



Semnan University

# Journal of Modeling in Engineering

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

ISSN: 2783-2538



Type of Article (e.g. Research Article)

## Cogeneration system based on combined Brayton and inverse Brayton cycle based on biogas fuel

Hadi Ghaebi<sup>a,\*</sup>, Asgar Minaei<sup>b</sup>, Maryam hasanzadeh<sup>c</sup>

<sup>a</sup> Department of Mechanical Engineering, University of mohaghegh ardabili, Ardabil, Iran (Professor)

<sup>b</sup> Department of Mechanical Engineering, University of mohaghegh ardabili, Ardabil, Iran (Associate Professor)

<sup>c</sup> Department of Mechanical Engineering, University of mohaghegh ardabili, Ardabil, Iran (PhD student)

### PAPER INFO

#### Paper history:

Received: 2022-03-13

Revised: 2022-05-12

Accepted: 2022-10-19

#### Keywords:

Brayton and Inverse Brayton cycle;  
Stirling engine;  
multi-effect desalination;

### ABSTRACT

In recent years, due to the increasing demand for electrical energy and the lack of fossil fuels, as well as environmental restrictions, the demand for high-efficiency energy systems has risen. For this reason, there is a growing tendency to use combined cycle and cogeneration. In the current research, Brayton and reverse Brayton units have been employed as stimuli in the cogeneration system. In this study, a system for the simultaneous production of power and fresh water, operating on biogas fuel, is presented. The performance of the combined system has been evaluated in terms of the first and second laws of thermodynamics. Additionally, to examine the system's behavior with varying input parameters, a parametric study has been conducted. According to the obtained results, the presented system has the ability to produce 1031kW of power and 0.8498kg/s of fresh water. The energy and exergy efficiency of this system are calculated as 35.65% and 36.21%, respectively.

DOI: <https://doi.org/>

© 2024 Published by Semnan University Press.

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

\* Hadi ghaebi

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

نوع مقاله (مقاله پژوهشی)

## سیستم تولید همزمان مبتنی بر سیکل ترکیبی برایتون و برایتون معکوس بر پایه سوخت بیوگاز

هادی غائبی<sup>۱\*</sup>، عسگر مینایی<sup>۲</sup>، مریم حسن‌زاده<sup>۳</sup>

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۳۹۵/۰۳/۲۰	طی سال‌های اخیر به دلیل افزایش روز افزون تقاضای انرژی الکتریکی و کمبود سوخت‌های فسیلی و نیز در پی محدودیت‌های زیست محیطی، تقاضا برای سیستم‌های انرژی با راندمان بالا افزایش یافته است. به همین دلیل، تمایل به استفاده از سیکل ترکیبی و تولید همزمان در حال افزایش است. در تحقیق حاضر، از واحد برایتون و برایتون معکوس به عنوان محرک در سیستم تولید همزمان استفاده شده است. در این مطالعه یک سیستم تولید همزمان توان و آب شیرین که بر پایه سوخت بیوگاز کار می‌کند، ارائه شده است. عملکرد سیستم ترکیبی از نظر قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد ارزیابی قرار گرفته است. همچنین به منظور بررسی رفتار سیستم با پارامترهای ورودی، مطالعه پارامتریک انجام شده است. طبق نتایج به دست آمده، سیستم ارائه شده توانایی تولید $1031 \text{ kW}$ توان و $0.18498 \text{ kg/s}$ آب شیرین را دارد. بازده انرژی و انرژی این سیستم به ترتیب $35/65\%$ و $36/21\%$ محاسبه شده است.
بازنگری مقاله: ۱۳۹۵/۰۶/۲۰	
پذیرش مقاله: ۱۳۹۵/۰۷/۱۵	
<b>واژگان کلیدی:</b> چرخه برایتون و برایتون معکوس، آب شیرین کن تقطیر چند مرحله‌ای، موتور استرلینگ	

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

۱. استاد گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، ایران

۲. دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، ایران

۳. دانشجوی دکترای مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، ایران

## ۱- مقدمه

در دهه‌های اخیر، رشد روزافزون تقاضای انرژی و بحران افزایش انتشار گازهای گلخانه‌ای، ضرورت بهبود راندمان حرارتی یک نیروگاه حرارتی را به دنبال دارد [۱]. در این راستا، ملاحظات اقتصادی و زیست‌محیطی این امکان را فراهم می‌آورد که با انتخاب سیستم‌های انرژی بهینه و سازگار با محیط‌زیست، کل هزینه و همچنین انتشار دی‌اکسید کربن در جو را کاهش دهد. تقاضا برای تولید برق به دلیل نقش مهمی که الکتریسیته در سیستم‌های تولید چندانگانه دارد، در حال افزایش است [۲]. سوخت بیوگاز که عمدتاً شامل متان و کربن دی‌اکسید می‌باشد، در فاضلاب‌ها و محل‌های دفن زباله تولید می‌شود. این سوخت ایده مناسبی برای جایگزین کردن سوخت‌های فسیلی می‌باشد. ارزش حرارتی سوخت بیوگاز نسبت به سوخت فسیلی پایین‌تر است. به همین دلیل جز منابع دما پایین با کیفیت طبقه‌بندی می‌شود. از طرفی استفاده از منابع گرمایی دما پایین، یکی از راه‌های تولید انرژی ارزان قیمت می‌باشد. فراوانی متان در یک منبع انرژی تجدیدپذیر، بیوگاز را به سوختی مناسب برای تولید انرژی تبدیل می‌کند [۳].

نیکی و همکاران [۴] در مطالعه‌ای که انجام دادند، به این نتیجه رسیدند که اگر از مخلوط بیوگاز و گاز طبیعی استفاده کنند، انتشار کربن دی‌اکسید کاهش قابل توجهی خواهد داشت. حسن برزگر اول و همکاران [۵] تأثیر ترکیب‌های مختلف سوخت بر عملکرد اقتصادی سیستم تولید توان مبتنی بر سوخت بیوگاز را مطالعه کردند و به این نتیجه رسیدند که در استفاده از سوخت بیوگاز میزان دی‌اکسید کربن را افزایش می‌دهد، درحالی‌که هزینه سرمایه‌گذاری کاهش می‌یابد. از سوی دیگر، به دلیل اینکه گرمای اتلافی ۲۳ تا ۵۳ درصد انرژی ورودی جهان را تشکیل می‌دهد، تامین انرژی از طریق بازیافت و استفاده از گرمای هدر رفته با بکارگیری فرآیندهای متعدد می‌تواند ابزار موثری باشد [۶].

اکثر سیستم‌های بازیابی گرمای اتلافی برای این منظور گسترش یافته‌اند. به منظور بازیابی حرارت اتلافی یک توربین گاز (GT) یا یک چرخه توربین بخار (ST) با خروجی دما بالا، می‌توان از یک زیر سیستم بخار استفاده کرد. محققان زیادی در دهه‌های گذشته برای بهبود بازده حرارتی چرخه توربین گاز تلاش‌های زیادی انجام داده‌اند. مهندسان به علت دمای بالای گازهای خروجی از یک توربین گاز، علاقه زیادی به استفاده از یک سیستم بازیابی حرارت در خروجی توربین گاز

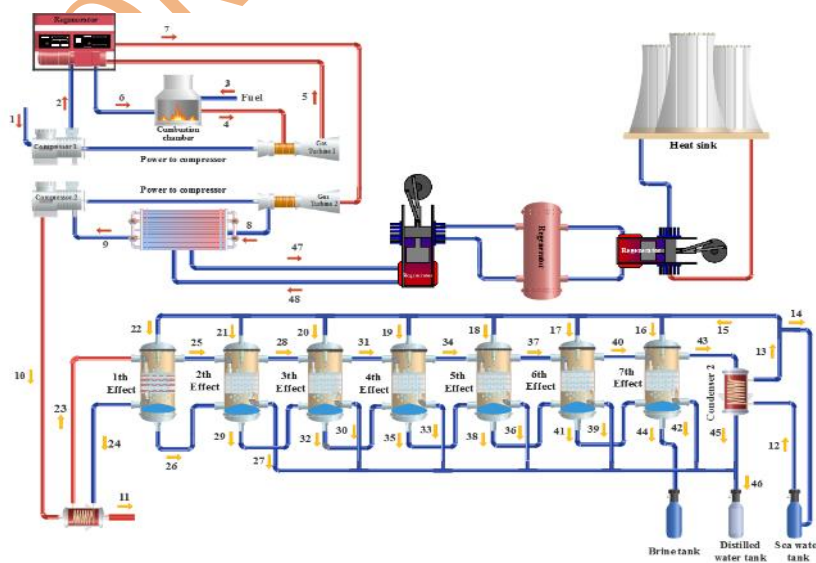
دارند. به منظور بازیابی گرمای اتلافی گازهای خروجی توربین گاز، از یک رزرناتور استفاده می‌شود. به این مدل چرخه توربین گاز، چرخه برایتون مجهز به احیا کننده (RB) گفته می‌شود [۷]. اخیراً محققان به استفاده از چرخه برایتون معکوس علاقه بسیاری نشان داده‌اند. مزایای یک چرخه برایتون معکوس نسبت به سایر چرخه‌های ترمودینامیکی نظیر چرخه رانکین و چرخه کالینا، سادگی چرخه و همچنین در دسترس بودن اجزای تشکیل دهنده آن است [۸، ۹]. یک چرخه برایتون معکوس معمولی، فشاری معکوس، پایین‌تر از فشار اتمسفر را بر روی سیال عامل هوا اعمال می‌کند و فشار هوا را تا زیر فشار اتمسفر افزایش می‌دهد که ویژگی ایده‌آلی برای چرخه‌های تولید دوگانه است [۱۰-۱۲]. در ادامه با توجه به مطالب بیان شده در مورد اهمیت بازیابی گرمای اتلافی چرخه برایتون و برایتون معکوس، به بررسی برخی از مطالعات انجام شده در این زمینه پرداخته شده است. ژانگ و همکاران [۱۳] در سال ۲۰۱۶ سیکل برایتون و برایتون معکوس همراه با بازیاب را از منظر قانون دوم ترمودینامیک و انرژی تحلیل کردند و تأثیر پارامترهای ترمودینامیک بر بازده انرژی را مورد بررسی قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که بیشترین میزان تخریب انرژی در محفظه احتراق رخ می‌دهد. به منظور بازیابی حرارت گازهای خروجی یک موتور نوروبوشارژ بنزینی، یک سیستم برایتون معکوس توسط چن و همکاران [۹] پیشنهاد شد. طبق این تحقیق در نسبت فشار بهینه توربین، ۳/۱۵ درصد کاهش مصرف سوخت گزارش شد. کندی و همکاران [۱۱، ۱۴] روی سیستم‌های چرخه برایتون معکوس به منظور بازیابی گرمای اتلافی موتور احتراق داخلی کارهای تجربی و عددی انجام دادند. نویسندگان به این نتیجه رسیدند که مهم‌ترین پارامترهایی که بر عملکرد سیستم تأثیر گذارند، دمای ورودی توربین، افت فشار مبدل حرارتی و دمای سیال خنک کننده است. در این مطالعه، به منظور بازیابی گرمای اتلافی سیکل برایتون و برایتون معکوس، از موتور استرلینگ که فناوری قابل اطمینان با نگهداری آسان است، استفاده شده است. برای بررسی عملکرد سیستم پیشنهادی تجزیه و تحلیل دقیق انرژی و انرژی در محیط نرم افزار ESS انجام شده است و در نهایت مطالعه پارامتری به منظور بررسی رفتار سیستم انجام شده است.

## ۲- توصیف سیستم

استفاده از توربین گاز برای تولید توان الکتریکی، به دلیل

سهولت راهاندازی و ارزان بودن آن یکی از رایج‌ترین روش‌ها در سطح جهان است. ولی ایراد اصلی توربین گاز، اتلاف مقدار زیادی انرژی حرارتی است. برای برطرف کردن این مشکل سیکل ترکیبی برایتون-برایتون معکوس مطرح شد. بدین صورت که از حرارت اضافی سیکل برایتون به وسیله مولد بازیافت حرارت بخار تولید می‌شود و از آن برای راهاندازی زیر سیستم‌ها استفاده می‌شود. تمام فرآیندهای چرخه اصلی برایتون و برایتون معکوس به صورت شماتیک در شکل ۱ نشان داده شده است. جریان هوا وارد اولین کمپرسور می‌شود و تا حداکثر فشار سیکل فشرده می‌شود. سپس از یک رژنراتور عبور می‌کند تا قبل از ورود به محفظه احتراق، از قبل گرم شود. گرما به جریان هوا در محفظه احتراق منتقل می‌شود تا دمای جریان هوا تا حداکثر دمای چرخه افزایش یابد. جریان گاز پرنرژی شده وارد اولین توربین می‌شود و تا فشار میانی مناسب منبسط می‌شود تا نیروی مورد نیاز برای به حرکت درآوردن اولین کمپرسور را تولید کند. جریان گاز که از توربین اول خارج می‌شود، وارد رژنراتور می‌شود و جریان هوای خروجی از کمپرسور اول را قبل از ورود به توربین دوم، پیش گرم می‌کند. سپس جریان گاز تا فشار زیر اتمسفر در داخل توربین دوم گسترش می‌یابد. توربین دوم رژنراتور و کمپرسور دوم را به حرکت در می‌آورد. جریان گاز که از توربین دوم خارج می‌شود، قبل از ورود به کمپرسور دوم، در یک مبدل حرارتی خنک می‌شود. این فرآیند مصرف برق کمپرسور دوم را کاهش می‌دهد. سپس جریان گاز خنک شده برای افزایش فشار و تخلیه به اتمسفر وارد کمپرسور

دوم می‌شود. با توجه به دمای جریان خروجی (حالت ۸)، مناسب‌ترین گزینه استفاده از موتور استرلینگ نسبت به چرخه‌های ترمودینامیکی می‌باشد. با انتقال حرارت به هلیوم که سیال عامل موتور استرلینگ می‌باشد، حجم، فشار و دمای سیال تغییر می‌کند. مطابق با شکل ۱ موتور استرلینگ حرارت دریافتی را به کار تبدیل می‌کند. همچنین در این مجموعه به منظور تولید آب شیرین مورد نیاز از آب شیرین کن چند اثره استفاده شده است. اساس کار واحدهای (MED) به این صورت است که ابتدا بخار تولیدی از طریق منابع دمایی وارد اولین مرحله می‌شود. این بخار از دما و فشار پایینی برخوردار است و از آن به‌عنوان بخار اولیه یاد می‌شود. هنگامی که آب تغذیه به اولین مرحله وارد می‌شود، بر روی لوله‌های تبخیرکننده که در آن‌ها بخار اولیه جریان دارد پاشیده شده و به‌این ترتیب بخشی از آب تغذیه تبخیر و وارد مرحله دوم می‌گردد. بخار اولیه درون لوله‌های اواپراتور نیز بر اثر از دست دادن حرارت خود چگالش یافته و به درون بویلر باز می‌گردد. همچنین آب‌شور موجود در مرحله اول به‌وسیله یک پمپ به مرحله دوم وارد شده و بخار ثانویه نیز که از تبخیر آب تغذیه حاصل شده بود، در مرحله دوم با انتقال گرمای نهان خود به آب‌شور چگالش یافته و بخشی از آب‌شور را تبخیر می‌کند. این فرآیند به تعداد مراحل که داخل سیستم وجود دارد تکرار می‌گردد و به این ترتیب بخار چگالش یافته از مرحله دوم به بعد به‌عنوان آب شیرین جمع‌آوری شده و تصفیه نهایی بر روی آن صورت می‌گیرد.



شکل ۱- طرح‌واره سیستم تولید دوگانه بر مبنای سیکل برایتون و برایتون معکوس با سوخت بیوگاز

### ۳-مدلسازی سیستم پیشنهادی

در این قسمت از مطالعه ابتدا فرضیات ترمودینامیکی و سپس مدل ریاضی چرخه برایتون، برایتون معکوس، آب شیرین کن چند اثره و موتور استرلینگ را بیان می‌کنیم و در نهایت به روابط بقای جرم، انرژی و آگرژی و همچنین پارامترهای عملکردی سیستم می‌پردازیم.

به منظور شبیه‌سازی سیستم پیشنهادی کدی در محیط نرم افزار EES بر اساس فرضیه‌های زیر نوشته شده است: -تحلیل و بررسی همه جریان‌ها در حالت پایا صورت گرفته است [۱۵].

-در تمامی فرضیات، از انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است [۱۵].

-برای فرآیندهای انبساط و تراکم، بازده آیزنتروپیک ثابت در نظر گرفته شده است [۱۵].

-در خروجی محفظه احتراق و هوای ورودی به داخل محفظه، مخلوط گازها به صورت گاز ایده‌آل رفتار می‌کنند [۱۶، ۱۷].

-بیشینه دمای آب شور خروجی از مرحله اول ۷۰/۶ درجه سانتیگراد و تعداد مراحل ۷ فرض شده است [۱۸].

-از تبادل حرارت سیستم با محیط صرف نظر شده است (سیستم آدیاباتیک است) [۱۹، ۲۰].

-دما و فشار محیط به ترتیب برابر با ۲۵ درجه سانتیگراد و ۱۰۱/۳ کیلوپاسکال در نظر گرفته شده است.

#### ۱-۳-مدل ریاضی توربین گاز

در این بخش از مطالعه، روابط حاکم بر یکی از اجزا مهم و اصلی در چرخه توربین گاز یعنی محفظه احتراق را بررسی خواهیم کرد. نسبت مولی سوخت به هوا اولین پارامتر مهم می‌باشد. این پارامتر طبق نرخ مولی سوخت ( $\dot{n}_f$ )، نرخ مولی محصولات احتراق ( $\dot{n}_p$ ) و نیز نرخ مولی هوا ( $\dot{n}_{air}$ ) طبق معادلات زیر به یکدیگر مربوط می‌شوند [۱۵]:

$$\bar{\lambda} = \frac{\dot{n}_f}{\dot{n}_{air}} \quad \text{یا} \quad \frac{\dot{n}_p}{\dot{n}_{air}} = 1 + \bar{\lambda} \quad (۱)$$

معادله شیمیایی واکنش احتراق را می‌توان بر حسب نسبت مولی سوخت به هوا مطابق با معادله زیر تعریف کرد [۱۵]:

$$\bar{\lambda} [0.6CH_4 + 0.4CO_2] + [0.7748N_2 + 0.2059O_2 + 0.0003CO_2 + 0.019H_2O] \rightarrow \quad (۲)$$

$$[1 + \bar{\lambda}] [Y_{N_2} N_2 + Y_{O_2} O_2 + Y_{CO_2} CO_2 + Y_{H_2O} H_2O]$$

در معادله (۲)، با استفاده از معادلات تعادل کربن، هیدروژن، اکسیژن و نیتروژن کسر مولی خروجی‌های احتراق به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Y_{N_2} = \frac{0.7748}{1 + \bar{\lambda}}; Y_{O_2} = \frac{0.2059 - 1.2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}; Y_{CO_2} = \frac{0.0003 + \bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}; \quad (۳)$$

$$Y_{H_2O} = \frac{0.019 + 1.2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}$$

معادله موازنه انرژی حاکم بر محفظه احتراق را می‌توان مطابق زیر بیان کرد [۱۵]:

$$\dot{Q}_{c.v} + \dot{n}_f \bar{h}_f - \dot{n}_p \bar{h}_p + \dot{n}_{air} \bar{h}_{air} = 0 \quad (۴)$$

در رابطه (۴)، انتقال حرارتی که در محفظه احتراق موجود است، طبق معادله زیر قابل محاسبه می‌باشد:

$$\dot{Q}_{c.v} = -0.02\dot{n}_f \overline{LHV} \quad (۵)$$

با ترکیب معادله‌های ۴ و ۵، به رابطه زیر دست خواهیم یافت:

$$\bar{\lambda} \bar{h}_f - (1 + \bar{\lambda}) \bar{h}_p + \bar{h}_{air} = 0.02\bar{\lambda} \overline{LHV} \quad (۶)$$

انتالی‌های محصولات هوا و احتراق را می‌توان با توجه به اصل مخلوط گاز ایده‌آل بر حسب رابطه زیر محاسبه کرد:

$$\bar{h}_{air} = \left[ \frac{0.7748\bar{h}_{N_2} + 0.2059\bar{h}_{O_2} + 0.0003\bar{h}_{CO_2} + 0.019\bar{h}_{H_2O}}{1 + \bar{\lambda}} \right]_{T=T_{air,in}} \quad (۷)$$

$$\bar{h}_p = \left[ \frac{0.7748\bar{h}_{N_2} + (0.2059 - 1.2\bar{\lambda})\bar{h}_{O_2} + (0.0003 + \bar{\lambda})\bar{h}_{CO_2} + (0.019 + 1.2\bar{\lambda})\bar{h}_{H_2O}}{1 + \bar{\lambda}} \right]_{T=T_p} \quad (۸)$$

سرانجام، از معادله‌های (۶-۸)، نسبت مولی سوخت به هوا طبق رابطه (۹) بیان می‌شود:

$$\bar{\lambda} = \frac{\left( \frac{0.7748\Delta\bar{h}_{N_2} + 0.2059\Delta\bar{h}_{O_2} + 0.0003\Delta\bar{h}_{CO_2} + 0.019\Delta\bar{h}_{H_2O}}{\bar{h}_f - 0.02\bar{\lambda} \overline{LHV}} - \left[ -1.2\bar{\lambda}\bar{h}_{O_2} + \bar{h}_{CO_2} + 1.2\bar{\lambda}\bar{h}_{H_2O} \right]_{T=T_p} \right)}{\bar{h}_f - 0.02\bar{\lambda} \overline{LHV}} \quad (۹)$$

جدول ۱- پارامترهای ورودی مورد نیاز برای مدل سازی

ترمودینامیکی

چرخه توربین گاز	
۸۶	$\eta_{AC}(\%)$ بازده آیزنتروپیک کمپرسورهای هوا،
۱۰	$r_{AC}$ نسبت فشار کمپرسور هوا ۱،
۸۶	$\eta_{GT}(\%)$ بازده آیزنتروپیک توربین های گاز،
۷۰۰	$T_6(K)$ دمای هوای ورودی به محفظه احتراق،
۱۲۵۰	$T_4(K)$ دمای هوای خروجی از محفظه احتراق،
۱۰۰۰	$\dot{W}_{net,GT} (kW)$ توان خالص تولیدی چرخه توربین گاز،
چرخه موتور استرلینگ	
۱۸۰۰	ظرفیت حرارتی سیلندر گرم و سرد، $C_L(W/K) \& C_H(W/K)$
۸۰	کارایی سیلندر گرم و سرد، $\varepsilon_L(\%) \& \varepsilon_H(\%)$
۹۰	کارایی مبدل حرارتی موتور استرلینگ، $\varepsilon_{RG}(\%)$
۲	نسبت حجم در طول فرآیند های بازیافتی، $\lambda$
۵/۲	ضریب نشست گرما، $k_0(W/K)$
آب شیرین کن چند اثره	
۳/۳	تفاوت دما بین اثرات، $\Delta T_{effect} (K)$
۷	تعداد اثرات، $N$
۳۴۸/۱۵	دمای اشباع خروجی از اثر اول، $T_{1st} (K)$
۳۹	غلظت آب دریا، $X_{sw} (g/kg)$
۱۰	اختلاف دمای کندانسور، $\Delta T_{cond} (K)$

دمای لگاریتمی به طور مستقیم وابسته و به صورت زیر تعریف می شود [۲۲]:

$$Q_h = U_H A_H (LMTD)_H t_H \quad (10)$$

$$Q_c = U_L A_L (LMTD)_L t_L$$

$$(LMTD)_L = \left[ \frac{(T_C - T_{L1}) - (T_C - T_{L2})}{\ln \left[ \frac{T_C - T_{L1}}{T_C - T_{L2}} \right]} \right] \quad (11)$$

$$(LMTD)_H = \left[ \frac{(T_{H1} - T_h) - (T_{H2} - T_h)}{\ln \left[ \frac{T_{H1} - T_h}{T_{H2} - T_h} \right]} \right]_H$$

در معادله بالا،  $U$  و  $A$  ضریب انتقال حرارت کلی و مساحت سطح و  $t_H$  و  $Q_L$  مدت زمان انجام فرآیندها را نشان می دهد. از طرفی  $T_H$  و  $T_L$  دمای سیال های خارجی و  $T_h$  و  $T_c$  دمای کاری بالا و پایین موتور می باشند. رابطه بالا را می توان بر حسب خواص سیال بیرونی (گازها و آب خنک کن) مطابق زیر تعریف کرد [۲۲]:

$$Q_h = C_H (T_{H1} - T_{H2}) t_H, Q_c = C_L (T_{L2} - T_{L1}) t_L \quad (12)$$

$C_L$  و  $C_H$  به ترتیب نرخ ظرفیت حرارتی سیلندر گرم و سرد می باشند، همچنین با ترکیب معادلات ۱۲ و ۱۳ به روابط زیر دست پیدا خواهیم کرد [۲۲]:

$$Q_h = C_H \varepsilon_H (T_{H1} - T_h) t_H, Q_c = C_L \varepsilon_L (T_c - T_{L1}) t_L \quad (13)$$

در معادله بالا  $\varepsilon_L$  و  $\varepsilon_H$  به ترتیب بیان کننده کارایی سیلندر گرم و سرد هستند. از طرفی به دلیل انتقال حرارت محدود طی دو فرآیند هم حجم، تاثیر برگشت ناپذیری ها در مبدل حرارتی ( $RG$ ) در نظر گرفته می شود. اگر فرض کنیم که تلفات حرارتی طی دو فرآیند انتقال حرارت هم حجم در  $RG$  باشد، به صورت زیر قابل محاسبه است [۲۲، ۲۳]:

$$\Delta Q_R = n(1 - \varepsilon_R) C_V (T_h - T_c) \quad (14)$$

## ۲-۳- مدل ریاضی موتور استرلینگ

روش زمان محدود یکی از روش های ترمودینامیکی است که در این مطالعه موتور استرلینگ بر این اساس مدل سازی شده است. این روش توسط کرزن و آلبرن [۲۱] پیشنهاد شد. مقدار گرمایی که منبع گرما یعنی گازهای حاصل از احتراق به موتور ( $Q_h$ ) و موتور به منبع سرد یا چشمه حرارتی ( $Q_c$ ) منتقل می کند، طبق معادلات زیر به اختلاف

جدول ۲- معادلات بالانس انرژی و انرژژی به دست آمده برای ارزیابی عملکرد سیستم ارائه شده.

اجزا سیستم	معادلات بالانس انرژژی	معادلات بالانس انرژی
چرخه برایتون و برایتون معکوس		
توربین گاز ۱	$(\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5) - \dot{W}_{GT,1}$	$\eta_{is,GT,1} = (h_4 - h_5) / (h_4 - h_{5s})$
		$\dot{W}_{GT,1} = \dot{m}_4 (h_4 - h_5)$

$\dot{W}_{GT,2} = \dot{m}_7(h_7 - h_8)$	$\eta_{is,GT,2} = (h_7 - h_8) / (h_7 - h_{8s})$	$(\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8) - \dot{W}_{GT,2}$	توربین گاز ۲
$\dot{W}_{AC,1} = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$	$\eta_{is,AC,1} = (h_1 - h_{2s}) / (h_1 - h_2)$	$\dot{W}_{AC,1} - (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1)$	کمپرسور هوا ۱
$\dot{W}_{AC,2} = \dot{m}_9(h_{10} - h_9)$	$\eta_{is,AC,2} = (h_9 - h_{10s}) / (h_9 - h_{10})$	$\dot{W}_{AC,2} - (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_9)$	کمپرسور هوا ۲
$\dot{Q}_{RG} = \dot{m}_7(h_5 - h_7)$	$\dot{Q}_{RG} = \dot{m}_6(h_6 - h_2)$	$(\dot{E}x_7 - \dot{E}x_5) - (\dot{E}x_6 - \dot{E}x_2)$	رژنراتور
$-0.02\lambda LHV + h_a + \lambda h_f - (1 + \lambda)h_p = LHV \times \dot{m}_f / \dot{M}_f$		$(\dot{E}x_6 + \dot{E}x_f) - \dot{E}x_4$	محفظه احتراق
چرخه آب شیرین کن چند اثره			
$T_{26} = T_{25} = T_{24} - \Delta T_{effect}$ $\dot{m}_{22}s_{22} = \dot{m}_{26}s_{26}$ $\dot{m}_{22} = \frac{\dot{m}_{15}}{N_{effect}}$ $\dot{m}_{25} + \dot{m}_{26} = \dot{m}_{22}$ $\dot{m}_{22}h_{22} + \dot{m}_{23}h_{23} = \dot{m}_{25}h_{25} + \dot{m}_{26}h_{26} + \dot{m}_{24}h_{24}$		$(\dot{E}x_{23} - \dot{E}x_{24}) - (\dot{E}x_{25} + \dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{22})$	اثر اول
$T_{28} = T_{29} = T_{25} - \Delta T_{effect}$ $\dot{m}_{21} = \frac{\dot{m}_{15}}{N_{effect}}$ $\dot{m}_{21} + \dot{m}_{26} = \dot{m}_{29}$ $\dot{m}_{21}s_{21} + \dot{m}_{26}s_{26} = \dot{m}_{29}s_{29}$ $\dot{m}_{25}h_{25} + \dot{m}_{26}h_{26} + \dot{m}_{21}h_{21} = \dot{m}_{27}h_{27} + \dot{m}_{28}h_{28} + \dot{m}_{29}h_{29}$		$(\dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{27}) - (\dot{E}x_{28} + \dot{E}x_{29} - \dot{E}x_{21} - \dot{E}x_{26})$	اثر دوم
$T_{31} = T_{32} = T_{28} - \Delta T_{effect}$ $\dot{m}_{20} = \frac{\dot{m}_{15}}{N_{effect}}$ $\dot{m}_{20} + \dot{m}_{29} = \dot{m}_{31} + \dot{m}_{32}$ $\dot{m}_{20}s_{20} + \dot{m}_{29}s_{29} = \dot{m}_{32}s_{32}$ $\dot{m}_{20}h_{20} + \dot{m}_{28}h_{28} + \dot{m}_{29}h_{29} = \dot{m}_{31}h_{31} + \dot{m}_{32}h_{32} + \dot{m}_{30}h_{30}$		$(\dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{30}) - (\dot{E}x_{31} + \dot{E}x_{32} - \dot{E}x_{29} - \dot{E}x_{20})$	اثر سوم
$T_{34} = T_{35} = T_{31} - \Delta T_{effect}$ $\dot{m}_{19} = \frac{\dot{m}_{15}}{N_{effect}}$ $\dot{m}_{19} + \dot{m}_{32} = \dot{m}_{34} + \dot{m}_{35}$ $\dot{m}_{19}s_{19} + \dot{m}_{32}s_{32} = \dot{m}_{35}s_{35}$ $\dot{m}_{19}h_{19} + \dot{m}_{31}h_{31} + \dot{m}_{32}h_{32} = \dot{m}_{34}h_{34} + \dot{m}_{35}h_{35} + \dot{m}_{33}h_{33}$		$(\dot{E}x_{31} - \dot{E}x_{33}) - (\dot{E}x_{34} + \dot{E}x_{35} - \dot{E}x_{29} - \dot{E}x_{32})$	اثر چهارم
$T_{37} = T_{38} = T_{34} - \Delta T_{effect}$ $\dot{m}_{18} = \frac{\dot{m}_{15}}{N_{effect}}$ $\dot{m}_{18} + \dot{m}_{35} = \dot{m}_{37} + \dot{m}_{38}$ $\dot{m}_{18}s_{18} + \dot{m}_{35}s_{35} = \dot{m}_{38}s_{38}$ $\dot{m}_{18}h_{18} + \dot{m}_{34}h_{34} + \dot{m}_{35}h_{35} = \dot{m}_{36}h_{36} + \dot{m}_{37}h_{37} + \dot{m}_{38}h_{38}$		$(\dot{E}x_{34} - \dot{E}x_{36}) - \dot{E}x_{37} + \dot{E}x_{38} - \dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{35}$	اثر پنجم
$T_{40} = T_{41} = T_{37} - \Delta T_{effect}$ $\dot{m}_{17} = \frac{\dot{m}_{15}}{N_{effect}}$ $\dot{m}_{17} + \dot{m}_{38} = \dot{m}_{40} + \dot{m}_{41}$ $\dot{m}_{17}s_{17} + \dot{m}_{38}s_{38} = \dot{m}_{41}s_{41}$ $\dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{37}h_{37} + \dot{m}_{38}h_{38} = \dot{m}_{40}h_{40} + \dot{m}_{41}h_{41} + \dot{m}_{39}h_{39}$		$(\dot{E}x_{37} - \dot{E}x_{39}) - (\dot{E}x_{40} + \dot{E}x_{41} - \dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{38})$	اثر ششم
$T_{43} = T_{44} = T_{40} - \Delta T_{effect}$ $\dot{m}_{16} = \frac{\dot{m}_{15}}{N_{effect}}$ $\dot{m}_{16} + \dot{m}_{41} = \dot{m}_{43} + \dot{m}_{44}$ $\dot{m}_{16}s_{16} + \dot{m}_{41}s_{41} = \dot{m}_{44}s_{44}$ $\dot{m}_{16}h_{16} + \dot{m}_{40}h_{40} + \dot{m}_{41}h_{41} = \dot{m}_{43}h_{43} + \dot{m}_{42}h_{42} + \dot{m}_{44}h_{44}$		$(\dot{E}x_{40} - \dot{E}x_{42}) - (\dot{E}x_{43} + \dot{E}x_{44} - \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{41})$	اثر هفتم
موتور استرلینگ			
به بخش ۲-۳ مراجعه شود		$(\dot{E}x_{47} - \dot{E}x_{48}) - P_{SE}$	استرلینگ

سیستم در جهت مدل سازی عملکرد سیستم پیشنهادی اعمال می شوند. در حالت پایا، به منظور تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم، فرم کلی معادلات بقای جرم و بقای انرژی در زیر آورده شده است:

$$\sum_i \dot{m}_{in} = \sum_o \dot{m}_{out} \quad (23)$$

$$\dot{Q}_{c.v} - \dot{W}_{c.v} = \sum(\dot{m}h)_{out} - \sum(\dot{m}h)_{in} \quad (24)$$

معادله بقای انرژی برای جزء k ام سیستم به صورت زیر نشان داده می شود [25]:

$$\dot{E}x_{Fu,k} = \dot{E}x_{Pr,k} + \dot{E}x_{D,k} \quad (25)$$

همچنین این معادله از دیدگاه آهنگ انرژی حاصل و سوخت به صورت زیر نیز قابل تعریف می باشد [25]:

$$\dot{E}x_{Fu,k} = \dot{E}x_{Pr,k} + \dot{E}x_{D,k} \quad (26)$$

با استفاده از فرضیات ترمودینامیکی ذکر شده از انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است. در همین راستا، آهنگ انرژی جریان نقاط به صورت زیر تعریف می شود [25]:

$$\dot{E}x_k = \dot{E}x_{ph,k} + \dot{E}x_{th,k} \quad (27)$$

که در رابطه بالا  $\dot{E}x_{ph,k}$  نشان دهنده انرژی فیزیکی می باشد که رابطه آن به صورت زیر می باشد [25]:

$$\dot{E}x_{ph,k} = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0))_k \quad (28)$$

با تعریف زمان کل چرخه، قدرت خروجی و بازده حرارتی موتور استرلینگ را می توان به دست آورد:

$$P_{ST} = \frac{W_{ST}}{t_{cycle}} = \frac{Q_H - Q_C}{t_h + t_L + t_R} \quad (29)$$

$$\eta_{ST} = \frac{Q_H - Q_C}{Q_H} \quad (30)$$

#### ۳-۴- تحلیل اکونومیک

آهنگ هزینه کلی هر واحد را می توان از رابطه زیر محاسبه کرد [25]:

$$\dot{Z}_K = \frac{CRF \times \phi}{N} \times Z_K \quad (31)$$

در رابطه فوق،  $Z_K$  هزینه ثابت خرید هریک از اجزای سیستم می باشد، که با استفاده از روابط موجود در جدول قابل محاسبه است.  $N$  ساعت کارکرد سالانه هر جزء و برابر با ۷۰۰۰ ساعت در نظر گرفته شده است.  $\phi$  ضریب

در معادله بالا  $C_v$  و  $n$  به ترتیب بیان کننده ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت و تعداد مول هلیوم که به ترتیب برابر  $15 \text{ J/molK}$  و  $1 \text{ mol}$  هستند. در داخل سیلندرها دو فرآیند هم دما وجود دارد که از زمان انجام فرآیندهای انتقال حرارت  $RG$  در مقایسه با این دو فرآیند هم دما با توجه به عدم برگشت پذیری انتقال حرارت محدود نمی توان چشم پوشی کرد. چندین روش به منظور محاسبه زمان فرآیندهای احیا وجود دارد که یکی از آن ها در مرجع [24] آورده شده است:

$$t_R = t_3 + t_4 = \pm \frac{2}{U_a} (T_h - T_c) \quad (15)$$

در معادله بالا  $\pm$  مربوط به فرآیند گرمایش و سرمایش و  $U_a$  وابسته به جنس مبدل  $RG$ ، ضریبی ثابت می باشد. سرانجام، زمان کلی عملکرد چرخه را می توان با محاسبه زمان تمامی فرآیندها در موتور تعریف کرد [22, 23]:

$$t_{cycle} = t_H + t_L + t_R \quad (16)$$

همچنین، یک هدر رفت گرما از منبع گرم به چشمه حرارتی وجود دارد که به طور مستقیم با زمان چرخه و تفاوت میانگین دما متناسب است [22, 23]:

$$Q_0 = k_0 (T_{HM} - T_{LM}) t_{cycle} \quad (17)$$

در معادله ۱۹،  $k_0$  ضریب نشت گرما و همچنین  $T_{LM}$  و  $T_{HM}$  برابر است با [22]:

$$T_{HM} = (T_{H1} + T_{H2}) / 2, T_{LM} = (T_{L1} + T_{L2}) / 2 \quad (18)$$

که در روابط فوق:

$$T_{H2} = (1 - \epsilon_H) T_{H1} + \epsilon_H T_h, T_{L2} = (1 - \epsilon_L) T_{L1} + \epsilon_L T_c, \quad (19)$$

$$k_{01} = k_0 [(2 - \epsilon_H) T_{H1} - (2 - \epsilon_L) T_{L1}] / 2, k_{02} = k_0 / 2 \quad (20)$$

$$Q_0 = k_{01} + k_{02} (\epsilon_H T_h - \epsilon_L T_c)$$

دمای بالا و پایین موتور به صورت زیر تعریف می شود [22]:

$$T_h = \left[ \frac{T_{H1} \sqrt{k_1/k_2} - \sqrt{T_{H1} T_{L1}}}{1 + \sqrt{k_1/k_2}} \right] \quad (21)$$

$$T_c = \left[ \frac{T_{L1} + \sqrt{T_{H1} T_{L1} K_1 / K_2}}{1 + \sqrt{k_1/k_2}} \right]$$

سرانجام گرمای خالص بدست آمده از منبع حرارتی ( $Q_H$ ) و گرمای خالص جذب شده به وسیله چشمه حرارتی ( $Q_L$ ) برحسب روابط زیر قابل محاسبه است [22]:

$$Q_H = Q_h + \Delta Q_R + Q_0, Q_L = Q_c + \Delta Q_R + Q_0 \quad (22)$$

#### ۳-۳- تحلیل انرژی و انرژی

معادلات بقای جرم، انرژی و انرژی به تمامی اجزای



جدول ۳- هزینه خریداری اجزای سیستم پیشنهادی [۲۵].

هزینه خریداری هر یک از اجزای سیستم (\$)	اجزاء سیستم
$Z_{AC} = (71.1\dot{m}_1 / (0.9 - \eta_{is,AC}))(P_2 / P_1) \ln(P_2 / P_1)$	کمپرسور ۱
$Z_{AC} = (71.1\dot{m}_1 / (0.9 - \eta_{is,AC}))(P_{10} / P_9) \ln(P_{10} / P_9)$	کمپرسور ۲
$Z_{GT} = (479.34\dot{m}_4 / (0.92 - \eta_{is,GT})) \ln(P_4 / P_5) [1 + \exp(0.036T_4 - 54.4)]$	توربین ۱
$Z_{GT} = (479.34\dot{m}_7 / (0.92 - \eta_{is,GT})) \ln(P_7 / P_8) [1 + \exp(0.036T_7 - 54.4)]$	توربین ۲
$Z_{RG} = 12000 \times \left(\frac{ARG}{100}\right)^{0.6}$	رژنراتور
$Z_{CC} = (46.08\dot{m}_3 / (0.995 - P_4 / P_3)) [1 + \exp(0.018T_4 - 26.4)]$	محفظه احتراق
$Z_{MED} = 6291D^{0.865} (1 - f_{HE} + f_{HE} \left(\frac{N}{N_{ref}}\right)^{1.277} \left(\frac{T_{ref}}{T_{CT}}\right)^{1.277})$	واحد آب شیرین کن
$Z_{ST} = 2200P_{ST}$	موتور استرلینگ

$$\eta_{energy} = \frac{(\dot{W}_{net} + \dot{m}_{46} \times h_{fg, fw})}{\dot{Q}_{cc}} \times 100 \quad (35)$$

$$\eta_{energy, total} = \frac{(\dot{E}x_{pr, total})}{(\dot{E}x_{fu, total})} \times 100 \quad (36)$$

تعمیرات و برابر ۱/۰۶ و هزینه بازگشت سرمایه از رابطه زیر قابل محاسبه است [۲۵]:

$$CRF = \frac{K(1+K)^{n_r}}{(1+K)^{n_r} - 1} \quad (32)$$

نرخ کل هزینه ناشی از خریداری تجهیزات به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{Z}_{net} = \sum \dot{Z}_k \quad (37)$$

در رابطه فوق،  $K$  نرخ بهره و برابر ۰/۱۵ و  $n_r$  عمر مورد انتظار برای اجزاء سیستم پیشنهادی می‌باشد و برابر ۲۰ سال در نظر گرفته شده است. در جدول ۳ هزینه خریداری هر یک از اجزای سیستم ارائه شده است [۲۵]:

#### ۳-۵- پارامترهای عملکردی چرخه تولید چندگانه

این تحلیل‌ها و بررسی‌ها به این منظور انجام شدند تا پارامترهایی معرفی شود که میزان کارآمدی سیستم را از نظر قانون اول و دوم ترمودینامیک ارائه دهد. یکی از مهم‌ترین مشخصه‌های آب شیرین کن حرارتی، نسبت بهره خروجی است که نسبت جرم آب شیرین تولید شده قابل تحویل به بخار آب تغذیه شده را نشان می‌دهد که توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$GOR = \frac{\dot{m}_{46} h_{fg, fw}}{\dot{m}_{10} (h_{10} - h_{11})} \quad (33)$$

پارامتر بعدی بیان کننده توان خالص تولیدی است:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{net, GTC} + P_{SE} \quad (34)$$

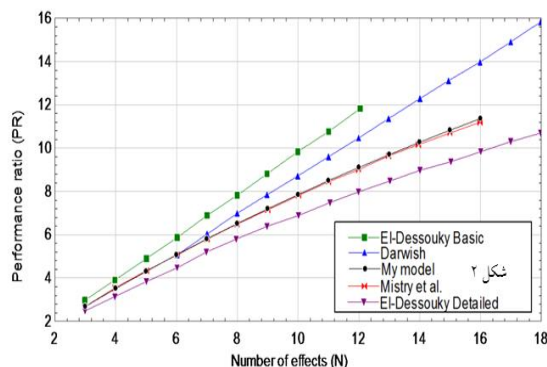
بازده قانون اول و دوم برای سیستم تولید دوگانه برحسب روابط زیر قابل تعریف می‌باشد:

۴- بحث و نتایج  
در این بخش از مقاله، به منظور امکان‌سنجی و بررسی معایب و مزایای سیستم پیشنهادی، شروع بررسی نتایج شبیه سازی سیستم از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک خواهیم کرد. بنابراین در ابتدا به منظور صحت سنجی مدل سازی سیستم ارائه شده در محیط نرم افزار به بررسی عملکرد اجزای سیستم‌ها با مطالعات مشابه می‌پردازیم. سپس به بیان نتایج حاصل از شبیه سازی و مطالعه پارامتری می‌پردازیم.

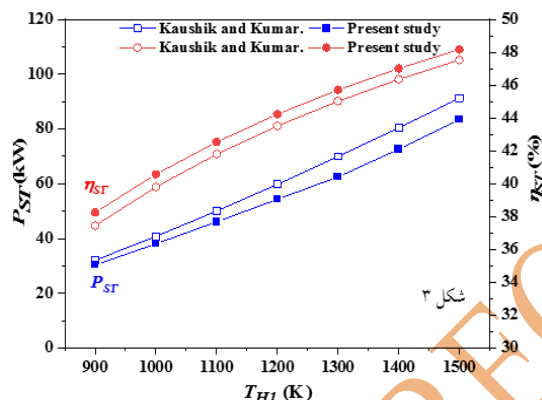
#### ۴-۱- اعتبار سنجی

از آنجایی که در تحقیق حاضر، واحد توربین گاز نقش اساسی و محرک در سیستم تولید همزمان ارائه شده دارد، بنابراین بررسی صحت مدل سازی آن اهمیت بالایی دارد. به این منظور در اولین بخش از اعتبار سنجی نتایج شبیه‌سازی توربین گاز را با داده‌های به دست آمده از مطالعه

مطالعه نشان داده شده است. همانطور که از نمودار معلوم است، اختلاف ناچیزی بین نتایج دو مطالعه برقرار است که نشان دهنده قابل استناد بودن کد نوشته شده است.



شکل ۲ - مقایسه نتایج واحد آب شیرین کن چند اثره با تغییر تعداد اثرها بین تحقیق حاضر با سایر مطالعات مشابه موجود



شکل ۳- نشان دهنده تأثیر دمای سیال منبع گرم بر توان خالص و بازده حرارتی موتور استرلینگ

#### ۴-۲- نتایج مدل سازی

برخی از نتایج مهم سیستم تولید دوگانه در جدول زیر گردآوری شده است. مطابق با جدول از ۲۵۳۳/۴ کیلووات توان تولیدی توسط توربین‌های گاز ۱۵۳۳/۶۸ کیلووات توسط کمپرسورها مصرف می‌شود. چرخه موتور استرلینگ نیز توانایی تولید ۳۰/۷۹ توان خالص را دارد. آب شیرین کن چند اثره ۰/۸۴۹۸ متر مکعب بر ساعت آب شیرین تولید می‌کند. تمامی محصولات ذکر شده در نهایت منجر به دستیابی ۳۵/۶۵ و ۳۶/۲۱ درصد بازده انرژی و انرژی شده است. از دیگر نتایج مهم جدول کل انرژی سوخت ورودی به سیستم است که برابر ۳۱۰۲ کیلووات می‌باشد.

تجربی قلیزاده و همکاران [۲۶] تحت شرایط کاری یکسان مقایسه کرده‌ایم و نتایج در جدول ۳ ارائه شده است. مطابق جدول ۴ بین نتایج دو مطالعه مشابهت بالایی وجود دارد، به طوری که تمامی خطاهای نسبی بدست آمده زیر ۰.۵٪ بوده و قابل قبول هستند.

جدول ۴- اعتبارسنجی واحد توربین گاز

پارامترها	واحد	جواب مدل تجربی	جواب مدل حاضر	خطای نسبی (%)
دمای خروجی توربین ۱	°C	۸۱۷	۸۱۴/۶	۰/۳
دبی گاز خروجی از توربین ۱	kg/s	۴/۶۷۷	۴/۶۴۱	۰/۵۶
توان مصرفی کمپرسور هوا	kW	۱۴۴۴	۱۴۰۳	۲/۹۲
توان تولیدی کل	kW	۱۰۳۸	۱۰۳۱	۰/۶
راندمان انرژی	%	۳۷/۲	۳۶/۲۱	۲/۷۳
راندمان حرارتی	%	۳۹/۹۹	۳۸/۵۸	۳/۶۵

در دومین مرحله از اعتبار سنجی، به بررسی دقت شبیه سازی واحد آب شیرین کن چند مرحله با مطالعات مختلف پژوهشگران معتبر از جمله دسوکی و همکاران [۲۷، ۲۸]، درویش و همکاران [۲۹] و میستری و همکاران [۳۰] پرداخته شده و در شکل ۲ به نمایش درآمده است. با توجه به اینکه، مدل شبیه سازی در این تحقیق از مدل میستری و همکاران برداشته شده به همین خاطر نتایج حاصل به نتایج مطالعه میستری بسیار نزدیک بوده است. همچنین مطابق شکل ۲، می‌توان ادعا کرد که نتایج مطالعه حاضر به نتایج سایر پژوهشگران نزدیک بوده که حاکی از دقت و صحت کد نوشته شده برای واحد آب شیرین کن چند مرحله می‌باشد. مطابق با شکل ۳ که برای موتور استرلینگ رسم شده است، به منظور بررسی دقت کد نوشته شده با مطالعه [۲۲] تمامی پارامترهای به کار گرفته شده برای هر دو مطالعه طبق جدول ۱ در نظر گرفته شده است. در شکل ۳ تغییرات افزایش دمای سیال گرم ورودی به موتور استرلینگ با توان خالص تولیدی و بازده حرارتی موتور برای هر دو

۳۳/۱	۸۴/۱۸	۴۹/۶۷	مدل حرارتی
------	-------	-------	---------------

### ۳-۴- مطالعه پارامتری

در این بخش از پژوهش به منظور نشان دادن تاثیر برخی از پارامترهای طراحی بر رفتار محصولات تولیدی و بازده انرژی و اگزرژی سیستم تولید همزمان مطالعه پارامتری جامعی انجام شده است. شکل ۴ نشان دهنده تاثیر افزایش دمای گازهای ورودی به توربین گاز بر توان خالص تولیدی، ظرفیت آب شیرین تولیدی، بازده انرژی و بازده اگزرژی سیستم تولید همزمان دوگانه ارائه شده است. با افزایش دمای محصولات احتراقی از  $1250\text{ K}$  تا  $1500\text{ K}$  باعث شده که توسط موتور استرلینگ، گرمای بیشتری بازیافت شود و در نتیجه کار تولیدی توسط این سیستم افزایش یابد. با افزایش دمای کاری توربین گاز در بازه ذکر شده، توان خالص تولیدی سیستم از  $1031\text{ kW}$  به  $1056\text{ kW}$  افزایش یافته است. دبی جرمی آب شیرین تولیدی هر اثر با افزایش دمای گازهای ورودی توربین گاز کاهش یافته در نتیجه میزان آب شیرین تولیدی از  $0.18498$  تا  $0.1839$  مترمکعب بر ساعت کاهش داشته است. افزایش این پارامتر که باعث افزایش کار خالص خروجی و کاهش گرمای ورودی به محفظه احتراق شده است، افزایش بازده انرژی را از  $35.65$  تا  $38.57$  درصد در پی داشته است. از دیدگاه قانون دوم که به کیفیت انرژی توجه دارد، با کاهش اگزرژی ورودی به سیستم و افزایش آهنگ اگزرژی محصولات، بازده اگزرژی از  $36.21$  تا  $39.12$  درصد افزایش یافته است. میزان نرخ هزینه از  $12.35\text{ \$/kWh}$  تا  $10.84\text{ \$/kWh}$  کاهش یافته است. در قدم بعدی، شکل ۵ نشان دهنده تاثیر افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق بر توان خالص تولیدی، ظرفیت آب شیرین تولیدی، بازده انرژی و اگزرژی سیستم تولید همزمان ارائه شده است. مطابق با شکل، افزایش دمای هوا باعث کاهش تعداد مولهای حاصل از محصولات احتراق شده و منجر به کاهش دمای گازهای خروجی از توربین گاز شده است. این امر سبب کاهش دمای کاری موتور استرلینگ و کاهش کار تولیدی آن شده است. (نکته قابل توجه اینکه توان تولیدی واحد برایتون و برایتون معکوس ثابت فرض شده است). در نتیجه، با کاهش توان تولیدی موتور استرلینگ، توان خالص تولیدی از  $1031\text{ kW}$  به  $1015\text{ kW}$  کاهش یافته است. از طرفی کاهش

جدول ۵- پارامترهای عملیاتی برای تولید همزمان برق و آب شیرین

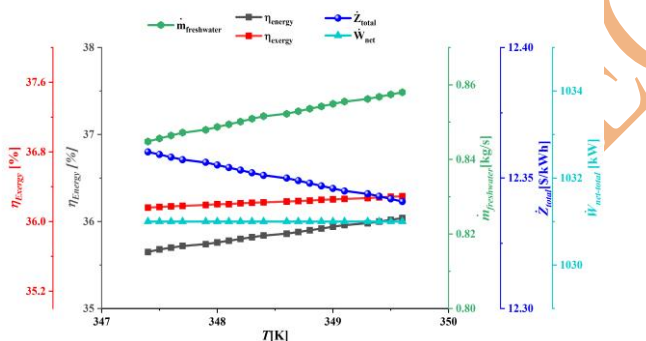
مقادیر	پارامترها
۱۴۰۳	توان الکتریکی مصرفی کمپرسور هوا ۱، $\dot{W}_{AC,2} (kW)$
۱۳۰/۴	توان الکتریکی مصرفی کمپرسور هوا ۲، $\dot{W}_{AC,2} (kW)$
۳۰/۷۹	توان تولیدی موتور استرلینگ، $P_{SE} (kW)$
۹۸۴/۴	توان تولیدی توربین گاز ۱، $\dot{W}_{GT2} (kW)$
۱۵۴۹	توان تولیدی توربین ۲، $\dot{W}_{GT2} (kW)$
۳۱۰۲	آهنگ کل اگزرژی سوخت ورودی، $\dot{E}x_{Fu} (kW)$
۱۰۳۱	توان خالص تولیدی سیستم، $\dot{W}_{net} (kW)$
۰/۱۸۴۹۸	دبی آب شیرین تولیدی، $\dot{m}_D (kg/s)$
۲۰۳۶	آهنگ کل اگزرژی تخریب شده، $kW$
۵/۵۳۱	نسبت خروجی آب شیرین کن، $GOR(-)$
۳۵/۶۵	بازده انرژی کلی سیستم تولید همزمان پیشنهادی، $\eta_{energy,total} (\%)$
۳۶/۲۱	بازده اگزرژی کلی سیستم تولید همزمان پیشنهادی، $\eta_{energy,total} (\%)$

در ادامه تخریب اگزرژی اجزای سیستم در جدول ۶ ارائه شده است. باتوجه به جدول بالاترین میزان تخریب اگزرژی مربوط به محفظه احتراق می باشد.

جدول ۶- اگزرژی تخریب، سوخت و تولیدی اجزای سیستم

اجزا	$\dot{E}x_p$	$\dot{E}x_f$	$\dot{E}x_D$
کمپرسور ۱	۱۲۰۶	۱۳۰۲	۹۶/۰۵
کمپرسور ۲	۵۰/۱۶	۵۵/۸۳	۵/۶۷
توربین ۱	۸۵۷	۸۹۵/۱	۳۸/۱
توربین ۲	۱۵۰۱	۱۶۰۴	۱۰۳/۳
محفظه احتراق	۳۶۷۰	۴۵۵۹	۸۸۸/۱
رژنراتور	۲۳۲/۸	۳۰۷/۶	۷۴/۸۳
واحد آب شیرین کن	۱۵۷/۹	۱۹۹/۲	۴۱/۲۴
استرلینگ	۳۵	۳۴۹	۳۱۳

کار واحد آب شیرین کن، تاثیری بر چرخه تولید توان برایتون و برایتون معکوس و تولید توان موتور استرلینگ نداشته، بنابراین با افزایش دما میزان توان خالص تولیدی سیستم ثابت باقی مانده است. از طرفی افزایش دمای کاری آب شیرین کن سبب شده است که در هر مرحله از شیرین سازی بخش زیادی از آب شور پاششی به اثرها به بخار تبدیل شود، این عمر باعث شده آب بیشتری در هر مرحله توسط اثرها تولید شود. بنابراین با افزایش دمای کار واحد شیرین سازی ظرفیت آب شیرین تولیدی از  $0.8448 \text{ kg/s}$  در دمای  $349.6 \text{ K}$  به  $0.858 \text{ kg/s}$  در دمای  $347.4 \text{ K}$  افزایش یابد. با توجه به ثابت بودن میزان سوخت ورودی به سیستم، به طور مشابه رفتار بازده‌های قانون اول و دوم سیستم به شدت وابسته به رفتار محصولات تولیدی سیستم می‌باشد. بازده انرژی سیستم تحت تاثیر رفتار آب شیرین تولیدی می‌باشد. با افزایش ظرفیت آب شیرین تولیدی بازده انرژی هم رفتاری مشابه داشته و افزایش یافته است. از طرفی بازده قانون دوم تحت تاثیر توان تولیدی بوده و مطابق آن با افزایش دما ثابت باقی مانده است. همچنین نرخ هزینه از  $12.36 \text{ \$/kWh}$  تا  $12.34 \text{ \$/kWh}$  کاهش را نشان می‌دهد.



شکل ۶- تاثیر افزایش دمای کاری واحد آب شیرین کن چند مرحله بر معیارهای عملکردی سیستم تولید همزمان

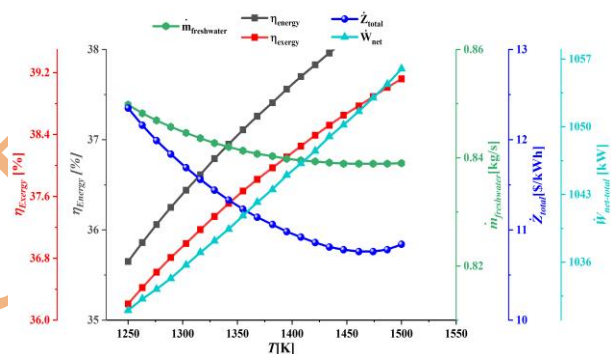
#### ۵- تشکر و قدردانی

این پژوهش با حمایت مالی معاونت پژوهشی دانشگاه محقق اردبیلی به انجام رسیده است.

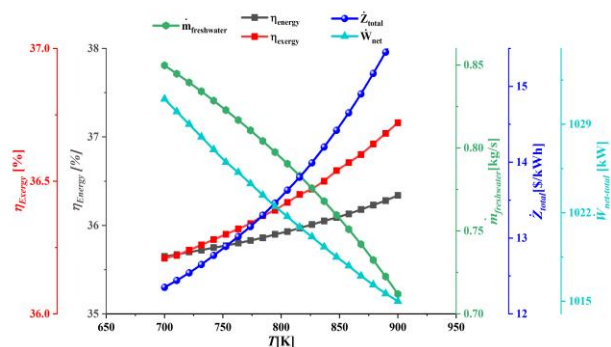
#### ۶- نتیجه گیری

در این مطالعه یک سیستم ترکیبی نوین شامل سیکل برایتون، برایتون معکوس، موتور استرلینگ و آب شیرین کن تقطیری چندمرحله به منظور تولید همزمان توان و آب

دمای گازهای خروجی از مبدل پیش گرم کن، باعث شده که در زیر سیستم تولید آب شیرین در اثر اول بخار کمتری تولید شود که در نتیجه باعث کاهش بخار تولیدی در سایر اثرها نیز شده است و در نهایت ظرفیت آب شیرین تولیدی از  $0.8498 \text{ kg/s}$  به  $0.712 \text{ kg/s}$  کاهش یافته است. همچنین افزایش دمای هوای پیش گرم شده باعث کاهش قابل توجهی در گرمای مصرفی بیوگاز شده است. به طور کلی کاهش انرژی ورودی به سیستم بر کاهش مقادیر تولیدی سیستم غالب بوده، بنابراین بازده انرژی از  $35.65\%$  به  $36.34\%$  افزایش یافته است. درحالی که از دیدگاه قانون دوم، که بیشتر به کیفیت انرژی توجه دارد، کاهش انرژی ورودی به سیستم بر کاهش آهنگ انرژی محصولات غالب بوده و بازده انرژی از  $36.21\%$  به  $36.72\%$  افزایش یافته است. نرخ هزینه با افزایش دمای هوای پیش گرم شده از  $12.36 \text{ \$/kWh}$  تا  $15.76 \text{ \$/kWh}$  افزایش یافته است.



شکل ۴- تاثیر افزایش دمای ورودی توربین گاز بر معیارهای عملکردی سیستم تولید همزمان



شکل ۵- تاثیر افزایش دمای هوای پیش گرم شده بر معیارهای عملکردی سیستم تولید همزمان

در ادامه شکل ۶ نشان دهنده تاثیر افزایش دمای کاری واحد آب شیرین کن چند اثره بر توان خالص تولیدی، ظرفیت آب شیرین تولیدی و بازده انرژی و انرژی سیستم تولید همزمان ارائه شده است. مطابق با شکل، افزایش دمای

۳۴۷/۴ تا ۳۴۹/۶ K، ظرفیت تولید آب شیرین از  $0/8448 \text{ kg/s}$  به  $0/858 \text{ kg/s}$  افزایش یافته است.

- با افزایش دمای ورودی توربین گاز از ۱۲۵۰ تا ۱۵۰۰ کلوین، میزان نرخ هزینه از  $12/35 \text{ \$/kWh}$  تا  $10/84 \text{ \$/kWh}$  کاهش یافت.

#### ۶- نمادها

A	مساحت ( $\text{m}^2$ )
C	ظرفیت حرارتی ( $\text{W.K}^{-1}$ )
ex	انرژی ویژه ( $\text{kJ.kg}^{-1}$ )
$\dot{E}_x$	آهنگ انرژی جریان ( $\text{kW}$ )
GOR	نسبت بهره خروجی
h	آنتالپی مخصوص ( $\text{kJ.kg}^{-1}$ )
$k_0$	ضریب نشت گرما ( $\text{W/K}$ )
$\overline{LHV}$	ارزش حرارتی پایین ( $\text{kJ.kmol}^{-1}$ )
$\dot{m}$	آهنگ دبی جرمی ( $\text{kg.s}^{-1}$ )
$\dot{n}$	آهنگ مولی ( $\text{kmol.s}^{-1}$ )
P	فشار ( $\text{kPa}$ )
$\dot{Q}$	آهنگ ظرفیت گرمایی ( $\text{kW}$ )
R	ثابت گاز ( $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )
s	آنتروپی ویژه ( $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ )
T	دما ( $\text{K}$ )
$\dot{W}$	آهنگ توان تولیدی و مصرفی ( $\text{kW}$ )
Y	کسر مولی
	علامه یونانی
$\eta$	بازده (%)
$\varepsilon$	کارایی مبدلها
$\bar{\lambda}$	نسبت سوخت به هوا
	بالانویسها، زیر نویسها و کوتاه نویسها
AC	کمپرسور هوا
Ch	شیمیایی
CC	محفظه احتراق
Cond	چگالنده
Dw	آب شیرین
D	تخریب
ex	انرژی

شیرین مورد بررسی قرار گرفت. در سیستم مورد مطالعه از سیکل برایتون معکوس برای بازیابی حرارت اتلافی توربین گاز استفاده می‌شود. موتور استرلینگ به منظور تولید توان الکتریکی پیشنهاد شده است. همچنین به منظور تولید آب شیرین از واحد آب شیرین کن تقطیر چند اثره استفاده شده است. به منظور کاهش آلاینده‌ها و نیز کارایی بهتر از بیوگاز به عنوان سوخت مورد استفاده توربین گاز بهره گرفته شده است. در این پژوهش مدل‌سازی جامع ترمودینامیکی سیستم مورد نظر با کد نویسی در نرم‌افزار EES صورت گرفته است. در ادامه سیستم پیشنهادی از دیدگاه‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. خلاصه‌ی نتایج مهم به دست آمده از شبیه سازی سیستم به شرح زیر می‌باشد:

سیستم پیشنهادی توانایی تولید  $1031 \text{ kW}$  توان الکتریکی و نیز  $0/8498 \text{ kg/s}$  آب شیرین را دارا می‌باشد. همچنین بازده انرژی و انرژی سیستم تولید دوگانه به ترتیب برابر  $35/65\%$  و  $36/21\%$  می‌باشد.

- از  $100\%$  انرژی سوخت ورودی به سیستم که به میزان  $3102 \text{ kW}$  می‌باشد، حدود  $65/63\%$  آن ( $2036 \text{ kW}$ ) از طریق اجزا زیر سیستمها تخریب شده و  $34/365\%$  آن به محصولات مفید ( $\text{kW}$ )  $1066$  نظیر توان و آب شیرین تبدیل شده است.
- با افزایش دمای محصولات احتراقی از  $1250 \text{ K}$  تا  $1500 \text{ K}$ ، توان خالص تولیدی سیستم از  $1031 \text{ kW}$  تا  $1056 \text{ kW}$  افزایش و دبی آب شیرین تولیدی سیستم از  $0/8498 \text{ kg/s}$  تا  $0/839 \text{ kg/s}$  کاهش یافته است.

- با افزایش دمای هوای پیشگرم شده خروجی از مبدل حرارتی پیش‌گرمکن از  $700 \text{ K}$  تا  $900 \text{ K}$ ، توان تولیدی از  $1031 \text{ kW}$  تا  $1015 \text{ kW}$  و ظرفیت آب شیرین تولیدی از  $0/8498$  تا  $0/712$  کیلوگرم بر ثانیه کاهش یافته است. بازده انرژی سیستم از  $35/65\%$  تا  $36/72\%$  و بازده انرژی از  $36/21\%$  تا  $36/72\%$  افزایش داشته است.

- با افزایش دمای کار واحد شیرین سازی از  $K$

سوخت	$Fu$
مبدل حرارتی	$HE$
تعداد اثرات	$N$
مقدار خالص خروجی	$net$
محصول	$Pr$
بازیاب کننده	$RG$
شوری آب دریا	$SW$
غلظت	$X$

## مراجع

- [۱] A. Al-Alili, Y. Hwang, and R. Radermacher, "Review of solar thermal air conditioning technologies," *International Journal of Refrigeration*, vol. 39, pp. 4-22, 2014.
- [۲] B. Mei, P. Barnoon, D. Toghraie, C.-H. Su, H. C. Nguyen, and A. Khan, "Energy, exergy, environmental and economic analyzes (4E) and multi-objective optimization of a PEM fuel cell equipped with coolant channels," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 157, p. 112021, 2022.
- [۳] M. Ebadollahi, M. Amidpour, O. Pourali, and H. Ghaebi, "Flexibility concept in design of advanced multi-energy carrier systems driven by biogas fuel for sustainable development," *Sustainable Cities and Society*, vol. 86, p. 104121, 2022.
- [۴] H. Nikpey, M. Assadi, P. Breuhaus, and P. Mørkved, "Experimental evaluation and ANN modeling of a recuperative micro gas turbine burning mixtures of natural gas and biogas," *Applied Energy*, vol. 117, pp. 30-41, 2014.
- [۵] H. Barzegaravval, S. E. Hosseini, M. A. Wahid, and A. Saat, "Effects of fuel composition on the economic performance of biogas-based power generation systems," *Applied Thermal Engineering*, vol. 128, pp. 1543-1554, 2018.
- [۶] A. Firth, B. Zhang, and A. Yang, "Quantification of global waste heat and its environmental effects," *Applied energy*, vol. 235, pp. 1314-1334, 2019.
- [۷] Y. Le Moullec, "Conceptual study of a high efficiency coal-fired power plant with CO<sub>2</sub> capture using a supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle," *Energy*, vol. 49, pp. 32-46, 2013.
- [۸] D. Wilson and N. Dunteman, "The inverted brayton cycle for waste-heat utilization," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 1973, vol. 79801: American Society of Mechanical Engineers, p. V001T01A089.
- [۹] N. Chagnon-Lessard, C. Copeland, F. Mathieu-Potvin, and L. Gosselin, "Maximizing specific work output extracted from engine exhaust with novel inverted Brayton cycles over a large range of operating conditions," *Energy*, vol. 191, p. 116350, 2020.
- [۱۰] M. Bianchi, G. Negri di Montenegro, A. Peretto, and P. Spina, "A feasibility study of inverted brayton cycle for gas turbine repowering," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 127, no. 3, pp. 599-605, 2005.
- [۱۱] I. Kennedy, Z. Chen, B. Ceen, S. Jones, and C. D. Copeland, "Experimental investigation of an inverted Brayton cycle for exhaust gas energy recovery," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 141, no. 3, p. 032301, 2019.
- [۱۲] C. D. Copeland and Z. Chen, "The benefits of an inverted Brayton bottoming cycle as an alternative to turbo-compounding," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2015, vol. 56796: American Society of Mechanical Engineers, p. V008T23A006.
- [۱۳] Z. Zhang, L. Chen, and F. Sun, "Exergy analysis for combined regenerative Brayton and inverse Brayton cycles," *International Journal of Energy and Environment (Print)*, vol. 3, 2012.
- [۱۴] I. Kennedy, Z. Chen, B. Ceen, S. Jones, and C. D. Copeland, "Inverted Brayton cycle with exhaust gas condensation," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 140, no. 11, p. 11.۲۰۱۸, ۱۷۰۲
- [۱۵] T. Gholizadeh, M. Vajdi, and F. Mohammadkhani, "Thermodynamic and thermoeconomic analysis of basic and modified power generation systems fueled by biogas," *Energy conversion and management*, vol. 181, pp. 463-475, 2019.

- [١٦] S. E. Hosseini, H. Barzegaravval, M. A. Wahid, A. Ganjehkaviri, and M. M. Sies, "Thermodynamic assessment of integrated biogas-based micro-power generation system," *Energy conversion and management*, vol. 128, pp. 104-119, 2016.
- [١٧] M. Khaljani, R. K. Saray, and 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*, vol. 97, pp. 154-165, 2015.
- [١٨] H. Sayyaadi and A. Saffari, "Thermoeconomic optimization of multi effect distillation desalination systems," *Applied Energy*, vol. 87, no. 4, pp. 1122-1133, 2010.
- [١٩] G. P. Narayan, M. H. Sharqawy, J. H. Lienhard V, and S. M. Zubair, "Thermodynamic analysis of humidification dehumidification desalination cycles," *Desalination and water treatment*, vol. 16, no. 1-3, pp. 339-353, 2010.
- [٢٠] D. U. Lawal, S. Abdul Jawad, M. H. Sharqawy, and M. A. Antar, "Energy and Entropy Analyses of a Pilot-Scale Dual Heating HDH Desalination System," *Entropy*, vol. 23, no. 10, p. 1282, 2021.
- [٢١] F. L. Curzon and B. Ahlborn, "Efficiency of a Carnot engine at maximum power output," *American Journal of Physics*, vol. 43, no. 1, pp. 22-24, 2017.
- [٢٢] S. Kaushik and S. Kumar, "Finite time thermodynamic evaluation of irreversible Ericsson and Stirling heat engines," *Energy Conversion and Management*, vol. 42, no. 3, pp. 295-312, 2001.
- [٢٣] L. Yaqi, H. Yaling, and W. Weiwei, "Optimization of solar-powered Stirling heat engine with finite-time thermodynamics," *Renewable energy*, vol. 36, no. 1, pp. 421-427, 2011.
- [٢٤] J. Chen and J. A. Schouten, "The comprehensive influence of several major irreversibilities on the performance of an Ericsson heat engine," *Applied thermal engineering*, vol. 19, no. 5, pp. 555-564, 19.
- [٢٥] A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M. Moran, "Thermal Design and Optimization John Wiley and Sons," *Inc. New York*, 2006.
- [٢٦] H. N. Somehsaraei, M. M. Majoumerd, P. Breuhaus, and M. Assadi, "Performance analysis of a biogas-fueled micro gas turbine using a validated thermodynamic model," *Applied thermal engineering*, vol. 66, no. 1-2, pp. 181-190, 2014.
- [٢٧] H. El-Dessouky, I. Alatiqi, S. Bingulac, and H. Ettouney, "Steady-state analysis of the multiple effect evaporation desalination process," *Chemical Engineering & Technology: Industrial Chemistry-Plant Equipment-Process Engineering-Biotechnology*, vol. 21, no. 5, pp. 437-451, 2008.
- [٢٨] H. T. El-Dessouky and H. M. Ettouney, *Fundamentals of salt water desalination*. Elsevier, 2002.
- [٢٩] M. Darwish and H. K. Abdulrahim, "Feed water arrangements in a multi-effect desalting system," *Desalination*, vol. 228, no. 1-3, pp. 30-54, 2008.
- [٣٠] K. H. Mistry, M. A. Antar, and J. H. Lienhard V, "An improved model for multiple effect distillation," *Desalination and Water Treatment*, vol. 51, no. 4-6, pp. 807-821, 2013.

UNCORRECTED PROOF