dot{m}_{SynGas} \times LHV_{SynGas} \quad (22)$$

واکنش احتراق به صورت زیر می باشد:



شکل ۲. نمودار T-s چرخه تولید توان گذر بحرانی CO₂

Fig. 2. Temperature-entropy diagram of the transcritical CO₂ power cycle

$$\dot{N}_{H_2, out} = \frac{J}{2F} = \dot{N}_{H_2O, out} \quad (28)$$

که در آن، J را می‌توان به‌عنوان چگالی جریان در A/m^2 نوشت، F ثابت فارادی است که به‌صورت $96486 C/mol$ بیان می‌شود. $\dot{N}_{H_2O, out}$ نرخ جریان مولی متناظر با آب خروجی در مقیاس mol/s و $\dot{N}_{H_2, out}$ نرخ جریان جرم مولی گاز هیدروژن در mol/s است. انرژی فراهم‌شده برای استاک الکترولیزر غشا پروتونی را به‌صورت زیر می‌توان محاسبه کرد [۱۱]:

$$E_{Elec} = JV = J(V_0 + V_{ohm} + V_{act,a} + V_{act,c}) \quad (29)$$

در اینجا، V پتانسیل الکتریکی، V پتانسیل برگشت‌پذیر، $V_{act,a}$ پتانسیل فعال‌سازی آند، $V_{act,c}$ پتانسیل فعال‌سازی کاتد و V_{ohm} پتانسیل فعال‌سازی اهمی است. این مجهولات به همراه سایر پارامترهای محاسباتی الکترولیزر غشاء پروتونی طبق معادلات تعریف شده در مرجع [۱۱] محاسبه می‌شوند.

$$\eta_{is, TCO_2} = \frac{\bar{h}_{16} - \bar{h}_{17}}{\bar{h}_{16} - \bar{h}_{17s}} \quad (26)$$

$$\dot{W}_{TCO_2} = \dot{n}_{CO_2} (\bar{h}_{16} - \bar{h}_{17}) \quad (27)$$

نمودار T-s چرخه تولید توان گذر بحرانی کربن دی‌اکسید در شکل ۲ نمایش داده شده‌است.

۲-۱-۴ الکترولیزر غشاء پروتونی

انرژی مخلوط گازها پس از مبدل حرارتی ۲ به مبدل حرارتی ۳ منتقل می‌شود تا بخار آب موردنیاز برای تولید گاز هیدروژن را تولید کند. در الکترولیزر غشا پروتونی از طریق چند فرآیند الکتروشیمیایی، هیدروژن از کاتد خارج و حرارت را به محیط داده و تا دمای محیط، سرد می‌شود. در همین زمان، گاز اکسیژن در بخش آند الکترولیزر تولید و تا دمای محیط، سرد می‌گردد.

نرخ مولی گاز هیدروژن را می‌توان به‌صورت زیر نوشت [۱۱]:

جدول ۴. فرضیات مربوط به الکترولیزر غشا پروتونی [۱۱]

Table 1. Input parameters in the modeling of PEM electrolyzer [11]

مقدار	فرض
۱۴	$(1/\Omega) \lambda_a$
۱۰	$(1/\Omega) \lambda_c$
۰/۱	$(\text{mm}) D$
۷۶	$(\text{kJ/mol}) E_{act,a}$
۱۸	$(\text{kJ/mol}) E_{act,c}$
۱۷۰	$(\text{kA/m}^2) J_{ref,a}$
۴/۶	$(\text{kA/m}^2) J_{ref,c}$

محفظه احتراق) صرف نظر شده است.

همچنین معادلات موازنه جرم و انرژی برای الکترولیزر به صورت زیر

است:

۲-۲- تحلیل انرژی

با ادغام قانون اول و دوم ترمودینامیک، بیشترین قابلیت انجام کار ممکن و در دسترس یک سیستم، وقتی که آن سیستم به تعادل با محیط اطراف خود می‌رسد، انرژی نامیده می‌شود. سیستم بسته به نوع تعادلی که با محیط داشته باشد، می‌تواند دارای انرژی فیزیکی، جنبشی، پتانسیل و شیمیایی باشد. در شرایطی که سیستم در حالت سکون بوده و اختلاف ارتفاع ناچیزی با محیط داشته باشد و در غیاب اثرات مغناطیسی، الکتریکی و کششی باشد، از مقادیر انرژی جنبشی و پتانسیلی صرف نظر می‌گردد [۲۱].

به بیشترین قابلیت انجام کار وقتی که سیستم از یک حالت معین (دمای T و فشار P) به حالت مرده محدود (دمای T_0 و فشار P_0) می‌رسد، انرژی فیزیکی گفته می‌شود. همچنین، یک سیستم در حالت مرده محدود، بسته به پتانسیل نفوذ در هوای محیط در حالت مرجع و یا پتانسیل واکنش‌پذیری شیمیایی در حالت مرجع، دارای انرژی شیمیایی است. انرژی ویژه هر جریان از رابطه (۳۵) محاسبه می‌شود. شرایط مرجع در این پژوهش برابر ۲۵ درجه سلسیوس و ۱ اتمسفر در نظر گرفته شده است.

$$\dot{W}_{PEME} = \dot{W}_{TCO_2} \quad (30)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{H_2} + \dot{m}_{O_2} \quad (31)$$

میزان ثمردهی تولید هیدروژن نیز از رابطه (۳۲) محاسبه می‌شود:

$$H_2 \text{ Yield} = \dot{m}_{H_2} \cdot \nu_{H_2} \cdot 3600 \quad (32)$$

در معادله فوق، ν حجم ویژه هیدروژن بر مبنای m^3/kg است. فرضیات مهم مربوط به الکترولیزر از مرجع اتخاذ و در جدول ۴ آورده شده است:

۲-۱-۵- سایر فرضیات مهم

فرضیات زیر در تحلیل انرژی اجزای چرخه مورد استفاده قرار گرفته

است:

- تمامی اجزا به صورت حجم کنترل و در حالت تعادل و جریان پایا در نظر گرفته شده‌اند.
- از اتلاف حرارت و افت فشار در اجزا و لوله‌ها (به جز گازساز و

$$e = \overbrace{(h - h_0) - T_0(s - s_0)}^{e_{ph}} + e_{ch} \quad (33)$$

جدول ۵. فرضیات سایر اجزای چرخه در تحلیل انرژی

Table 5. Assumptions for energy analysis of other components

مرجع	مقدار	فرض
[۱۹]	T_{amb}	دمای هوای ورودی به چرخه در نقاط ۱ و ۹ (K)
[۲۰]	T_{amb}	دمای آب ورودی به چرخه در نقاط ۱۹ و ۲۳ (K)
[۱۹]	T_{amb}	دمای سوخت ورودی به چرخه (K)
[۱۹]	P_{amb}	فشار هوای ورودی به چرخه در نقاط ۱ و ۹ (kPa)
[۲۰]	P_{amb}	فشار آب ورودی به چرخه در نقاط ۱۹ و ۲۳ (kPa)
[۱۹]	P_{amb}	فشار سوخت ورودی به چرخه (kPa)
[۹]	۴۵۳/۱۵	دمای محصولات احتراق بعد از HX _۲ (K)
[۱۹]	P_{amb}	فشار محصولات احتراق بعد از HX _۲ (kPa)
[۹]	$r_{P,AirComp} = 1.0$	نسبت فشار مجموع کمپرسورهای هوا
[۲۱]	$\eta_{is,Tur} = 86$	بازده آیزنتروپیک توربین گاز و کمپرسورهای هوا (%)
[۲۱]	$\eta_{is,TCO_2} = 85$	بازده آیزنتروپیک توربین TCO _۲ (%)
[۲۰]	$\eta_{is,Pump} = 80$	بازده آیزنتروپیک پمپ (%)

$$\bar{e}_{ch,Biomass} = \left(\frac{1.044 + 0.016 \frac{M_H}{M_C}}{1 - 0.4124 \frac{M_O}{M_C}} - \frac{0.34493 \frac{M_O}{M_C} (1 + 0.0531 \frac{M_H}{M_C})}{1 - 0.4124 \frac{M_O}{M_C}} \right) \cdot \overline{LHV}_{Biomass} \quad (36)$$

در معادله (۳۸)، M_i کسر جرمی اجزای زیست‌توده (کربن، اکسیژن و هیدروژن) است.

به منظور تحلیل انرژی اجزای یک سیستم، مقدار و محل بازگشت‌ناپذیری‌ها و اتلافات در کل سیستم، معادله موازنه انرژی برای هر جز طبق معادله (۳۷) تعریف می‌شود [۲۲]:

$$\sum_i \dot{E}_{in} = \sum_i \dot{E}_{out} + \dot{E}_{Des} + \sum_i \dot{Q}_{Loss} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cv}} \right) \quad (37)$$

انرژی شیمیایی آب مایع، مخلوط گازهای ایده‌آل و زیست‌توده ورودی به گازساز در حالت مرجع برحسب کیلوژول بر کیلومول به ترتیب طبق معادلات (۳۴) الی (۳۶) محاسبه می‌شود [۹]:

$$\bar{e}_{ch,water} = \bar{R}T_0 \ln \left(\frac{P_g(T_0)}{X_v^0 \cdot P_0} \right) \quad (34)$$

در معادله فوق، $P_g(T_0)$ فشار اشباع آب در دمای مرجع و X_v^0 درصد مولی استاندارد بخار آب موجود در هوا در شرایط مرجع می‌باشد.

$$\bar{e}_{ch,gasmixture} = \sum_i X_i \bar{e}_{ch,i} + \bar{R}T_0 \sum_i X_i \ln(X_i) \quad (35)$$

که در این معادله، X_i درصد مولی اجزای مخلوط و $\bar{e}_{ch,i}$ انرژی شیمیایی استاندارد اجزای مخلوط (اعم از نفوذ و واکنش‌پذیری) بوده که برای تمامی مواد در مرجع [۲۲] بیان شده است.

جدول ۶. مقایسه نتایج مدل‌سازی فرآیند گازسازی چوب با درصد رطوبت ۱۴٪ و دمای ۱۱۰۰ کلوین با نتایج زایا و همکاران [۲۳]

Table 6. Comparison between the modeling results of this study and experimental results of Jayah et al. [23] for gasification of wood (14% moisture content and 1100 K)

نتایج تجربی [۲۳]	نتایج مدل کار حاضر	
۱۲/۵	۱۸/۶۶	H _p (%)
۱۸/۹	۱۹/۱۴	CO (%)
۸/۵	۱۱/۱۵	CO _p (%)
۱/۲	۰/۱۱	CH _f (%)
۵۹/۱	۵۰/۹۳	N ₂ (%)
۴/۱۶۵	۴/۴۷	ارزش حرارتی (MJ/Nm ^۳)
۲/۲۹	۲/۶	نسبت هوا به سوخت
۲/۶۸۴	۲/۹۴۵	ثمردهی گاز خشک (m ^۳ /kg)

۲-۳- روابط ارزیابی کل سیستم

بازده الکتریکی، ضریب بهره‌وری انرژی سیستم تولید دوگانه، بازده الکتریکی قانون دوم و بازده انرژی کل سیستم تولید دوگانه به ترتیب زیر تعریف می‌شوند [۲۲]:

$$\eta_{II, Sys} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_{P,PEME}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{10} + \dot{E}_{19}} \quad (41)$$

لازم به ذکر است کار خالص چرخه و انرژی محصول چرخه الکترولیزر غشا پروتونی به ترتیب طبق معادله (۴۲) و (۴۳) محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC1} - \dot{W}_{AC2} - \dot{W}_{Pump} \quad (42)$$

$$\dot{E}_{PEME} = \dot{E}_{21} + \dot{E}_{22} \quad (43)$$

$$\eta_{Elec, Sys} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{Biomass} LHV_{Biomass}} \quad (38)$$

$$EUF_{Sys} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{m}_{H_2} LHV_{H_2}}{\dot{m}_{Biomass} LHV_{Biomass}} \quad (39)$$

$$\eta_{II, Elec, Sys} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{10} + \dot{E}_{19}} \quad (40)$$

۳- نتایج و بحث

سیستم پیشنهادی در نرم‌افزار حلگر معادلات مهندسی از دیدگاه قانون اول و دوم مدل‌سازی و همه نتایج شامل جداول و نمودارها از طریق این نرم‌افزار بدست آمده است.

جدول ۷. مقایسه نتایج مدل‌سازی ترمودینامیکی چرخه توربین گازی در کار حاضر با نتایج خلجانی و همکاران [۲۴]

Table 7. Comparison between the results of this work and those of Khaljani et al. [24] for thermodynamic modeling of the gas turbine cycle

\dot{E}_{Ch} (MW)		\dot{E}_{Ph} (MW)		P (kPa)		T (K)		جریان	نقطه
[۲۴]	کار حاضر	[۲۴]	کار حاضر	[۲۴]	کار حاضر	[۲۴]	کار حاضر	[۲۴]	کار حاضر
.	.	.	.	۱۰۱/۳	۱۰۱/۳	۲۹۸/۱۵	۲۹۸/۲	هوا	۱
.	.	۲۸/۵۷۷	۲۸/۶۰۰	۱۰۱/۳	۱۰۱/۳	۶۰۳/۵	۶۰۳/۶	هوا	۲
.	.	۴۳/۵۴۰	۴۳/۵۴۵	۹۶۲/۴	۹۶۲/۴	۸۵۰	۸۵۰	هوا	۳
۰/۳۸۰۵	۰/۳۸۰۶	۱۰۵/۷۶۱	۱۰۵/۷۶۱	۹۱۴/۲	۹۱۴/۲	۱۵۲۰	۱۵۲۰	محصولات احتراق	۴
۰/۳۸۰۵	۰/۳۸۰۶	۴۱/۹۴۷	۴۱/۹۳۰	۱۱۵/۷	۱۱۵/۷	۱۰۱۶	۱۰۱۶	محصولات احتراق	۵
۰/۳۸۰۵	۰/۳۸۰۶	۲۴/۱۵۳	۲۴/۱۴۳	۱۱۲/۲	۱۱۲/۲	۷۸۹/۶	۷۸۹/۶	محصولات احتراق	۶
۸۷/۵۷۹	۸۷/۶۱۸	۰/۶۵۴	۰/۶۵۱	۱۲۰۰	۱۲۰۰	۲۹۸/۱۵	۲۹۸/۲	سوخت	۱۰

۳-۱- اعتبارسنجی مدل

بخش‌های گازسازی، چرخه توربین گازی، چرخه گذر بحرانی کربن دی اکسید و الکترولیزر غشاء پروتونی با مراجع [۱۱ و ۱۴ و ۲۳-۲۴] اعتبارسنجی شده و پس از تأیید صحت نتایج، روابط تأیید شده این قسمت‌ها به همراه فرضیات آن‌ها (با اندکی تغییر) در کار حاضر استفاده شده است. ژایا و همکاران [۲۳] گازسازی تجربی چوب با دمای ۱۱۰۰ کلون را در یک گازساز اتمسفریک پایین‌سو و با سیال واسط هوا انجام دادند. در کار اعتبارسنجی نیز مدل سازی گازسازی با همان سوخت و همان فرضیات انجام گرفته و نتایج حاصل با نتایج مراجع ذکر شده مقایسه شده‌اند:

چرخه توربین گازی حاضر با نتایج قانون اول و دوم چرخه توربین گازی مرجع [۲۴] اعتبارسنجی شده و نتایج آن در جدول ۷ ارائه شده است: الکترولیزر غشاء پروتونی در سیستم مورد نظر با نتایج مدل سازی الکترولیزر مرجع [۱۱] اعتبارسنجی شده و نتایج آن در جدول ۸ ارائه شده‌است: چرخه گذر بحرانی کربن دی اکسید در کار حاضر با نتایج قانون اول و دوم چرخه گذر بحرانی کربن دی اکسید مرجع [۱۴] اعتبارسنجی شده و نتایج

آن در شکل ۳ ارائه شده است:

طبق مقایسات ارائه شده، مشاهده می‌شود که نتایج کار حاضر، تطابق بسیار مناسبی با نتایج مراجع مربوط را دارند.

۳-۲- نتایج ترمودینامیکی کل سیستم

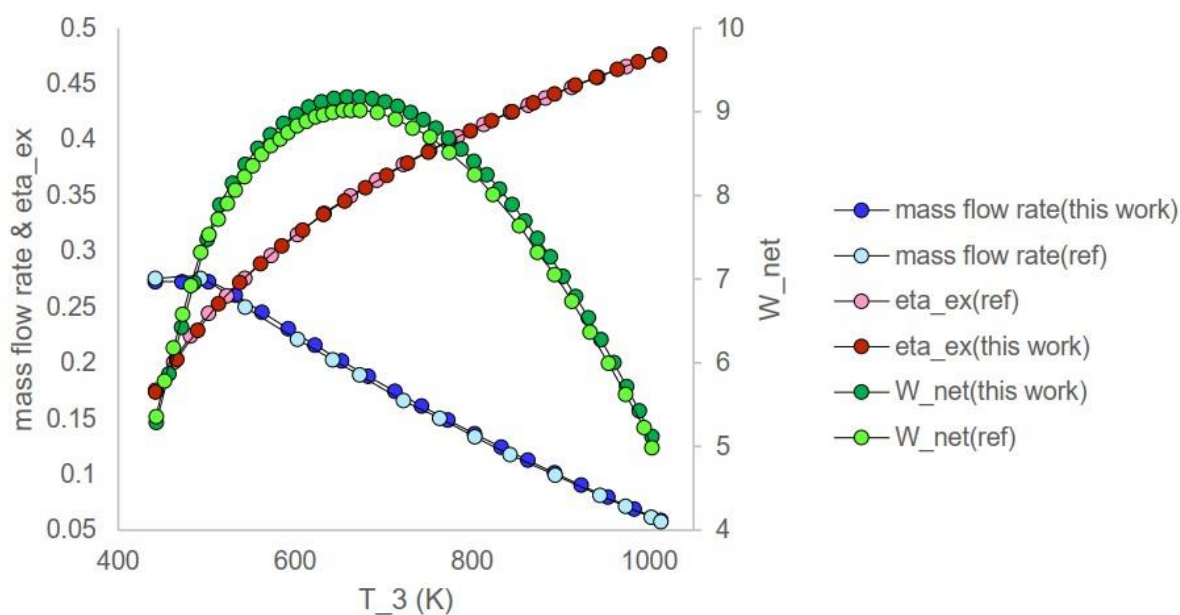
در این بخش، نتایج ترمودینامیکی کل سیستم با ظرفیت تولید توان ۳/۹۲ مگاوات در حال پایه طراحی در جداول ۹ الی ۱۱ و شکل ۴ ارائه شده است.

جدول ۱۱ نتایج عملکردی کل سیستم را در حالت پایه طراحی نمایش می‌دهد. طبق جدول زیر مشاهده می‌شود که گاز محصول در حالت خشک دارای ارزش حرارتی ۳۰۳۹ کیلوژول بر کیلوگرم بوده و راندمان گازساز نیز برابر ۶۸/۳۲ درصد است. همچنین میزان ثمردهی گاز خشک نیز برابر ۲/۸۰۸ مترمکعب بر کیلوگرم می‌باشد. این نتایج نشان می‌دهد که طبق مراجع موجود نتیجه خوبی برای گازسازی زباله‌های شهری حاصل شده است. طبق جدول زیر بازده قانون اول و دوم الکتریکی سیستم به ترتیب برابر ۲۴/۲۷ و ۲۰/۶۵ درصد بوده و ضریب بهره‌وری انرژی و بازده انرژی

جدول ۸. مقایسه نتایج مدل‌سازی الکترولیزر غشاء پروتونی در کار حاضر با نتایج فیلی و همکاران [۱۱]

Table 8. Comparison between the results of this work and those of Feili et al. [11] for modeling of proton exchange membrane electrolyzer

\dot{m} (kg/s)		h (kJ/kg)		P (kPa)		T (K)		جریان	
[۱۱]	کار حاضر	[۱۱]	کار حاضر	[۱۱]	کار حاضر	[۱۱]	کار حاضر	[۱۱]	کار حاضر
۰/۰۰۰۵۳۱۷	۰/۰۰۰۵۳۲۱	۱۰۴/۹۲	۱۰۴/۸	۱۰۱/۳۳	۱۰۱	۲۹۸/۱۵	۲۹۸/۲	۳۴	۱۹
۰/۰۰۰۵۳۱۷	۰/۰۰۰۵۳۲۱	۳۳۵/۰۶	۳۳۵	۱۰۱/۳۳	۱۰۱	۳۵۳/۱۵	۳۵۳/۲	۳۵	۲۰
۰/۰۰۰۰۵۹۵	۰/۰۰۰۰۵۹۵۵	۴۷۲۲/۶	۴۷۲۳	۱۰۱/۳۳	۱۰۱	۳۵۳/۱۵	۳۵۳/۲	۳۸	۲۱
۰/۰۰۰۰۴۷۲۲	۰/۰۰۰۰۴۷۲۶	۳۲۱/۸۵	۳۲۰/۴	۱۰۱/۳۳	۱۰۱	۳۵۳/۱۵	۳۵۳/۲	۳۹	۲۲



شکل ۳. مقایسه نتایج مدل‌سازی قانون اول و دوم چرخه گذر بحرانی کربن دی اکسید کار حاضر با نتایج شو و همکاران [۱۴]

Fig. 3. Comparison between the results of this work and those of Shu et al. [14] for the modeling of transcritical CO₂ power cycle from the first and the second laws of thermodynamics viewpoints

جدول ۹. نتایج موازنه جرم و انرژی برای نقاط سیستم

Table 9. The results of the mass and energy balance equations for each stream in the proposed system

$s(\text{kJ/kg.K})$	$h(\text{kJ/kg})$	$\dot{m}(\text{kg/s})$	$P(\text{kPa})$	$T(\text{K})$	سیال کاری	نقطه
۶/۸۸۵	۰/۰۳۹۱۵	۱۳/۱۸	۱۰/۱/۳	۲۹۸/۲	هوا	۱
۶/۹۳	۱۳۶/۱	۱۳/۱۸	۳۲۰/۴	۴۳۱/۹	هوا	۲
۶/۶۸۵	۴۲/۰۶	۱۳/۱۸	۳۲۰/۴	۳۳۹/۷	هوا	۳
۶/۷۳	۱۹۶/۹	۱۳/۱۸	۱۰/۱/۳	۴۹۰/۸	هوا	۴
۷/۷۶	-۵۶۹	۱۷/۰۵	۱۰/۱/۳	۱۱۰۰	محصولات احتراق	۵
۷/۸۷۹	-۱۰۴۹	۱۷/۰۵	۱۰/۱/۳	۶۹۴/۳	محصولات احتراق	۶
۷/۴۱۲	-۱۳۱۴	۱۷/۰۵	۱۰/۱/۳	۴۵۳/۲	محصولات احتراق	۷
۷/۳۶۷	-۱۳۳۳	۱۷/۰۵	۱۰/۱/۳	۴۳۴/۵	محصولات احتراق	۸
۶/۸۸۵	۰/۰۳۹۱۵	۲/۷۱۱	۱۰/۱/۳	۲۹۸/۲	هوا	۹
-	-۹۰۴۴	۱/۱۵۵	۱۰/۱/۳	۲۹۸/۲	زباله‌های شهری	۱۰
۸/۸۹۷	-۳۱۷۹	۳/۸۶۶	۱۰/۱/۳	۸۲۳/۲	گاز سنتز	۱۱
-۱/۳۹۵	-۲۰۲/۲	۱۸/۱۴	۷۲۱۴	۳۰۳/۲	کربن دی اکسید	۱۲
-۱/۳۸۱	-۱۷۸/۵	۱۸/۱۴	۲۰۰۰۰	۳۳۴/۷	کربن دی اکسید	۱۳
-۱/۱۸۵	-۱۱۰/۱	۱۸/۱۴	۲۰۰۰۰	۳۶۱/۱	کربن دی اکسید	۱۴
-۰/۷۰۶۶	۸۴/۳۶	۱۸/۱۴	۲۰۰۰۰	۴۶۸/۴	کربن دی اکسید	۱۵
-۰/۲۶۱۶	۳۳۲/۹	۱۸/۱۴	۲۰۰۰۰	۶۶۴/۳	کربن دی اکسید	۱۶
-۰/۲۳۰۷	۲۳۵/۷	۱۸/۱۴	۷۲۱۴	۵۶۲/۴	کربن دی اکسید	۱۷
-۰/۶۴۳۸	۴۱/۲۵	۱۸/۱۴	۷۲۱۴	۳۹۱/۱	کربن دی اکسید	۱۸
۰/۳۶۶۹	۱۰۴/۸	۰/۱۲۴۵	۱۰/۱/۳	۲۹۸/۲	آب	۱۹
۷/۷۲	۲۸۲۵	۰/۱۲۴۵	۱۰/۱/۳	۴۴۸/۲	آب	۲۰
۵۹/۲۶	۶۰۹۸	۰/۰۱۳۹۳	۱۰/۱/۳	۴۴۸/۲	هیدروژن	۲۱
۰/۳۸۰۵	۱۴۰/۲	۰/۱۱۰۵	۱۰/۱/۳	۴۴۸/۲	اکسیژن	۲۲
۰/۳۶۶۹	۱۰۴/۸	۰/۰۱۵۵۹	۱۰/۱/۳	۲۹۸/۲	آب	۲۳
۷/۴۲۴	۲۷۰۲	۰/۰۱۵۵۹	۱۰/۱/۳	۳۸۶/۱	آب	۲۴

جدول ۱۰. نتایج موازنه انرژی برای نقاط سیستم

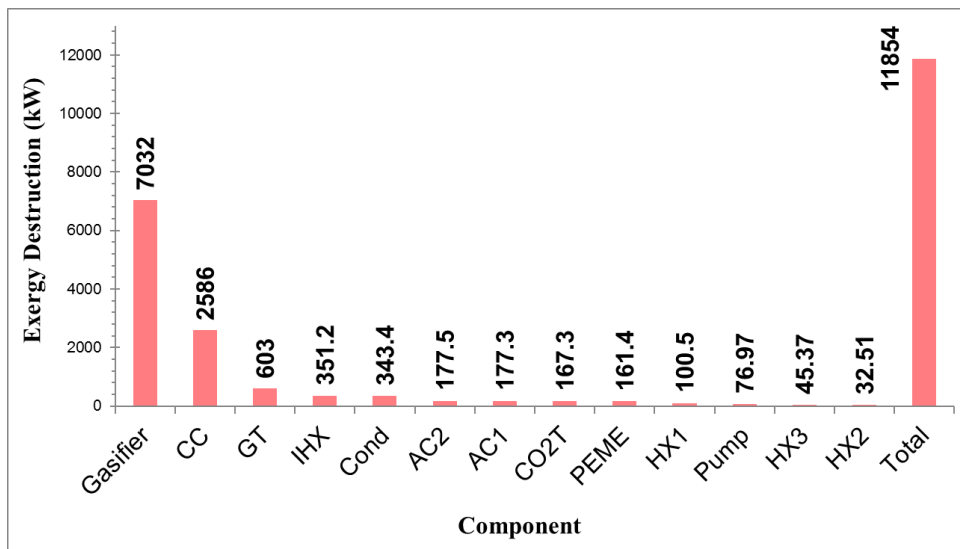
Table 10. The results of the exergy balance equations for each stream in the proposed system

\dot{E} (kW)	e_{Ch} (kJ/kg)	e_{Ph} (kJ/kg)	سیال کاری	نقطه
۵۸/۷۲	۴/۴۵۴	۰	هوا	۱
۱۶۷۶	۴/۴۵۴	۱۲۲/۶	هوا	۲
۱۳۹۸	۴/۴۵۴	۱۰/۱/۶	هوا	۳
۳۲۶۳	۴/۴۵۴	۲۴۳	هوا	۴
۱۱۹۶۶	۳۰/۲۶	۶۷۱/۵	محصولات احتراق	۵
۳۱۷۷	۳۰/۲۶	۱۵۶/۱	محصولات احتراق	۶
۱۰۴۲	۳۰/۲۶	۳۰/۸۳	محصولات احتراق	۷
۹۳۰/۷	۳۰/۲۶	۲۴/۳۲	محصولات احتراق	۸
۱۲/۰/۷	۴/۴۵۴	۰	هوا	۹
۱۸۹۰/۸	۱۶۳۷/۱	۰	زباله‌های شهری	۱۰
۱۱۴۵۰	۳۲۲/۱	۲۹۴/۱	گاز سنتز	۱۱
۹۷۲۸	۳۲۲/۱	۲۱۴/۱	کربن دی اکسید	۱۲
۱۰۰۸۲	۳۲۲/۱	۲۳۳/۶	کربن دی اکسید	۱۳
۱۰۲۵۹	۳۲۲/۱	۲۴۳/۴	کربن دی اکسید	۱۴
۱۱۲۰/۱	۳۲۲/۱	۲۹۵/۳	کربن دی اکسید	۱۵
۱۳۳۰/۴	۳۲۲/۱	۴۱۱/۲	کربن دی اکسید	۱۶
۱۱۳۷۲	۳۲۲/۱	۳۰۴/۸	کربن دی اکسید	۱۷
۱۰۰۷۹	۳۲۲/۱	۲۳۳/۵	کربن دی اکسید	۱۸
۰/۳۱۰/۹	۲/۴۹۸	۰	آب	۱۹
۶۶/۰/۵	۲/۴۹۸	۵۲۸/۲	آب	۲۰
۱۶۵۲	۱۱۸۲۰/۰	۴۱۲/۲	هیدروژن	۲۱
۱۶/۶	۱۲۳/۵	۲۶/۷۵	اکسیژن	۲۲
۰/۰۳۸۹۴	۲/۴۹۸	۰	آب	۲۳
۷/۷۲۸	۲/۴۹۸	۴۹۳/۲	آب	۲۴

جدول ۱۱. نتایج ارزیابی کل سیستم

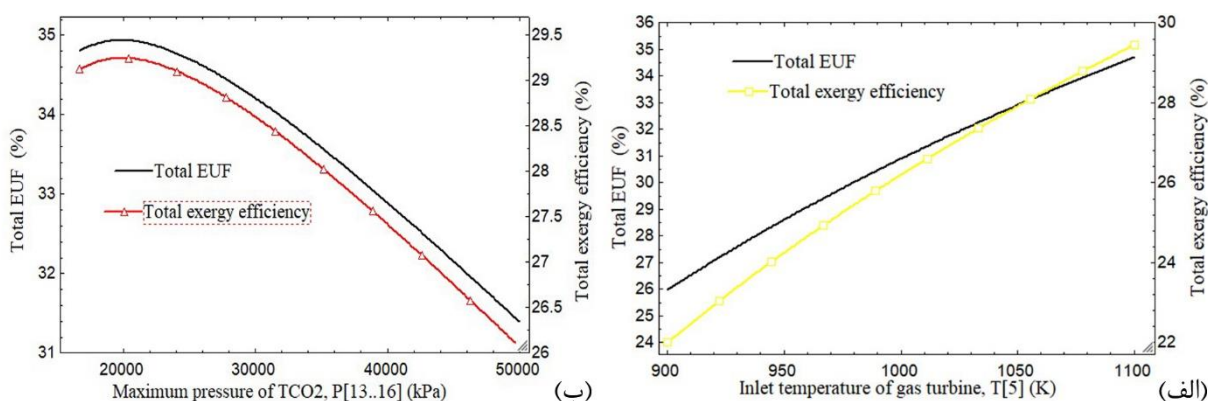
Table 11. The results of the overall system evaluation

ارزیابی فصلی کل سیستم	
گازساز	
۳۰۳۹ kJ/kg	ارزش حرارتی پایین گاز سنتز خشک ($LHV_{DrySynGas}$)
۶۸/۳۲ %	بازده گاز سرد ($\eta_{ColdGas}$)
۲۱۸۰۸ Nm ^۳ /kg	ثمردهی گاز خشک ($DryGasYield$)
کل سیستم	
۳/۹۲ MW	ظرفیت الکتریکی (\dot{W}_{net})
۲۴/۲۷ %	بازده الکتریکی ($\eta_{Elec, Sys}$)
۲۰/۶۵ %	بازده انرژی الکتریکی ($\eta_{II, Elec, Sys}$)
۶۰۸۱۸ Nm ^۳ /h	میزان بهره‌وری تولید هیدروژن (H_{Yield})
۱/۱۵۵ kg/s	دبی جرمی سوخت زباله (\dot{m}_{MSW})
۳۴/۷۱ %	ضریب بهره‌وری انرژی ($EUFSys$)
۲۹/۴۴ %	بازده انرژی کل سیستم ($\eta_{II, Sys}$)
۳۴/۴۳ %	ضریب بهره‌وری انرژی بدون مبدل حرارتی ۱ ($EUFSys$)
۲۹/۱۸ %	بازده انرژی کل سیستم بدون مبدل حرارتی ۱ ($\eta_{II, Sys}$)



شکل ۴. نابودی انرژی اجزای سیستم

Fig. 4. The exergy destruction rate within the system components



شکل ۵. تأثیر الف) دمای گازهای ورودی به توربین گاز و ب) فشار بیشینه چرخه گذر بحرانی کربن دی اکسید بر ضریب بهره‌وری انرژی و بازده انرژی کل سیستم

Fig. 5. (a) The effects of the inlet temperature of the gas turbine on EUF and exergy efficiency, (b) The effects of the maximum pressure of CO2 cycle on EUF and exergy efficiency

۳-۳- مطالعه پارامتری سیستم

در این بخش با مطالعه تأثیر پارامترهای مختلف از جمله دمای گازهای ورودی به توربین و فشار حداکثری چرخه گذر بحرانی کربن دی اکسید بر روی عملکرد سیستم به نتایج مهمی می‌توان دست یافت. شکل ۵ تأثیر این دو متغیر را بر روی عملکرد قانون اول و دوم کل سیستم نمایش می‌دهد. طبق شکل ۵-الف، با افزایش دمای گازهای احتراقی، دمای این گازها در خروجی توربین نیز بالاتر رفته و ظرفیت مبدل‌های حرارتی ۲ و ۳ و به تبع آن ظرفیت چرخه گذر بحرانی کربن دی اکسید و الکترولیزر افزایش می‌یابد و این امر موجب افزایش ضریب بهره‌وری انرژی و راندمان انرژی کل سیستم می‌شود.

در شکل ۵-ب، نشان داده شده‌است که تغییرات بازده انرژی همانند تغییرات ضریب بهره‌وری انرژی است. مشاهده می‌شود که با افزایش فشار حداکثری چرخه کربن دی‌اکسید، بازده انرژی سیستم افزایش می‌یابد. این روند با بیشتر شدن فشار ماکزیمم میل به کاهش دارد. افزایش فشار ماکزیمم، باعث افزایش توان مصرفی پمپ و توان تولیدی توربین و همچنین افزایش اختلاف توان آن‌ها می‌شود. از طرفی افزایش کار تولیدی توربین گاز باعث کاهش آنتالپی کربن دی‌اکسید خروجی از آن و کاهش ظرفیت مبدل‌های ۱، ۲ و ۳ می‌شود. بنابراین تأثیر این پارامتر بر روی عملکرد سیستم یک نقطه بهینه دارد که حدوداً برابر ۲۰۰۰۰ کیلوپاسکال می‌باشد.

کل سیستم به ترتیب برابر ۳۴/۷۱ و ۲۹/۴۴ درصد می‌باشد. علت پایین بودن راندمان‌های انرژی، میزان قابل توجه نابودی انرژی در گازساز، محفظه احتراق و مبادله‌کن‌های حرارتی است که این مقادیر از دیدگاه انرژی برای گازساز و محفظه احتراق بسیار ناچیز و برای مبادله‌کن‌ها صفر است. همچنین این سیستم قادر به تولید ۶۰۸/۸ متر مکعب بر ساعت سوخت هیدروژن است که برای سیستمی با توان الکتریکی ۳/۹۲ مگاوات ظرفیت قابل قبولی است. با توجه به اینکه یکی از نوآوری‌های کار حاضر وجود مبدل حرارتی ۱ به عنوان خنک‌کن میانی کمپرسورها و پیش‌گرمکن دی اکسید کربن می‌باشد، در مدلسازی سیستم این تجهیز حذف گردید تا تأثیر آن بر نتایج اصلی مشخص شود. همانطور که در جدول ۱۱ گزارش شده‌است، سیستمی که دارای مبدل حرارتی ۱ می‌باشد بطور نسبی دارای ۰/۸۱ درصد ضریب بهره‌وری انرژی بیشتر و ۰/۸۹ درصد بازده انرژی بیشتر می‌باشد.

نتایج مربوط به تحلیل انرژی تک تک اجزای سیستم طبق شکل ۴ ارائه شده است. مشاهده می‌شود که میزان نابودی انرژی کل سیستم برابر ۱۱۸۵۴ کیلووات است. در شکل ۴ محفظه احتراق و گازساز بیشترین میزان نابودی انرژی را به خود اختصاص داده‌اند. علت این امر، واکنش‌های شیمیایی زیاد در محفظه احتراق و گازساز می‌باشد.

۴- نتیجه گیری

در کار حاضر، یک سیستم تولید همزمان دوگانه توان و هیدروژن با طرحی نوین، ساده و در عین حال کاربردی ارائه شده است که شامل چرخه توربین گازی، گازساز، چرخه گذربحرانی کربن دی اکسید و الکترولیزر غشاء پروتونی است. سیستم طراحی شده در کنار تولید توان از بیشترین ظرفیت ممکن خود استفاده کرده و گاز پاک هیدروژن را نیز برای مصرف کننده تأمین می‌کند.

در حالت پایه سیستم به ترتیب دارای ظرفیت الکتریکی ۳/۹۲ مگاوات بوده و توانایی تولید گاز هیدروژن به میزان ۶۰۸/۸ مترمکعب در ساعت را داراست. میزان سوخت مصرفی چرخه ۱/۱۵۵ کیلوگرم بر ثانیه است. ضریب بهره‌وری انرژی و بازده انرژی سیستم به ترتیب ۳۴/۷۱٪ و ۲۹/۴۴٪ است. میزان نابودی انرژی کل سیستم برابر ۱۱۸۵۴ کیلووات است. همچنین محفظه احتراق و گازساز بیشترین میزان نابودی انرژی را به خود اختصاص داده‌اند. علت این امر، رخ دادن واکنش‌های شیمیایی زیاد در محفظه احتراق و گازساز می‌باشد.

در جمع‌بندی کار حاضر می‌توان گفت که با طراحی این سیستم تولید دوگانه، در واقع با مصرف زیست توده چرخه تولید هیدروژن به عنوان سوخت پاک راه اندازی شده است. نقاط قوت این سیستم سادگی در طراحی، مصرف زیاده‌های شهری به عنوان سوخت اصلی و همچنین ثمردهی خوب گاز هیدروژن است. نقاط ضعف این سیستم نیز از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار داده شده تا سایر پژوهشگران مطالعات جدیدی روی آن‌ها انجام دهند. همچنین در کارهای آتی می‌توان عملکرد اقتصادی و محیط زیستی سیستم حاضر را مورد بررسی قرار داد و نوع چرخه را از دیدگاه تولید کربن دی اکسید مطالعه کرد.

بطور کلی برای راه‌اندازی و ساخت چنین سیستم ترکیبی باید مبدل‌های حرارتی آن یک مقدار اختلاف دمای نهایی داشته باشند تا طراحی مبدل‌ها با مشکل مواجه نشود. همچنین لازم است دمای ورودی توربین از ۱۵۲۰ کلین تجاوز نکنند. به علاوه باید دمای گازهای احتراقی در موقع اتلاف به محیط حداقل ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد باشد تا از تشکیل نقطه شبنم و خوردگی لوله‌ها جلوگیری شود.

۵- فهرست علائم

a	ضریب مولی اجزای گاز محصول گازسازی
e	انرژی ویژه جرمی
\bar{e}	انرژی ویژه مولی
\dot{E}	نرخ انرژی
E	انرژی الکتریکی الکترولیزر غشاء پروتونی
F	ثابت فارادی
\bar{G}	انرژی گیس ویژه مولی
h	آنتالپی ویژه جرمی
\bar{h}	آنتالپی ویژه مولی
J	چگالی جریان
K	ثابت تعادل
m	نسبت مولی هوا به بیومس
M	جرم مولی
\dot{m}	نرخ جرمی
\dot{n} / \dot{N}	نرخ مولی
P	فشار
Q	گرمای واکنش
\dot{Q}	نرخ حرارت
\bar{R}	ثابت جهانی گازها
r	نسبت فشار
s	آنتروپی ویژه
\bar{s}	آنتروپی ویژه مولی
	حروف یونانی
Δ	اختلاف
η	بازده
λ	نسبت مولی سوخت به هوا در احتراق
T	دما
V	پتانسیل الکتریکی
w	درصد مولی رطوبت
\dot{W}	توان تولیدی
X	درصد مولی
v	حجم ویژه
Σ	مجموع
T	دما
	مخفف‌ها
AC	کمپرسور هوا
AF	نسبت جرمی هوا به سوخت
CC	محفظه احتراق
COND	کندانسور
ER	نسبت هم‌ارزی

design and theory, Academic press, 2010.

- [4] F.A. Al-Sulaiman, F. Hamdullahpur, I. Dincer, Performance comparison of three trigeneration systems using organic rankine cycles, *Energy*, 36(9) (2011) 5741-5754.
- [5] F. Khalid, I. Dincer, M.A. Rosen, Energy and exergy analyses of a solar-biomass integrated cycle for multigeneration, *Solar Energy*, 112 (2015) 290-299.
- [6] G. Liao, L. Liu, F. Zhang, E. Jiaqiang, J. Chen, 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.
- [7] L. Zhao, H. Wang, S. Qing, H. Liu, Characteristics of gaseous product from municipal solid waste gasification with hot blast furnace slag, *Journal of Natural Gas Chemistry*, 19(4) (2010) 403-408.
- [8] F. Samimi, T. Marzoughi, M.R. Rahimpour, Energy and exergy analysis and optimization of biomass gasification process for hydrogen production (based on air, steam and air/steam gasifying agents), *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(58) (2020) 33185-33197.
- [9] N. Asgari, R.K. Saray, S. Mirmasoumi, Energy and exergy analyses of a novel seasonal CCHP system driven by a gas turbine integrated with a biomass gasification unit and a LiBr-water absorption chiller, *Energy Conversion and Management*, 220 (2020) 113096.
- [10] D. Fiaschi, R. Carta, CO₂ abatement by co-firing of natural gas and biomass-derived gas in a gas turbine, *Energy*, 32(4) (2007) 549-567.
- [11] M. Feili, H. Rostamzadeh, T. Parikhani, H. Ghaebi, Hydrogen extraction from a new integrated trigeneration system working with zeotropic mixture, using waste heat of a marine diesel engine, *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(41) (2020) 21969-21994.
- [12] H. Ghiasirad, H. Rostamzadeh, S. Nasri, Design and Evaluation of a New Solar Tower-Based Multi-generation System: Part II, Exergy and Exergoeconomic Modeling, in: *Integration of Clean and Sustainable*

<i>EUF</i>	ضرب بهره‌وری انرژی	
<i>GT</i>	توربین گاز	
<i>HX</i>	مبدل حرارتی	
<i>IHX</i>	مبدل حرارتی میانی	
LHV / \overline{LHV}	ارزش حرارتی پایین	
<i>MC</i>	درصد جرمی رطوبت	
<i>MSW</i>	زباله‌های جامد شهری	
<i>RC</i>	چرخه رانکین	
<i>TCO_p</i>	کربن‌دی‌اکسید گذریجرانی	
<i>c</i>	کاتد	شرایط استاندارد
<i>CV</i>	حجم کنترل	<i>I</i> انرژی
<i>ch</i>	شیمیایی	<i>II</i> انرژی
<i>Comp</i>	کمپرسور	<i>a</i> آند
<i>Des</i>	نابودی	<i>act</i> فعال سازی
<i>e / out</i>	خروجی	<i>AC</i> ۱ کمپرسور هوای ۱
<i>eff</i>	ضرب تأثیر	<i>AC</i> ۲ کمپرسور هوای ۲
<i>Elec</i>	الکتریکی	<i>Exh.Gas</i> گازهای احتراقی
<i>net</i>	خالص	<i>f</i> تشکیل
<i>P</i>	محصول	<i>F</i> سوخت
<i>ph</i>	فیزیکی	<i>g</i> بخار اشباع
<i>ref</i>	مرجع	<i>i / in</i> ورودی
<i>sto</i>	استوکیومتری	<i>is</i> آیزنتروپیک
<i>Syngas</i>	گاز سنتز	<i>L</i> هدررفته
<i>Sys</i>	سیستم	<i>Loss</i> هدررفته
<i>Tur</i>	توربین	

منابع

- [1] H. Ghiasirad, N. Asgari, R. Khoshbakhti Saray, S. Mirmasoumi, Geothermal-based freshwater production by humidification-dehumidification and evaporating desalination units integrated with a CCHP system: Energy and exergy analysis, *International Conference on Desalination and Water Purification (ICDWP)*, 2021.
- [2] H. Ghiasirad, N. Asgari, R.K. Saray, S. Mirmasoumi, Thermoeconomic assessment of a geothermal based combined cooling, heating, and power system, integrated with a humidification-dehumidification desalination unit and an absorption heat transformer, *Energy Conversion and Management*, 235 (2021) 113969.
- [3] P. Basu, Biomass gasification and pyrolysis: practical

- gasification in a dual circulating fluidized-bed, *Energy Conversion and Management*, 54(1) (2012) 100-112.
- [19] H. Ghiasirad, R.K. Saray, B. Abdi, K. Bahlouli, *Energy, exergy, and exergo-economic analyses of Urmia sugar factory: a case study of Iran*, International Chemical Engineering Congress and Exhibition (ICHEC), 2020.
- [20] H. Rostamzadeh, H. Ghiasirad, M. Amidpour, Y. Amidpour, Performance enhancement of a conventional multi-effect desalination (MED) system by heat pump cycles, *Desalination*, 477 (2020) 114261.
- [21] H. Ghiasirad, H. Rostamzadeh, S. Nasri, Design and Evaluation of a New Solar Tower-Based Multi-generation System: Part I, Thermal Modeling, in: *Integration of Clean and Sustainable Energy Resources and Storage in Multi-Generation Systems*, Springer, 2020, pp. 83-102.
- [22] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M.J. Moran, *Thermal design and optimization*, John Wiley & Sons, 1995.
- [23] T. Jayah, L. Aye, R.J. Fuller, D. Stewart, Computer simulation of a downdraft wood gasifier for tea drying, *Biomass and bioenergy*, 25(4) (2003) 459-469.
- [24] M. Khaljani, R.K. Saray, K. Bahlouli, Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine cycle, *Energy Conversion and Management*, 97 (2015) 154-165.
- Energy Resources and Storage in Multi-Generation Systems, Springer, 2020, pp. 103-120.
- [13] H. Chen, D.Y. Goswami, M.M. Rahman, E.K. Stefanakos, Energetic and exergetic analysis of CO₂-and R32-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat conversion, *Applied Energy*, 88(8) (2011) 2802-2808.
- [14] G. Shu, L. Shi, H. Tian, S. Deng, X. Li, L. Chang, Configurations selection maps of CO₂-based transcritical Rankine cycle (CTRC) for thermal energy management of engine waste heat, *Applied Energy*, 186 (2017) 423-435.
- [15] A. Naseri, M. Bidi, M.H. Ahmadi, R. Saidur, Exergy analysis of a hydrogen and water production process by a solar-driven transcritical CO₂ power cycle with Stirling engine, *Journal of cleaner production*, 158 (2017) 165-181.
- [16] U. Lee, J. Chung, H.A. Ingley, High-temperature steam gasification of municipal solid waste, rubber, plastic and wood, *Energy & Fuels*, 28(7) (2014) 4573-4587.
- [17] R.E. Sonntag, C. Borgnakke, G.J. Van Wylen, S. Van Wyk, *Fundamentals of thermodynamics*, Wiley New York, 1998.
- [18] T.D. Nguyen, S.I. Ngo, Y.-I. Lim, J.W. Lee, U.-D. Lee, B.-H. Song, Three-stage steady-state model for biomass

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

A. Farajollahi, S. A. Hejazirad, H. Gazori, M. Rostami, *Energy Analysis and Exergy of the System of Simultaneous Production of Power and Hydrogen with the Excitatory Gasification of Municipal Solid Waste*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 53(11) (2022) 5529-5550.

DOI: 10.22060/mej.2021.19446.7029



