



Semnan University



## Research Article

# A Trigeneration System Using Triple Pressure HRSG(Energy, Exergy and Thermo-economic Analysis)

Hadi Ghaebi <sup>a,\*</sup>, Ghader Abbaspour <sup>b</sup>

<sup>a</sup> Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Technical Engineering Faculty, Mohaghegh Ardabili University, Ardabil, Iran

<sup>b</sup> PhD Student, Mechanical Engineering, Mohaghegh Ardabili University, Ardabil, Iran

## PAPER INFO

### Paper history:

Received: 16 July 2023

Revised: 19 January 2024

Accepted: 26 February 2024

### Keywords:

Cogeneration,  
Gas turbine,  
Desalination,  
MED-TVC,  
Thermo-economic analysis.

## ABSTRACT

In this research, thermo-economic analysis of a multi-effect desalination thermal vapor compression (MED-TVC) system integrated with a trigeneration system with a gas turbine prime mover is carried out. The integrated system comprises of a compressor, a combustion chamber, a gas turbine, a triple-pressure (low, medium and high pressures) heat recovery steam generator (HRSG) system, an absorption chiller cycle (ACC), and a multi-effect desalination (MED) system. Low pressure steam produced in the HRSG is used to drive absorption chiller cycle, medium pressure is used in desalination system and high pressure superheated steam is used for heating purposes. For thermodynamic and thermo-economic analysis of the proposed integrated system, Engineering Equation Solver is used by employing mass, energy, exergy, and cost balance equations for each component of system. The results of the modeling showed that with the new design, the exergy efficiency in the base design will increase to 57.57%. In addition, thermo-economic analysis revealed that the net power, heating, fresh water and cooling have the highest production cost, respectively.

DOI: <https://doi.org/10.22075/jme.2024.31282.2495>

© 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/>)

\* Corresponding author.

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

## How to cite this article:

Ghayebi, H., & Abbaspour, G. (2024). A trigeneration system using triple pressure HRSG(Energy, Exergy and Thermo-economic Analysis). Journal of Modeling in Engineering, 22(78), 79-101. doi: 10.22075/jme.2024.31282.2495

## یک سیستم تولید همزمان سه گانه با استفاده از HRSG سه فشاره (تحلیل انرژی، انرژی و ترموکونومیک)

هادی غائبی<sup>۱\*</sup>، قادر عباس پور<sup>۲</sup>

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۴۰۲/۰۴/۲۵	
بازنگری مقاله: ۱۴۰۲/۱۰/۲۹	
پذیرش مقاله: ۱۴۰۲/۱۲/۰۷	
<b>واژگان کلیدی:</b> تولید همزمان، توربین گاز، آب شیرین کن چند اثره، ارزیابی ترموکونومیک.	در این تحقیق، برای استفاده بهینه از انرژی اولیه، تلفیق آب شیرین کن چنداثره تقطیری با تراکم بخار (MED-TVC) در یک سیستم تولید همزمان توان، حرارت و سرما با استفاده از مولد بازیافت حرارت سه فشاره با محرک توربین گاز مورد ارزیابی ترموکونومیک قرار گرفته است. اجزای سیستم تلفیقی عبارتند از: کمپرسور، محفظه احتراق، توربین گاز، مولد بازیافت حرارت سه فشاره، چیلر جذبی و آب شیرین کن چند اثره. بخار فشار پائین تولیدی در مولد بازیافت حرارت برای مصرف چیلر جذبی، بخار فشار متوسط برای راه اندازی آب شیرین کن و بخار سوپرهیت فشار بالا برای مصارف گرمایشی به کار می رود. مدل سازی سیستم برای آنالیز ترمودینامیک و ترموکونومیک با استفاده از نرم افزار EES و با در نظر گرفتن روابط موازنه معادلات جرم، انرژی، انرژی و هزینه انجام شده است. نتایج مدل سازی نشان داد که با طرح جدید، بازده انرژی سیستم از ۴۸/۱ درصد تا ۵۷/۵۷ درصد افزایش می یابد و به ترتیب تولید توان، گرمایش، آب شیرین و سرمایش بالاترین هزینه تولید را دارند.

DOI: <https://doi.org/10.22075/jme.2024.31282.2495>

© 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/>)

راندمان حرارتی سیستم طبق قانون کلاسیک ترمودینامیک افزایش خواهد یافت [۴-۵].

اجزای یک سیستم تولید همزمان ممکن است از یک توربین بخار یا توربین گاز، سلول های سوختی و یک موتور استرلینگ تشکیل شده باشد [۶-۷]. در تولید همزمان، ممکن است بخشی از گرمای تولید شده بوسیله گاز خروجی توربین گاز به عنوان حرارت مورد نیاز برای سیکل چیلر جذبی<sup>۲</sup> (ACC) و سیستم آب شیرین کن استفاده شود. با توجه به کمبود آب شیرین از مدت ها پیش تکنولوژی های متعددی برای تولید آب آشامیدنی از آب دریا مورد استفاده

### ۱-مقدمه

امروزه صرفه جویی در مصرف انرژی یکی از چالش های بسیار مهم در سراسر جهان محسوب می شود. استفاده از منابع انرژی فسیلی باعث افزایش نگرانی های زیست محیطی می شود [۱]. تحقیقات زیادی برای استفاده بهینه از منابع انرژی، دسترسی به انرژی پاک با حداقل اثرات منفی در محیط زیست انجام شده است [۲-۳]. استفاده از بازیافت تلفات حرارتی اجزاء سیستم های حرارتی، اصلی ترین و ساده ترین روش برای افزایش عملکرد اجزاء سیستم های حرارتی می باشد. در این مورد براساس مشاهدات عددی و تجربی،

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

۱. دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه محقق

اردبیلی، اردبیل، ایران

۲. دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

<sup>2</sup> Absorption chiller cycle

استناد به این مقاله:

غائبی، هادی، و عباس پور، قادر. (۱۴۰۳). یک سیستم تولید همزمان سه گانه با استفاده از HRSG سه فشاره (تحلیل انرژی، انرژی و ترموکونومیک). مدل سازی در مهندسی، ۲۲(۷۸)، ۱۰۱-۷۹. doi: 10.22075/jme.2024.31282.2495

هزینه‌های سرمایه و بخار مهم‌ترین پارامترها در شرایط عملیاتی بهینه هستند. صیادی و صفاری [۱۷] یک سیستم آب شیرین کن چنداثره تقطیری با تراکم بخار را با استفاده از روش مدل اقتصادی کامل<sup>۹</sup> (TRR) بهینه کردند که منجر به کاهش هزینه‌های اجزای فرعی با کاهش هزینه ناکارآمدی یا هزینه مالکیت و عملیاتی قطعه شد [۱۸]. وانگ و لیور [۱۱، ۱۹] از چرخه توربین‌گاز تزریقی بخار<sup>۱۰</sup> (SGT) در یک سیستم تولید همزمان توان و آب شیرین با استفاده از سیستم آب شیرین کن چنداثره تقطیری با تراکم بخار برای تولید آب شیرین استفاده کردند و نتایج خود را با نتایج سیستم مبتنی بر تبخیر چند اثره مقایسه کردند. آنها به این نتیجه رسیدند که برای فشار بخار محرک بالاتر از ۳ بار، سیستم آب شیرین کن چنداثره تقطیری با تراکم بخار ارجحیت دارد. نافی [۲۰] یک برنامه کلی برای طراحی و شبیه سازی انواع مختلف و پیکربندی فرآیندهای تقطیر آب دریا بر اساس معادلات مدل ریاضی و روش‌های عددی توسعه داد. برخی از ویژگی‌های اجزای اصلی سیستم‌های آب شیرین کن چنداثره تقطیری با تراکم بخار، تأثیرات قابل توجهی در مصرف انرژی سیستم‌ها دارد. به عنوان مثال، توان مصرفی سیستم تراکم مکانیکی بخار با اختلاف دمای پایین بین میعانات آب نمک و بخار می‌تواند کاهش یابد [۲۱-۲۲]. همچنین می‌توان با افزایش دمای عملیاتی و دمای طراحی تبخیر کننده، میزان تولید سیستم‌های آب شیرین کن چند اثره را افزایش داد [۲۳]. از ویژه‌گی‌های طراحی سیستم‌های تراکم مکانیکی بخار، کنترل مقیاس آب جوش را در فشار اتمسفر می‌باشد که می‌تواند هزینه تقطیر جریان آب دریا را تا ۳۰ درصد کاهش دهد، در حالی که باعث افزایش کارایی حدود ۵۰ درصد می‌شود [۲۴]. ولی و همکاران [۲۵] انواع آب شیرین کن‌ها را مورد بررسی قرار دادند نتایج نشان می‌دهد که استفاده از الکترودیالیز برای آبهای شور با نمک بالاتر از ۱/۲٪ اقتصادی‌تر است. همچنین، مقاومت غشاهای الکترودیالیز نسبت به غشاهای اسمز معکوس بسیار بالاتر است. روش تقطیر چنداثره، به ویژه در مناطق با دسترسی به برق، برای تولید حجم زیادی آب شیرین مناسب است و روش انجامد با مصرف انرژی کمتر به مزیت می‌انجامد. در مناطق با تابش

قرار گرفته است که استفاده از آنها نیازمند مصرف انرژی و هزینه‌های بالاست [۸]. یکی از مهم‌ترین روش‌های شناخته شده تولید آب شیرین در حجم زیاد استفاده از آب شیرین کن است [۹]. امروزه روش‌های تقطیر و غشایی دو فرآیند اصلی نمک‌زدایی، در بین همه روش‌های آب شیرین کن چند اثره<sup>۳</sup> (MED)، تقطیر فلش چند مرحله‌ای<sup>۴</sup> (MSF)، تراکم بخار<sup>۵</sup> (VC) و سیستم‌های اسمز معکوس<sup>۶</sup> (RO) برای ظرفیت‌های بالا و متوسط مناسب‌تر هستند [۱۰].

سیستم‌های آب شیرین کن چند اثره و آب شیرین کن چند اثره تقطیری با تراکم بخار<sup>۷</sup> در مقایسه با سیستم‌های تقطیر فلش چند مرحله‌ای خوردگی کمتر، اندازه‌های کوچکتر، هزینه اولیه کمتر، طول عمر بیشتر و مصرف برق کمتر پمپ را دارند [۱۱].

عامری و همکاران [۱۲] اثرات پارامترهای مختلف طراحی سیستم آب شیرین کن چنداثره تقطیری با تراکم بخار را بر روی نسبت عملکرد، سطح انتقال گرما و آب دریای خنک کننده را بررسی کردند. نتایج این گروه نشان داد که تعداد بهینه اثرات، تابعی از شوری آب دریا، اختلاف دمای اثر و دمای آب تغذیه می‌باشد. تراستمن [۱۳] یک برنامه شبیه‌سازی برای شبیه‌سازی فرآیند قابل تصور پیکربندی آب-شیرین کن چند اثره ارائه داد. آنها با استفاده از این برنامه مدل سیستم آب شیرین کن تک اثره، کندانسور نهایی و تراکم بخار حرارتی را ارائه دادند که نشان می‌دهد رویکرد نظری محافظه کارانه تر است. شکیب و همکاران [۱۴-۱۵] آب شیرین کن چنداثره تقطیری با تراکم بخار را با استفاده از مولدباز یافت حرارت<sup>۸</sup> (HRSG) با محرک توربین‌گاز را مورد ارزیابی قرار دادند و با استفاده از الگوریتم ژنتیک و بهینه سازی ازدحام ذرات بهینه کردند. نتایج این گروه نشان داد که با روش بهینه سازی ازدحام ذرات، حداقل مقدار تابع هدف به دست آمده بهتر می‌باشد. در مطالعه دیگری، فیورینی و اسکویبا [۱۶] یک کد شبیه سازی مدولار، CAMEL™، برای انجام آنالیز ترمودینامیکی و ترموآکونومیکی یک سیستم آب شیرین کن تقطیر فلش چند مرحله‌ای توسعه دادند. آنها هزینه تقطیر و پیکربندی و شرایط عملیاتی بهینه را محاسبه کردند. آنها نشان دادند که

<sup>۸</sup> Heat recovery steam generator

<sup>۹</sup> Total Revenue Requirement

<sup>۱۰</sup> Steam-injected gas turbine

<sup>۳</sup> Multi-effect desalination

<sup>۴</sup> Multi-stage flash

<sup>۵</sup> Vapor compression

<sup>۶</sup> Reverse osmosis

<sup>۷</sup> Multi-effect desalination thermal vapor compression

خورشیدی بالا، آبشیرین کن‌های خورشیدی، به خصوص آبشیرین کن‌های غیرفعال، به عنوان راه حل کم هزینه و کارآمد برای تأمین آب مورد نیاز مطرح می‌شوند. ارزیابی سیستم تولید همزمان، گرما، سرما، توان و آب شیرین با استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر مانند بیومس و انرژی خورشیدی توسط امیر و همکاران [۲۶] انجام شده است. این سیستم شامل رسیور خورشیدی، مشعل بیومس، چرخه رانکین آلی، چیلر جذبی، هیتر و آبشیرین کن چندمرحله‌ای است. نتایج نشان دادند که سیستم پیشنهادی قادر به تولید ۸۰۲.۵ کیلووات برق، ۱۰۳۹۱ کیلووات گرمایش، ۵۶۵۸ کیلووات سرمایش و ۹.۳۲۸ کیلوگرم در ثانیه آب تقطیری است. بهره‌وری انرژی این سیستم ۶۱٪، بهره‌وری انرژی ۷٪ می‌باشد. هزینه‌سازی سیستم تولید همزمان گرما، سرما و توان خورشیدی توسط زیپوی و همکاران [۲۷] انجام شده است. خورشیدی پرداخته شده است. با استفاده از الگوریتم ژنتیک، حالات مختلف سیستم در سه حالت (۱: دنبال کردن بار الکتریکی ۲) دنبال کردن بار حرارتی و (۳) دنبال کردن بار حرارتی و فروش برق به شبکه مدل‌سازی شده و تضاد بین صرفه‌جویی هزینه و صرفه‌جویی سوخت بررسی شده است. نتایج نشان داده است که با انتخاب نقطه بهینه، عملکرد سیستم در صرفه‌جویی انرژی و اقتصاد بهبود یافته و سیستم CCHP ترکیبی خورشیدی همچنین با سه سیستم دیگر مقایسه شده است:

(۱) سیستم معمولی؛ (۲) سیستم CCHP با کمک فتوولتائیک تنها و (۳) سیستم CCHP با کمک گرم‌کننده خورشیدی تنها. در پایان، تجزیه و تحلیل حساسیت اجرا شده و نتایج نشان می‌دهند که قیمت‌های انرژی و کارایی تجهیزات اصلی اثرات متفاوتی بر عملکرد سیستم دارند. سیستم تولید همزمان گرما، سرما و توان برای تأمین انرژی ساختمان‌ها توسط لیگایی و همکاران [۲۸] بررسی گردید در این بررسی مدل بهینه‌سازی چند هدفه با رویکرد عملیات و طراحی برای پیشنهاد سیاست‌های حمایتی مالی و تعرفه فروش به شبکه بر عملکرد جامع سیستم ارائه شد. نتایج نشان می‌دهند که برای ساختمان‌های مسکونی اقتصادی نبوده و برای هتل و بیمارستان عملکرد بهتری دارد. سیستم ترکیبی سرمایش، گرمایش و تولید توان با بکارگیری چیلر جذبی و تراکمی توسط مهدی و همکاران [۲۹] انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که مصرف انرژی کل با استفاده از چیلر جذبی و تراکمی به ترتیب

۱۰<sup>۱۸</sup>\*۴/۰۲ و ۱۰<sup>۱۸</sup>\*۶/۰۱ ژول است. سعید و همکاران [۳۰] تولید همزمان سه محصول با استفاده از انرژی خورشیدی و ماده 66 Therminol در رسیورهای حرارتی خورشیدی پارابولیک با ترکیب چرخه رانکین آلی با استفاده از سیال عامل n-pentane، n-octane و hexane با در نظر گرفتن چیلر جذبی به جای کندانسور چرخه رانکین آلی مورد ارزیابی قرار دادند نتایج نشان داد تولید محصول توسط چیلر با لاترین هزینه را دارد و افزایش دمای رسیور خورشید از ۲۰۰ درجه سانتیگراد به ۵۰۰ درجه سانتیگراد منجر به کاهش بازده و کل هزینه می‌شود.

سیستم کامپیوتر با یک ماژول اضافی برای افزایش دقت نیروگاه CHP توسط سزگا و همکاران [۳۱] مورد بررسی قرار گرفته شده است. در روش تعیین شکل ریاضی و ضرایب توابع تجربی، از روش اعتبارسنجی متقاطع استفاده شد. مدل‌های کالیبراسیون توسعه یافته و توابع تجربی به طور قابل توجهی دقت برنامه‌ریزی بهینه برای تولید حامل‌های انرژی در نیروگاه CHP مورد بررسی را بهبود بخشند. مدل‌سازی ترمودینامیکی و بهینه‌سازی چند هدفه یک سیستم انرژی تولید همزمان جدید با استفاده از زمین گرمایی توسط خانمحمدی و همکاران [۳۲] مورد بررسی قرار گرفته است که شامل چرخه کالینا، واحد تبرید، ماژول ترموالکتریک، توربین بخار و واحد گرمایش می‌باشد. تجزیه و تحلیل انرژی سیستم نشان داده که واحد اسمز معکوس با ۴۴۹/۱ کیلووات دارای بالاترین نرخ تخریب انرژی در سیستم است. علاوه بر این، یعنی واحد اسمز معکوس، سیستم گرمایش و توربین بخار ۸۲/۸ درصد از تخریب انرژی را دارند. کاربرد یک سیستم ترکیبی‌خنک کننده، گرما و قدرت برای کاربردهای تجاری در یک آب و هوای معتدل دریایی توسط صفوی و همکاران [۳۳] مورد بررسی قرار گرفته تجزیه و تحلیل داده‌های بار تقاضا با استفاده از مجموعه داده‌های منبع باز برای شناسایی دسته‌های ساختمان با تقاضاهای حرارتی و الکتریکی معرف انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که یک سیستم ترکیبی خنک کننده، گرما و قدرت ترکیب می‌تواند مزایای اقتصادی و انتشار گازهای گلخانه‌ای را برای شبکه‌های برق با شدت CO<sub>2</sub> بیشتر از ۲۶۰-۲۳۰ گرم در کیلووات ساعت فراهم کند. با استفاده از یک کندانسور مشترک، فرآیند تبخیر فشار دوگانه و سیکل تبرید اجکتوری توسط وانق و همکاران

تزیق می‌شود و پس از احتراق مخلوط گاز احتراق از نقطه ۳ وارد توربین شده و در داخل منبسط می‌شود. گاز داغ خروجی از توربین (نقطه ۴) در مولدباز یافت حرارت سه فشاره برای تولید بخار اشباع با فشار پایین، بخار اشباع با فشار متوسط و بخار فوق گرم فشار بالا استفاده می‌شود.

بخار اشباع فشار پایین برای تامین حرارت مورد نیاز ژنراتور در سیکل چیلر جذبی لیتیوم بروماید-آب استفاده می‌شود. این بخار در نقطه ۵ به داخل ژنراتور جریان یافته و پس از انتقال حرارت به محلول داخل ژنراتور، از نقطه ۶ به اواپراتور فشار پایین مولدباز یافت حرارت باز می‌گردد. آب در اثر گرمای جذب شده از لیتیوم بروماید جدا شده و سپس در نقطه ۹ وارد کندانسور می‌شود و در داخل کندانسور آب گرمای نهان خود را از دست داده و در حالت مایع اشباع باقی می‌ماند. پس از عبور از شیر انبساط و افت فشار آن در نقطه ۱۳، وارد اواپراتور شده و در اثر جذب حرارت در اواپراتور در حالت بخار اشباع از اواپراتور خارج (نقطه ۱۶) و وارد جاذب می‌گردد و با محلول قوی لیتیوم بروماید آب که از نقطه ۱۷ وارد می‌گردد مخلوط شده و در حالت رقیق از جاذب خارج می‌شود (نقطه ۱۸) و در آنجا به فشار بالای ژنراتور پمپ می‌شود (نقطه ۲۱). محلول فشار بالای رقیق لیتیوم بروماید-آب در داخل مبدل حرارتی توسط محلول غلیظ لیتیوم بروماید-آب که از نقطه ۸ وارد می‌گردد گرم شده و سپس وارد ژنراتور می‌شود (نقطه ۷). محلول فشار بالای غلیظ لیتیوم بروماید-آب (نقطه ۲۲) از مبدل حرارتی محلول خارج می‌شود، و پس از افت فشار از طریق شیر انبساط وارد جاذب می‌شود. (نقطه ۱۷).

بخار اشباع فشار متوسط برای تامین حرارت مورد نیاز آب-شیرین کن استفاده می‌شود (شکل الف). بخار اشباع تغذیه شده از مولدباز یافت حرارت (نقطه ۲۴) وارد اجکتور بخار شده و پس از مخلوط شدن با بخار آب برگشتی از نقطه ۲۵ (اواپراتور یا اثر n) تا فشار اولین اثر آب شیرین کن منبسط می‌شود (نقطه ۲۶). این بخار پس از انبساط سوپرهیت شده و لازم است تا برای ورود به اولین اواپراتور آب شیرین کن، به صورت اشباع درآید. از این رو از دی سوپرهیتر استفاده می‌شود که در آن بخار سوپرهیت خروجی از اجکتور (نقطه ۲۶) با بخشی از آب خالص خروجی از آخرین اواپراتور مخلوط می‌شود تا به صورت بخار اشباع درآید (نقطه ۲۷).

بخار اشباع خروجی دی سوپرهیتر وارد اولین اثر آب شیرین-کن شده و گرمای نهان خود را به آب دریا (آب تغذیه شده)

[۳۴] طراحی و اجرا شد. در این فرآیند، بخشی از سیال عامل که از خروجی ژنراتور بخار کم فشار جدا شده بود، به عنوان جریان اولیه اجکتور برای راه اندازی سیکل تبرید اجکتوری به کار گرفته شد. نتایج نشان داد که دو مولد بخار و کندانسور به عنوان اجزای اصلی، در هر دو حالت اولیه و بهینه، بیشترین تخریب انرژی سیستم را ارائه دادند. در مقایسه با حالت اولیه، تخریب انرژی ژنراتورهای بخار حدود ۳۲/۳٪ کاهش یافت و تخریب انرژی کل سیستم در حالت بهینه سازی شده حدود ۵۰٪ کاهش یافت. همانطور که مورد بحث قرار گرفت و با بررسی سایر تحقیقات مشابه، تجزیه و تحلیل انرژی و ترمودینامیکی آب شیرین کن چندانثره تقطیری با تراکم بخار، یکپارچه شده با یک سیستم راه اندازی شده توسط یک مولدباز یافت-حرارت سه فشاره هنوز انجام نشده است. برای جبران این کمبود، سیستمی که از یک کمپرسور، یک محفظه احتراق، یک توربین گاز، یک مولدباز یافت حرارت سه فشاره (فشارهای پایین، متوسط و بالا)، یک سیکل چیلر جذبی و یک سیستم آب شیرین کن چند اثره ترکیب شده است پیشنهاد گردیده است. برخی از اهداف اصلی تحقیق حاضر را می توان به شرح زیر خلاصه کرد:

- انجام انرژی و تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم آب شیرین کن چند اثره، ترکیب شده با یک سیستم محرک هدایت شده توسط مولد-باز یافت حرارت سه فشاره.
- استفاده از مولد باز یافت حرارت سه فشاره برای تولید بخار (فشار پایین، فشار متوسط و فشار بالا)، بخار فشار پایین برای استفاده در سیکل چیلر جذبی، بخار فشار متوسط برای راه اندازی آب-شیرین کن و بخار فشار بالا (بخار فوق گرم) برای گرمایش.
- بررسی تأثیر برخی از پارامترهای کلیدی در معیارهای اصلی عملکرد کلی.

## ۲- توضیح سیستم

شکل (۱) شماتیک یک سیستم آب شیرین کن چندانثره تقطیری با تراکم بخار (با هفت اثر) را در حالت کوپل شده با یک سیستم تولید همزمان گرما، سرما و توان با محرک توربین گاز نشان می‌دهد. در نقطه ۱ هوای محیط وارد کمپرسور شده و پس از تراکم در نقطه ۲ وارد محفظه احتراق می‌شود و سوخت در نقطه F به محفظه احتراق



آب شیرین کن وجود ندارد [۱۴].

- بخار تشکیل شده در هر اثر عاری از نمک است [۱۴].
- شوری نهایی محلول برگشتی ۷۰۰۰۰ قسمت در میلیون در نظر گرفته شده است [۱۴].
- مساحت انتقال حرارت اواپراتورها از اثر ۲ تا N برابر هستند [۱۴].
- هیچ واکنش شیمیایی وجود ندارد.
- برای دستیابی به شرایط عملیاتی بهینه، اختلاف دمای بین جریان‌ها در همه اثرات برابر فرض می‌شوند [۳۶].

- نرخ جریان تمام اثرات آب شیرین کن برابر می‌باشد.

(آرایش موازی تغذیه:  $f_1=f_2=f_3=\dots=f_N=F/N$ ).

با نوشتن قانون اول ترمودینامیک، موازنه معادلات انرژی برای هر جزء از سیستم را می‌توان به صورت زیر نوشت [۳۴]:

$$\sum (\dot{m}.h)_i - \sum (\dot{m}.h)_e + \left( \sum (\dot{Q})_i - \sum (\dot{Q})_e + \dot{W} = 0 \right) \quad (1)$$

که در آن  $\dot{W}$  و  $\dot{Q}$  به ترتیب نرخ انتقال حرارت و توان بر حسب کیلووات هستند. زیرنویس  $i$  و  $e$  به ترتیب مخفف جریان ورودی و خروجی هستند. برای انجام آنالیز ترمودینامیکی سیستم چیلر جذبی، باید اصل بقای جرم و قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای هر یک از اجزای سیستم اعمال شود. هر جزء را می‌توان به عنوان یک حجم کنترل با جریان‌های ورودی و خروجی در نظر گرفت که در تبادل حرارت و کار قرار دارند. در یک سیستم، معادله بقای جرم شامل موازنه معادلات جرم در هر یک از اجزای سیستم به همراه سیستم کلی است. معادلات حاکم بر جرم برای هر جزء و سیستم کلی در حالت پایدار را می‌توان با توجه به معادلات زیر محاسبه کرد [۳۵]:

$$\sum \left( \dot{m} X_{LiBr/H_2O} \right)_i - \sum \left( \dot{m} X_{LiBr/H_2O} \right)_e = 0 \quad (2)$$

که در آن،  $\dot{m}$  و  $X_{LiBr/H_2O}$  نرخ جرمی جریان و کسر جرمی غلظت لیتیوم بروماید هستند. موازنه معادلات انرژی برای هر جزء از سیستم بر اساس

تغذیه اثر دوم می‌دهد و به آب مایع تبدیل می‌شود و به جریان آب شیرین تولیدی می‌پیوندد. در این اثر نیز مانند اثر اول بخشی از آب دریا (آب تغذیه شده) به بخار تبدیل می‌شود و وارد اثر بعدی می‌شود، در حالی که بخشی دیگر به محلول غلیظ تبدیل می‌شود. این روند در اثرات بعدی ادامه خواهد داشت و حرارت بخار خروجی از آخرین اثر توسط کندانسور جذب و به وسیله آن، آب دریا پیش‌گرم شده و برای تغذیه آماده می‌شود. محلول غلیظ آب دریا که از تمام اثرات عبور می‌کند جمع آوری و از سیستم خارج می‌گردد. حرارت آب شیرین تولیدی برای پیش‌گرم کردن آب تغذیه (اثرهای ۱، ۲ و ۳ که با دمای بالاتر نسبت به اثرات بعدی تغذیه می‌شوند) با استفاده از مبدل حرارتی استفاده می‌شود و محصول نهایی به شکل آب شیرین از سیستم خارج می‌شود. پیش‌گرم کردن آب عرضه شده دو مزیت دارد: مزیت اول کاهش مصرف انرژی در اثرهای ۱، ۲ و ۳ است و مزیت دوم کاهش دمای خروجی آب شیرین از سیستم، کاهش انتقال حرارت سیستم به محیط و در نتیجه کاهش تخریب انرژی می‌باشد.

### ۳-مدلسازی سیستم

#### ۳-۱- تجزیه و تحلیل انرژی

موازنه معادلات انرژی و انرژی اجزای سیستم توربین‌گاز، مولدبازایافت حرارت، سیکل چیلر جذبی و آب‌شیرین‌کن را می‌توان با مفروضات زیر در نظر گرفت:

- تمام فرآیندها در حالت پایدار - جریان پایدار در نظر گرفته می‌شود که با مقدار ناچیزی از انرژی پتانسیل و جنبشی در اجزای سیستم کار می‌کنند.
- ترکیب حجمی هوای ورودی  $N_2=0.7598$  و  $CO_2=0.003$ ،  $O_2=0.2018$  و  $H_2O=0.0381$  می‌باشد [۳۵].
- افت فشار در امتداد مولدبازایافت حرارت و محفظه احتراق به ترتیب ۵ درصد و ۳ درصد می‌باشد [۶].
- سوخت مصرفی متان با ارزش حرارتی پائین آن ۵۰۱۰ کیلوژول بر کیلوگرم است [۶].
- کمپرسور هوا و توربین گاز آدیاباتیک در نظر گرفته می‌شوند [۶].
- افت فشار و تلفات حرارتی در خطوط لوله وجود ندارد.
- اتلاف حرارتی در هیچ یک از اجزای چیلر جذبی و

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

در غیاب اثرات کشش سطحی، انرژی‌های الکتریسیته، مغناطیس و هسته‌ای، کل انرژی سیستم را می‌توان به صورت مجموع چهار جزء اصلی به شرح زیر تعریف کرد:

$$e = e^{PH} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CH} \quad (10)$$

در رابطه فوق  $e^{PH}$  انرژی فیزیکی بر واحد جرم،  $e^{PT}$  انرژی پتانسیل بر واحد جرم،  $e^{CH}$  انرژی شیمیایی بر واحد جرم و  $e^{KN}$  انرژی جنبشی بر واحد جرم هستند. انرژی‌های فیزیکی، جنبشی و پتانسیل (که تابعی از محیط هستند و نسبت به محیط اندازه گیری می‌شوند)، را می‌توان به ترتیب مطابق با روابط زیر بدست آورد:

$$e^{PH} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (11)$$

$$e^{KN} = \frac{1}{2} V^2 \quad (12)$$

$$e^{PT} = gz \quad (13)$$

انرژی شیمیایی حداکثر مقدار کاری است که یک سیستم در حالت تعادل مرده محدود به هنگام رسیدن به حالت تعادل مرده کامل انجام می‌دهد.

بازده قانون دوم یا بازده انرژی، نسبت انرژی محصولات به انرژی سوخت مورد نیاز سیستم تعریف می‌شود [۳۶]:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_F} \quad (14)$$

$$\dot{E}_F = \dot{E}_P + \dot{E}_D \quad (15)$$

$$\eta_{ex,tot} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,tot}}{\dot{E}_{F,tot}} \quad (16)$$

### ۳-۳- تجزیه و تحلیل ترموآکونومیکی

به منظور محاسبه هزینه کل هر واحد انرژی محصول سیکل، تحلیل اقتصادی سیستم تولید همزمان، بر اساس پارامترهای انرژی به دست آمده انجام می‌شود. در این راستا، موازنه معادلات هزینه و همچنین معادلات کمکی برای هر جزء از سیکل مشخص شده است. موازنه معادله هزینه بیان می‌کند که مجموع نرخ‌های هزینه تمام انرژی‌های خروجی برابر با مجموع نرخ‌های هزینه تمام انرژی‌های ورودی به اضافه نرخ هزینه مرتبط با سرمایه‌گذاری ( $\dot{Z}^{CI}$ ) و عملیات و نگهداری ( $\dot{Z}^{OM}$ ) است.

متغیرهای ورودی و خروجی تعریف می‌شوند. با استفاده از موازنه معادلات انرژی برای هر جزء، پارامترهای خروجی اصلی سیستم تولید همزمان پیشنهادی (یعنی توان خالص خروجی، ظرفیت گرمایش، ظرفیت خنک‌کننده و آب شیرین) را می‌توان به دست آورد.

موازنه جرمی آب تغذیه آب شیرین کن به صورت زیر بدست می‌آید:

$$F = D_i \times \frac{X_b}{X_b - X_{sw}} \quad (3)$$

$$f(i) = \frac{F}{N} \quad (4)$$

فرض بر این است که سرعت جریان جرمی همه اثرات برابر است.

$$D_i = \sum_{i=1}^N D(i) \quad (5)$$

### ۳-۲- تجزیه و تحلیل انرژی

تجزیه و تحلیل قانون دوم ترمودینامیک بر اساس مفهوم انرژی است. جریان انرژی به عنوان حداکثر کار تئوری قابل حصول، در یک فرآیند کاملاً برگشت پذیر که از حالت اولیه تا تعادل کامل با محیط (در دما و فشار محیط) برسد تعریف می‌شود:

$$e = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (6)$$

$$s - s_0 = C_p \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - R \ln\left(\frac{P}{P_0}\right) \quad (7)$$

که در آن  $h$  و  $s$  به ترتیب آنتالپی و آنتروپی واحد جریان-ها،  $h_0$  و  $s_0$  همان پارامترها در حالت مرجع و  $T_0$  و  $P_0$  به ترتیب دما و فشار در حالت مرجع هستند.

موازنه معادله انرژی برای حالت پایدار را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:

$$\dot{E}_W = \sum_{i=1}^N (\dot{E}_Q)_i + \sum_{in} \dot{m}_i \times e_i \quad (8)$$

$$- \sum_{out} \dot{m}_e \times e_e - \dot{E}_D$$

در معادله فوق، زیرنویس‌های  $W$ ،  $Q$  و  $D$  به ترتیب مخفف کار، گرما و تخریب هستند. علاوه بر این، انرژی در واحد جرم در ورودی و خروجی یک حجم کنترل به ترتیب با  $e_i$  و  $e_e$  تعریف می‌شود. نرخ تخریب انرژی (در حالت برگشت ناپذیر) متناسب با آنتروپی تولیدی است و می‌تواند مطابق با معادله گوی (Gouy equation) تعریف شود:



جدول ۱- داده های اقتصادی و توابع هزینه برای تجزیه و

تحلیل ترموآکونومیکی

پارامتر	داده های اقتصادی
تعداد ساعات	۸۷۰۰
نرخ بهره	٪۱۸
سال	۳۰
ضریب بازگشت سرمایه	۰/۱۸۱۳
ضریب تعمیر و نگهداری	۱/۱
هزینه سوخت مصرفی	$۶/۷۷۱ \times ۱۰^{-۷}$
اجزاء سیستم	توابع هزینه سرمایه گذاری سرمایه، مرجع [۳۵]
کمپرسور هوا	$PE_{CAcomp} = 71.1 \times \dot{m}_{air}$ $\left[ \frac{1 + \omega_1}{.92 - \eta_{comp}} \right] \times r_{comp} \times \ln(r_{comp})$
محفظه احتراق	$PE_{CC} = 46.08 \times \dot{m}_{air}$ $\left[ \frac{1 + \omega_1}{.995 - \frac{P_3}{P_2}} \right] \times \left( 1 + e^{(.018 \times T_3 - 26.4)} \right)$
توربین گاز	$PE_{T} = 479.34 \times \dot{m}_{air} \left[ \frac{\dot{m}_g}{.93 - \eta_t} \right]$ $\times \ln \left( \frac{P_3}{P_4} \right) \left( 1 + e^{(.036 \times T_3 - 54.4)} \right)$
کمپرسور سوخت	$PE_{Fcomp} = 71.1 \times \dot{m}_{air}$ $\left[ \frac{\dot{m}_{air}}{AF} \right] \times r_{comp} \times \ln(r_{comp})$
مولد باز یافت حرارت	$PE_{HRSG} = 6570 \times$ $\left[ \left( \frac{\dot{Q}_{ec}}{\Delta T_{ec}} \right)^8 + \left( \frac{\dot{Q}_{evap}}{\Delta T_{ev}} \right)^8 + \left( \frac{\dot{Q}_{sh}}{\Delta T_{sh}} \right)^8 \right]$ $+ 21276 \times \dot{m}_W + 1184.4 \times \dot{m}_{gas}^{1.2}$
چیلر جذبی و آب شیرین کن [۴۱]	$PE_{HX} = .322 \left( 30000 + .75 A^8 \right)$

[۳۲]:

$$\dot{C}_{Q,k} + \sum \dot{C}_{i,K} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} = \dot{C}_{W,k} + \sum \dot{C}_{e,K} \quad (17)$$

در حالی که:

$$\dot{C} = c\dot{E} \quad (18)$$

برای محاسبه هزینه واحد جریان های ورودی، خروجی، توان و انتقال حرارت روابط زیر اعمال می شود [۳۵]:

$$\dot{C}_i = c_i \times \dot{E}_i \quad (19)$$

$$\dot{C}_e = c_e \times \dot{E}_e \quad (20)$$

$$\dot{C}_W = c_W \times \dot{E}_W \quad (21)$$

$$\dot{C}_Q = c_Q \times \dot{E}_Q \quad (22)$$

که در آن،  $c_i$ ،  $c_e$ ،  $c_W$  و  $c_Q$  میانگین هزینه های هر واحد انرژی بر حسب (\$/GJ) هستند.

برای محاسبه هزینه تخریب انرژی در هر جزء، داریم:

$$\dot{C}_{D,K} = c_{P,K} \times \dot{E}_{D,K}, \quad (23)$$

$$\left( \text{If } \dot{E}_{F,K} = const \right)$$

که در آن  $c_{P,K}$  نشان دهنده هزینه واحد محصول اجزاء است.

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

هزینه کل سیستم به قیمت سوخت عرضه شده، هزینه سرمایه، هزینه سرمایه اولیه و هزینه نگهداری بستگی دارد. در نتیجه، هزینه کل محصولات بر حسب دلار در ثانیه (\$/s) با استفاده از معادله زیر محاسبه می شود:

$$\dot{C}_{tot} = C_F \dot{m}_F LHV + \sum \dot{Z}_K \quad (25)$$

که در آن  $C_F$  هزینه سوخت عرضه شده در واحد انرژی،  $\dot{m}_F$  دبی جرمی سوخت مصرفی و  $LHV$  ارزش حرارتی پایین سوخت مصرفی است. در این مقاله از روابط هزینه مراجع [۳۷-۳۸] استفاده می شود که در جدول ۱ فهرست شده است. برای تبدیل هزینه سرمایه گذاری به نرخ هزینه، می توان از معادله زیر استفاده کرد [۳۹].

$$\dot{Z}_K = CRF \times \frac{\phi_r}{N * 3600} \times PEC_K \quad (26)$$

$$= \dot{Z}^{CI} + \dot{Z}^{OM}$$

که در آن  $PEC_K$  هزینه خرید اولیه دستگاه  $K$  بر اساس پارامترهای طراحی ترمودینامیکی است (جدول ۱).

پارامترها نرخ انرژی محصول ( $E_p$ )، نرخ انرژی سوخت عرضه شده و نرخ انرژی تخریب ( $E_F$ )، برای هر جزء و کل سیستم هستند. همانطور که نشان داده شده است، محفظه احتراق دارای بالاترین نرخ تخریب انرژی ۴۲.۴۹ مگاوات در بین تمام اجزای در نظر گرفته شده است، در حالی که کمترین نرخ تخریب انرژی سیکل چیلر جذبی (ACC) با مقدار ۰.۸۶ مگاوات است. علاوه بر این، نرخ تخریب کلی انرژی سیستم تولید همزمان با تجزیه و تحلیل انرژی سیستم ۶۸.۰۸ مگاوات محاسبه شده است. جدول ۹ نرخ هزینه کل و هزینه هر واحد انرژی را برای محصولات مختلف نشان می‌دهد. همانطور که در این جدول نشان داده شده است، بیشترین و کمترین نرخ هزینه به ترتیب به توان خالص با هزینه ۰.۱۶۷۹ دلار بر ثانیه و به سرمایه با هزینه ۰.۰۱۹ دلار بر ثانیه مرتبط است. بیشترین و کمترین مقدار هزینه در واحد انرژی به آب شیرین با هزینه  $1.7996 \times 10^{-3}$  دلار بر کیلوگرم آب تولیدی در ثانیه و توان خالص با هزینه  $5.967 \times 10^{-7}$  دلار بر کیلووات توان تولیدی در ثانیه مطابقت دارد.

جدول ۲- نتایج اعتبارسنجی کار حاضر با مرجع [۶] برای سیکل توربین گاز

پارامترها	مدل حاضر	مرجع [۶]
بازده آیزنتروپیک کمپرسور (%)	۷۵	۷۵
بازده آیزنتروپیک توربین (%)	۷۵	۷۵
نسبت فشار کمپرسور	۱۴	۱۴
درجه حرارت گاز ورودی توربین (°C)	۱۳۰۰	۱۳۰۰
دبی جرمی سوخت مصرفی (kg/s)	۱/۲۱	۱/۲۱
دبی جرمی هوای مصرفی (kg/s)	۸۷/۲۶	۸۱/۴۴
توان خالص خروجی سیکل توربین گاز (MW)	۱۹/۴۴	۱۹/۲۳
درجه حرارت گاز خروجی توربین گاز (°C)	۷۶۷/۴	۷۸۷/۵۳
بازده سیکل توربین گاز (%)	۳۲/۱۱	۳۱/۷۸

هزینه‌های تعمیر و نگهداری و  $N$  تعداد ساعات کار سالانه سیستم را نشان می‌دهد. CRF ضریب بازگشت سرمایه است که تابعی از نرخ بهره ( $i$ ) و تعداد سالهای کارکرد دستگاهها ( $n$ ) است. این عبارت در رابطه (۲۷) نشان داده شده است [۴۰]:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (27)$$

با اعمال موازنه معادلات هزینه (معادله (۱۷)) برای هر جزء از سیستم، نرخ هزینه جریان انرژی برای هر جریان سیستم را می‌توان تعیین کرد.

#### ۴- اعتبارسنجی مدل

برای تأیید نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی ترمودینامیکی برای سیستم تولید همزمان پیشنهادی، یک کد مناسب در نرم‌افزار EES ارائه شده است. هر کدام از زیر سیستمها (چرخه توربین گاز، سیستم چیلر جذبی و آب‌شیرین‌کن چنداثره تقطیری با تراکم بخار)، تحت شرایط ثابت شبیه‌سازی می‌شوند. جداول ۲، ۳ و ۴ نتایج شبیه‌سازی ترمودینامیکی بین کار حاضر با مراجع [۶، ۱۸، ۳۹] را نشان می‌دهد. همانطور که جداول نشان می‌دهد، تطابق خوبی بین نتایج حاضر و این متون منتخب وجود دارد.

جدول ۶ برخی از خواص ترمودینامیکی قابل توجه را در هر جریان از سیستم تولید همزمان پیشنهادی فهرست کرده است. این خواص ترمودینامیکی عبارتند از: دما، فشار، دبی جرمی، نرخ انرژی فیزیکی، نرخ انرژی شیمیایی و نرخ انرژی کل. اعتقاد بر این است که این پارامترهای ترمودینامیک تأثیر قابل توجهی بر تحلیل سیستم حرارتی برای طراحان دارند.

جدول ۷ برخی از نتایج تجزیه و تحلیل انرژی، انرژی و انرژی اکونومیک اصلی به دست آمده از شبیه‌سازی را فهرست کرده است. ظرفیت تولید سرمایه، گرمایش، توان خروجی خالص و آب شیرین‌کن در سیستم تولید همزمان پیشنهادی به ترتیب ۳.۴۳ مگاوات، ۱۴.۱۷ مگاوات، ۳۰ مگاوات و ۱.۰۳ مگاوات محاسبه گردیده است که منجر به بازده حرارتی کلی و راندمان انرژی به ترتیب ۸۴.۶ درصد و ۵۷.۵۷ درصد می‌شود.

در جدول ۸ برخی از پارامترهای اصلی انرژی به دست آمده از موازنه معادلات انرژی را که از طریق مدل سازی ترمودینامیکی اجرا شده‌اند، فهرست شده است. این

جدول ۵- برخی از پارامترهای ورودی مورد نیاز

مقدار	پارامترها
	<b>سیکل توربین گاز</b>
۲۵	درجه حرارت هوای ورودی کمپرسور ( $^{\circ}\text{C}$ )
۱۱۰۰	درجه حرارت گاز ورودی توربین ( $^{\circ}\text{C}$ )
۹۰	بازده آیزنتروپیک توربین (%)
۸۵	بازده آیزنتروپیک کمپرسور (%)
۱۲	نسبت فشار کمپرسور
۳۰	توان خالص خروجی سیکل توربین گاز (MW)
	<b>مولد بازیافت حرارت</b>
۲۵	درجه حرارت آب تغذیه ( $^{\circ}\text{C}$ )
۲۰۰	فشار پایین (kPa)
۹۰۰	فشار متوسط (kPa)
۱۵۰۰	فشار بالا (kPa)
۵۰	نقطه پینچ در اوپراتور فشار پایین ( $^{\circ}\text{C}$ )
۵۰	نقطه پینچ در اوپراتور فشار متوسط ( $^{\circ}\text{C}$ )
۷۰	نقطه پینچ در اوپراتور فشار بالا ( $^{\circ}\text{C}$ )
۵	نقطه نزدیکی در اوپراتور فشار پایین ( $^{\circ}\text{C}$ )
۵	نقطه نزدیکی در اوپراتور فشار متوسط ( $^{\circ}\text{C}$ )
۵	نقطه نزدیکی در اوپراتور فشار بالا ( $^{\circ}\text{C}$ )
۱۵۰	درجه حرارت گاز خروجی مولد بازیافت حرارت ( $^{\circ}\text{C}$ )
۱۰۱/۳۲۵	فشار گاز خروجی مولد بازیافت حرارت (kPa)
	<b>چیلر جذبی</b>
۰/۶۴	بازده مبدل حرارتی
۳۲/۸۵	درجه حرارت ورودی آب سرد کننده ( $^{\circ}\text{C}$ )
۳۷/۸۵	درجه حرارت خروجی آب سرد کننده ( $^{\circ}\text{C}$ )
۵۷	درصد جرمی رقیق لیتیم بروماید (%)
۶۴	درصد جرمی غلیظ لیتیم بروماید (%)
	<b>آب شیرین کن</b>
۳۵	درجه حرارت آب ورودی دریا ( $^{\circ}\text{C}$ )
۰/۰۳۹	درصد نمک آب دریای ورودی (%)
۰/۰۶۷	درصد نمک محلول غلیظ خروجی (%)
۷	تعداد اثرها
۷۱	درجه حرارت بخار آب ورودی اولین اثر ( $^{\circ}\text{C}$ )
۴۸	درجه حرارت بخار آب ورودی آخرین اثر ( $^{\circ}\text{C}$ )
۱/۹	نسبت جرمی بخار محرک به بخار آب برگشتی به ترمو کمپرسور
۳	حداقل اختلاف درجه حرارت در داخل کندانسور ( $^{\circ}\text{C}$ )
۳/۲۸۶	اختلاف درجه حرارت بین اثرها ( $^{\circ}\text{C}$ )

جدول ۲- نتایج اعتبارسنجی کار حاضر با مرجع [۶] برای

سیکل توربین گاز

پارامترها	مدل حاضر	مرجع [۶]
بازده آیزنتروپیک کمپرسور (%)	۷۵	۷۵
بازده آیزنتروپیک توربین (%)	۷۵	۷۵
نسبت فشار کمپرسور	۱۴	۱۴
درجه حرارت گاز ورودی توربین ( $^{\circ}\text{C}$ )	۱۳۰۰	۱۳۰۰
دبی جرمی سوخت مصرفی (kg/s)	۱/۲۱	۱/۲۱
دبی جرمی هوای مصرفی (kg/s)	۸۱/۴۴	۸۱/۴۴
توان خالص خروجی سیکل توربین گاز (MW)	۱۹/۴۴	۱۹/۴۴
درجه حرارت گاز خروجی توربین گاز ( $^{\circ}\text{C}$ )	۷۶۷/۴	۷۸۷/۵۳
بازده سیکل توربین گاز (%)	۳۲/۱۱	۳۱/۷۸

جدول ۳- نتایج اعتبارسنجی کار حاضر با مرجع [۴۲] برای

چیلر جذبی

پارامتر	مدل حاضر	مرجع [۴۲]
ظرفیت سرمایش (MW)	۷/۱۲	۶/۹۶
بار مورد نیاز ژنراتور (MW)	۱۰/۲۹	۱۰/۱۷
بار جاذب (MW)	۱۱/۳۶	۱۱/۰۵
بار کندانسور (MW)	۶/۹۸	۶/۷۴
ضریب عملکرد	۰/۶۹۲	۰/۶۸۴

جدول ۴- نتایج اعتبارسنجی کار حاضر با مرجع [۲۵] برای

آب شیرین کن چنداثره تقطیری با تراکم بخار

پارامتر	مدل حاضر	مرجع [۲۵]
ظرفیت آب شیرین کن (kg/s)	۲۳/۲	۲۳/۱۵
درصد نمک آب دریای ورودی (%)	۰/۰۳۹	۰/۰۳۹
درصد نمک محلول غلیظ خروجی (%)	۰/۰۶۷	۰/۰۶۵
تعداد اثرها	۷	۷
دمای بخار آب ورودی اولین اثر ( $^{\circ}\text{C}$ )	۷۱	۷۱
دبی جرمی بخار آب تحویلی مولد بازیافت حرارتی (kg/s)	۲/۵۶۸	۲/۵۶۸
دبی آب تغذیه به کل اثرها (Kg/s)	۵۷/۷۶	۵۷/۸۷
دبی جرمی محلول غلیظ (Kg/s)	۳۵/۵۸	۳۴/۷۲
کل دبی جرمی آب دریای ورودی (Kg/s)	۱۴۱/۱	۱۳۴/۷۲
نسبت بهره خروجی	۹/۰۳۳	۹/۰۱

جدول ۶ - خواص ترمودینامیکی جریان ها برای یک شرایط عملیاتی معمولی

نرخ انرژی کل (KW)	نرخ انرژی شیمیایی (KW)	نرخ انرژی فیزیکی (KW)	دبی جرمی (Kg/s)	فشار (KPa)	دما (°C)	جریان
۰	۰	۰	۱۰۶/۴	۱۰۱/۳	۲۹۸/۱۵	۱
۳۵۹۰۲	۰	۳۵۹۰۲	۱۰۶/۴	۱۲۱۶	۶۵۱/۷۵	۲
۵۴۷۰۶	۲۴۲/۵	۵۴۴۶۴	۱۰۷/۶	۱۱۰۶	۱۳۷۵/۱۵	۳
-۱۶۷۶۹	۲۴۲/۵	-۱۷۰۱۱	۱۰۷/۶	۱۰۹/۳	۸۴۱/۲۵	۴
۱۱۶۶	۰	۱۱۶۶	۱/۹۸۹	۲۰۰	۳۹۳/۳۵	۵
۱۰۵/۵	۰	۱۰۵/۵	۱/۹۸۹	۲۰۰	۳۹۳/۳۵	۶
۷۹۲۱	۱۰۷۸۲	-۶۹۹/۸	۱۴/۰۶	۷/۳۲۲	۳۱۱/۵	۷
۱۱۴۰۷	۸۶۲۱	۶۲۴/۵	۱۲/۵۳	۷/۳۲۲	۳۱۲	۸
۱۷۷/۸	۰	۱۷۷/۸	۱/۵۳۸	۷/۳۲۲	۳۱۲	۹
*۵۸/۰۹	۰	۵۸/۰۹	۱۷۷	۱۰۱/۳	۳۰۶	۱۰
۱۸۲/۵	۰	۱۸۲/۵	۱۷۷	۱۰۱/۳	۳۱۱	۱۱
۲/۱۵۸	۰	۲/۱۵۸	۱/۵۳۸	۷/۳۲۲	۳۱۲	۱۲
-۱۱/۳۳	۰	-۱۱/۳۳	۱/۵۳۸	۰/۹۰۳۴	۲۷۸/۶۵	۱۳
۱۹۷/۹	۰	۱۷۹/۹	۱۷۲/۱	۱۰۱/۳	۲۸۵	۱۴
۳۹۷/۷	۰	۳۹۷/۷	۱۷۲/۱	۱۰۱/۳	۲۸۰	۱۵
-۲۶۳/۶	۰	-۲۶۳/۶	۱/۵۳۸	۰/۹۰۳۴	۲۷۸/۶۵	۱۶
۱۰۷۷۶	۸۶۲۱	-۶/۴۶۸	۱۲/۵۳	۰/۹۰۳۴	۳۱۱/۰۸	۱۷
۸۶۲۷	۱۰۷۸۲	۵/۸۰۷	۱۴/۰۶	۰/۹۰۳۴	۳۱۰	۱۸
۶۷/۲۲	۰	۶۷/۲۲	۲۰۴/۸	۱۰۱/۳	۳۰۶	۱۹
۲۱۱/۲	۰	۲۱۱/۲	۲۰۴/۸	۱۰۱/۳	۳۱۱	۲۰
۸۶۲۷	۱۰۷۸۲	۵/۸۰۷	۱۴/۰۶	۷/۳۲۲	۳۱۰	۲۱
۱۰۷۷۶	۸۶۲۱	-۶/۴۶۸	۱۲/۵۳	۷/۳۲۲	۳۱۱/۰۸	۲۲
۲۳۶/۴	۰	۲۳۶/۴	۱/۹۲۴	۹۰۰	۴۴۸/۵۵	۲۳
۱۵۴۶	۰	۱۵۴۶	۱/۹۲۴	۹۰۰	۴۴۸/۵۵	۲۴
۲۲۲/۲	۰	۲۲۲/۲	۱/۰۱۲	۱۵/۴۴	۳۲۷/۷۱	۲۵
۱۰۰۵	۰	۱۰۰۵	۲/۹۳۶	۳۲/۹۳	۳۸۸/۲۵	۲۶
۹۸۷/۶	۰	۹۸۷/۶	۳/۰۴	۳۲/۹۳	۳۴۴/۱۵	۲۷
۱۷۴	۱۳۶/۴	۳۷/۶۱	۶/۱۸۵	۲۸/۹۸	۳۲۹/۴	۲۸
۱۴۷/۲	۱۱۱/۹	۳۵/۲۵	۳/۲۷۸	۲۸/۲۴	۳۴۰/۱۵	۲۹
۴۰/۷۵	۰	۴۰/۷۵	۳/۰۴	۳۲/۵۹	۳۴۴/۱۵	۳۰
۸۸۵/۴	۰	۸۸۵/۴	۲/۹۰۷	۲۸/۲۴	۳۴۰/۱۵	۳۱

۱۷۳	۱۳۵/۶	۳۷/۳۸	۶/۱۴۷	۲۴/۴	۳۲۹/۴	۳۲
۸۰۳	.	۸۰۳	۲/۸۲۸	۲۴/۴	۳۳۷/۵۶	۳۳
۲۸۴/۱	۲۲۳/۲	۶۰/۸۶	۶/۵۹۷	۲۴/۴	۳۳۷/۵۶	۳۴
-۵۹۵۶	.	-۵۹۵۶	۲/۹۰۷	۲۸/۲۴	۳۴۰/۱۵	۳۵
۱۷۵/۲	۱۳۷/۳	۳۷/۸۶	۶/۲۲۷	۲۱/۰۲	۳۲۹/۴	۳۶
۷۳۶/۷	.	۷۳۶/۷	۲/۸۰۲	۲۱/۰۲	۳۳۴/۲۸	۳۷
۴۱۷/۲	۳۳۹/۱	۷۸/۱	۱۰/۰۲	۲۱/۰۲	۳۳۴/۲۸	۳۸
۲۸/۱۲	.	۲۸/۱۲	۲/۸۲۸	۲۴/۴	۳۳۷/۵۶	۳۹
۱۵۱/۴	۱۳۵/۹	۱۵/۵۱	۶/۱۶۲	۱۸/۰۵	۳۱۸/۱۵	۴۰
۶۵۴/۶	.	۶۵۴/۶	۲/۷۱۱	۱۸/۰۵	۳۳۰/۹۹	۴۱
۴۹۶/۹	۴۰۹/۷	۸۷/۲۶	۱۳/۴۷	۱۸/۰۵	۳۳۰/۹۹	۴۲
۲۳/۵۲	.	۲۳/۵۲	۲/۸۰۲	۲۱/۰۲	۳۳۴/۲۸	۴۳
۱۵۲/۹	۱۳۷/۲	۱۵/۶۶	۶/۲۲۱	۱۵/۴۴	۳۱۸/۱۵	۴۴
۳۶۴/۹	.	۳۶۴/۹	۱/۶۶۳	۱۵/۴۴	۳۲۷/۷۱	۴۵
۶۶۰/۱	۵۷۰/۵	۸۹/۶۳	۱۷/۰۲	۱۵/۴۴	۳۲۷/۷۱	۴۶
۱۸/۸۹	.	۱۸/۸۹	۲/۷۱۱	۱۸/۰۵	۳۳۰/۹۹	۴۷
۱۵۳/۵	۱۳۷/۷	۱۵/۷۲	۶/۲۴۵	۱۳/۱۶	۳۱۸/۱۵	۴۸
۳۳۲/۴	.	۳۳۲/۴	۱/۶۸۶	۱۳/۱۶	۳۲۴/۴۲	۴۹
۸۰۰	۷۰۹/۷	۹۰/۲۲	۲/۱۵۸	۱۳/۱۶	۳۲۴/۴۲	۵۰
۹/۴۱۶	.	۹/۴۱۶	۱/۶۶۳	۱۵/۴۴	۳۲۷/۷۱	۵۱
۱۴۹/۷	۱۳۴/۳	۱۵/۳۳	۶/۰۹	۱۱/۱۸	۳۱۸/۱۵	۵۲
۳۰۷/۷	.	۳۰۷/۷	۱/۷۶۶	۱۱/۱۸	۳۲۱/۱۳	۵۳
۹۱۸/۶	۸۳۵/۴	۸۳/۱۹	۲۵/۹	۱۱/۱۸	۳۲۱/۱۳	۵۴
۷/۵۶۳	.	۷/۵۶۳	۱/۶۸۶	۱۳/۱۶	۳۲۴/۴۲	۵۵
۶/۰۶۶	.	۶/۰۶۶	۱/۷۶۶	۱۱/۱۸	۳۲۱/۱۳	۵۶
۲۳۹۶	۲۳۳۱	۶۵/۰۴	۱۰۵/۷	۲۹	۳۰۸/۱۵	۵۷
۲۵۹۷	۲۳۳۱	۲۶۶/۱	۱۰۵/۷	۲۹	۳۱۸/۱۵	۵۸
۴۵۶/۱	۴۰۹/۳	۴۶/۷۲	۱۸/۵۶	۲۹	۳۱۸/۱۵	۵۹
۱۳۷/۴	.	۱۳۷/۴	۱۷/۳۷	۱۱/۱۸	۳۳۳/۱۹	۶۰
۶۲/۷	.	۶۲/۷	۱۷/۳۷	۱۱/۱۸	۳۲۱/۷۱	۶۱
۵۲۲/۲	۴۰۹/۳	۱۱۲/۸	۱۸/۵۶	۲۹	۳۲۹/۴	۶۲

جدول ۷- پارامترهای عملکرد سیستم تولید همزمان

پیشنهادی	پارامتر	مقدار
	دبی جرمی سوخت (kg/s)	۱/۱۴۹
	دبی جرمی هوا (kg/s)	۹۹/۷۶
	توان مصرفی کمپرسور (MW)	۳۸/۶۶۶
	دبی جرمی جریان بخار اشباع فشار پایین (kg/s)	۱/۷۸۵
	دبی جرمی جریان بخار اشباع فشار متوسط (kg/s)	۱/۸۴۵
	دبی جرمی جریان بخار اشباع فشار بالا (kg/s)	۵/۰۴
	دمای بخار سوپر هیت فشار بالا (°C)	۳۶/۱
	ظرفیت گرمایش، (MW)	۱۴/۱۷۹
	ظرفیت سرمایش، (MW)	۳/۴۳۴
	بار کندانسور، (MW)	۳/۸۳۴
	بار جاذب (MW)	۴/۵۸۵
	بار مورد نیاز ژنراتور (MW)	۴/۰۶۳
	ضریب عملکرد	۰/۸۴۵
	ظرفیت آب شیرین کن (kg/s)	۱۶/۱۲
	دمای آب شیرین تولید شده در نقطه قبل از مبدل حرارتی آب تغذیه (°C)	۶۰/۰۴
	ظرفیت آشیرین کن (MW)	۱/۰۳۸
	نسبت بهره خروجی	۹/۰۳۳
	آب مصرفی دی سوپر هیتر (kg/s)	۰/۰۹۶۱۵
	بخار آب مصرفی (kg/s)	۱/۷۸۵
	دبی جرمی آب تغذیه کلیه اثرها (kg/s)	۴۰/۱۵
	راندمان انرژی (٪)	۵۷/۵۷
	راندمان حرارتی سیستم (٪)	۸۴/۶

جدول ۸- نتایج ارزیابی انرژی به دست آمده از شبیه سازی

واحد	نرخ تخریب انرژی	نرخ محصول	نرخ انرژی سوخت	اجزاء سیستم
MW	۲/۸۰۹	۶۸/۶۶۶	۷۱/۴۷۵	توربین
MW	۴۲/۴۹۵	۵۴/۷۰۶	۹۷/۲۰۱	محفظه احتراق
MW	۱۸/۰۵۲	۷/۹۳۲	۲۵/۹۸۴	مولد باز یافت- حرارت
MW	۰/۸۶	۰/۱۹۹۸	۰/۷۹۱۸	چیلر جذبی
MW	۱/۳۹۲	۰/۰۸۲۱۸	۱/۰۶	آب شیرین-کن
MW	۲/۷۶۴	۳۵/۹۰۲	۳۸/۶۶۶	کمپرسور
MW	۶۸/۰۸۶	۳۵/۸۹۹	۶۲/۳۶۲	کل سیستم

جدول ۹- نرخ هزینه محصولات در حالت طراحی پایه

نرخ هزینه کل محصول (\$.s <sup>-1</sup> )	نرخ هزینه واحد محصول	محصول
۰/۱۶۷۹	۵/۹۶۷×۱۰ <sup>-۷</sup>	توان خالص (KWs) <sup>-1</sup> (\$)
۰/۱۰۵۲	۷/۴۱۹۴×۱۰ <sup>-۶</sup>	گرمایش (KWs) <sup>-1</sup> (\$)
۰/۰۱۹۷۳	۵/۷۴۵۵×۱۰ <sup>-۶</sup>	سرمایش (KWs) <sup>-1</sup> (\$)
۰/۰۲۹۰۱	۱/۷۹۹۶×۱۰ <sup>-۳</sup>	آب شیرین (Kgs) <sup>-1</sup> (\$)

### ۵- مطالعه پارامتریک

تأثیر برخی از پارامترهای کلیدی ترمودینامیکی (به عنوان مثال، نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی توربین، فشارهای پایین، متوسط و بالای مولد باز یافت حرارت) بر معیارهای کلیدی عملکرد ترمودینامیکی، از جمله نرخ هزینه محصولات، نرخ هزینه سرمایه، نرخ هزینه کل، تخریب کل انرژی و بازده انرژی در این بخش بررسی می‌شود.

تخریب آگزرژی و افزایش راندمان آگزرژی سیستم می‌شود (شکل ۵).

## ۵-۲- تأثیر دمای ورودی توربین بر سیستم تولید

### همزمان

شکل های (۶، ۷، ۸ و ۹) تأثیر تغییرات دمای ورودی توربین را بر تابع هزینه سرمایه تولیدی، آب شیرین تولیدی، توان خالص خروجی، گرمایش تولیدی، هزینه کل تعمیرات و هزینه اولیه تاسیسات و تجهیزات، هزینه کل محصول، نرخ تخریب آگزرژی کل و راندمان آگزرژی سیستم را نشان می‌دهند. با افزایش دمای ورودی توربین، میزان سوخت مصرفی به دلیل نیاز به سوخت بیشتر برای موازنه کردن انرژی، افزایش می‌یابد که باعث افزایش قیمت تمام شده محصولات در دماهای بالاتر می‌شود. علاوه بر این، هزینه کل تعمیرات و هزینه اولیه تاسیسات و تجهیزات در دماهای بالاتر افزایش می‌یابد. با افزایش دمای ورودی توربین، تخریب کل آگزرژی افزایش می‌یابد، در حالی که راندمان آگزرژی سیستم کاهش می‌یابد و در نتیجه هزینه کل محصولات افزایش می‌یابد.

## ۵-۳- تأثیر فشار پائین (LP) مولد بازیافت حرارت بر

### سیستم تولید همزمان

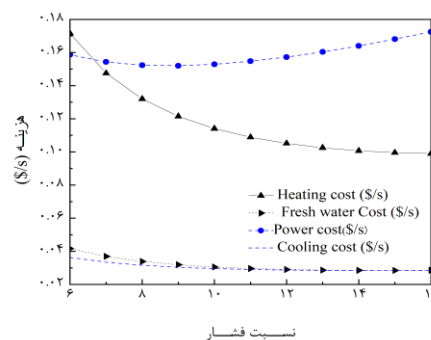
شکل های (۱۰، ۱۱، ۱۲ و ۱۳) اثر تغییرات LP را بر روی تابع هزینه سرمایه تولیدی، آب شیرین تولیدی، توان خالص خروجی، گرمایش تولیدی، هزینه کل تعمیرات و هزینه اولیه تاسیسات و تجهیزات، هزینه کل محصولات، تخریب آگزرژی کل و راندمان آگزرژی سیستم نشان می‌دهد. با افزایش LP، دمای بخار اشباع فشار پایین افزایش می‌یابد و دمای گاز خروجی اوپراتور فشار پایین افزایش یافته و در نتیجه اختلاف دمای گازهای ورودی و خروجی اكونومایزر فشار پائین افزایش می‌یابد. بنابراین، دبی جرمی آب تغذیه (جریان آب گرمایشی) افزایش یافته و آگزرژی گرمایش را افزایش می‌دهد و در نتیجه هزینه بخار آب تولیدی برای گرمایش افزایش می‌یابد. افزایش دبی جرمی آب گرمایشی (که از اكونومایزر فشار متوسط نیز عبور می‌کند) منجر به کاهش دمای گاز خروجی اكونومایزر فشار متوسط می‌شود. در نتیجه اختلاف دمای گاز ورودی و خروجی اوپراتور فشار پائین کاهش یافته و موجب کاهش جریان بخار تولیدی برای سرمایه‌ش و کاهش آگزرژی سرمایه‌ش می‌گردد و باعث کاهش هزینه سرمایه تولیدی می‌شود.

## ۵-۱- تأثیر نسبت فشار کمپرسور بر سیستم تولید

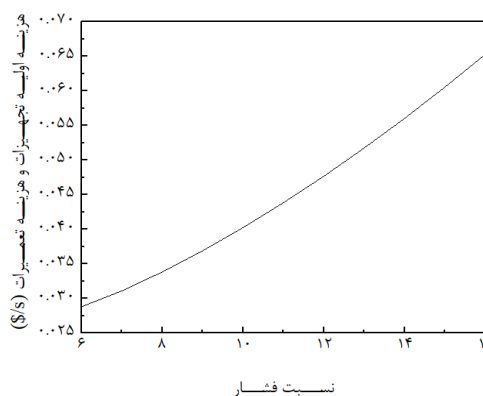
### همزمان

افزایش نسبت فشار کمپرسور باعث افزایش دمای هوای ورودی محفظه احتراق می‌شود (افزایش دمای هوای ورودی محفظه احتراق باعث کاهش سوخت مصرفی می‌شود) و میزان سوخت مصرفی و جریان گاز عبوری از مولد بازیافت-حرارت را کاهش می‌دهد. نرخ آگزرژی سرمایه‌ش، آب شیرین تولیدی، گرمایش، مولد بازیافت حرارت و سیستم کلی کاهش می‌یابد. در نتیجه هزینه محصولات (آب شیرین، سرمایه‌ش و گرمایش) کاهش می‌یابد (شکل ۲).

با افزایش نسبت فشار کمپرسور، توان مصرفی کمپرسور افزایش می‌یابد و منجر به افزایش هزینه خالص توان خروجی می‌شود (شکل ۲). و همچنین هزینه کل تعمیرات و هزینه اولیه تاسیسات و تجهیزات افزایش می‌یابد (شکل ۳). نتیجه همه این عوامل این است که هزینه نهایی محصول تا نسبت فشار ۱۱ کاهش و پس از آن افزایش می‌یابد (شکل ۴).

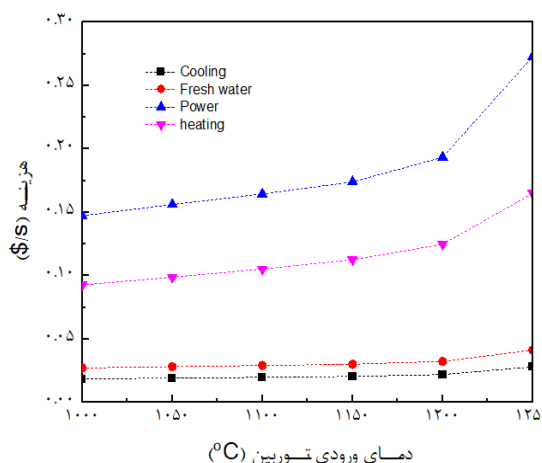


شکل ۲- اثرات تغییرات نسبت فشار کمپرسور بر روی تابع هزینه محصولات

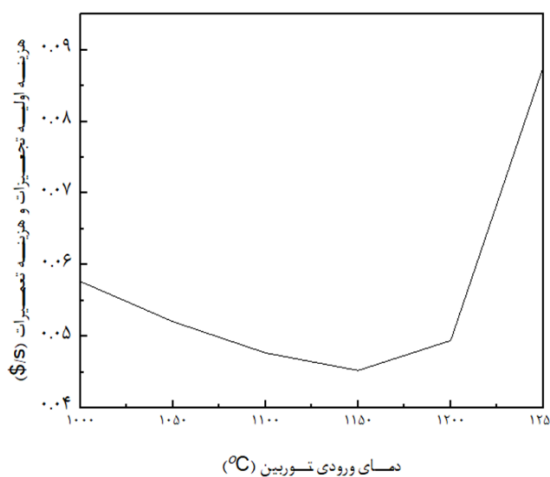


شکل ۳- اثرات تغییرات نسبت فشار کمپرسور بر هزینه کل تعمیرات و هزینه اولیه تاسیسات و تجهیزات

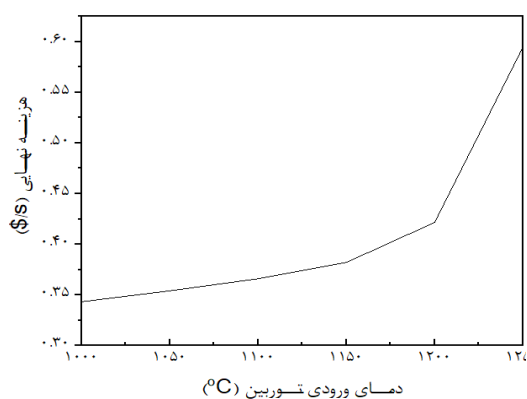
در نتیجه افزایش نسبت فشار کمپرسور، باعث کاهش نرخ



شکل ۶- اثرات تغییرات دمای ورودی توربین بر روی تابع هزینه محصولات

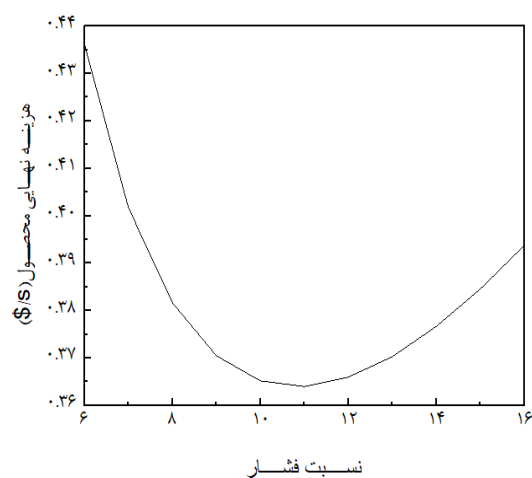


شکل ۷- اثرات تغییرات دمای ورودی توربین بر هزینه کل تعمیرات و هزینه اولیه تاسیسات و تجهیزات

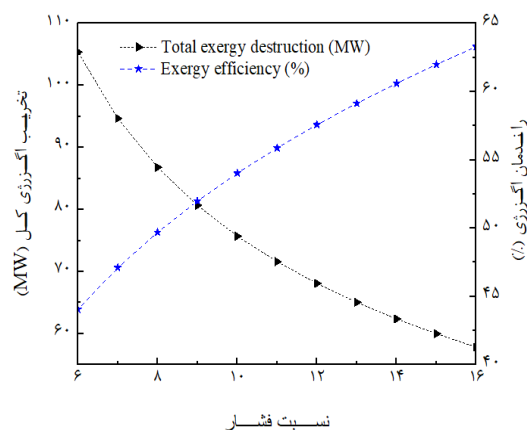


شکل ۸- اثرات تغییرات دمای ورودی توربین بر تابع هزینه نهایی محصول

علاوه بر این، افزایش دبی آب گرمایش باعث کاهش دمای گاز خروجی اکونومایزر فشار بالا می شود و باعث می شود اختلاف دمای گاز ورودی و خروجی اواپراتور فشار متوسط کاهش یابد. بنابراین، جریان بخار تولیدی برای آب شیرین کن کاهش می یابد که منجر به کاهش آگرژی آب شیرین می شود و موجب کاهش هزینه آب شیرین تولیدی می شود. افزایش LP باعث کاهش هزینه کل تعمیرات و هزینه اولیه تاسیسات و تجهیزات می شود. نتیجه همه این عوامل این است که هزینه کل محصولات کاهش می یابد و با افزایش LP تخریب آگرژی کل کاهش و بازده آگرژی سیستم افزایش می یابد.



شکل ۹- اثرات تغییرات نسبت فشار کمپرسور بر تابع هزینه نهایی محصول



شکل ۱۰- اثرات تغییرات نسبت فشار کمپرسور بر روی تخریب آگرژی کل و بازده آگرژی سیستم



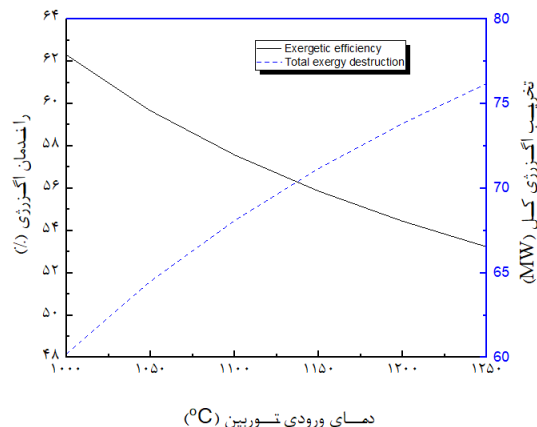
تاسیسات و تجهیزات، هزینه کل سیستم، راندمان انرژی و تخریب انرژی کل در شکل‌های (۱۴، ۱۵، ۱۶ و ۱۷) نشان داده شده است.

با افزایش MP، دمای بخار اشباع فشار متوسط افزایش می‌یابد و دمای گاز خروجی از اوپراتور فشار متوسط افزایش یافته و اختلاف دمای گاز خروجی و ورودی اوپراتور فشار متوسط کاهش می‌یابد که باعث کاهش دبی جرمی بخار آب تولیدی و انرژی آب شیرین تولیدی می‌شود. در نتیجه هزینه آب شیرین تولیدی با افزایش MP کاهش می‌یابد (شکل ۱۴). با توجه به ثابت بودن مقدار انرژی جذب شده در اکتونومایزر فشار متوسط افزایش دمای گاز خروجی اوپراتور فشار متوسط، موجب افزایش دمای گاز ورودی اوپراتور فشار پائین شده و اختلاف دمای گاز ورودی و خروجی اوپراتور فشار پائین افزایش یافته و دبی جرمی بخار آب تولیدی برای سرمایه‌گذاری و انرژی سرمایه‌گذاری می‌یابد و هزینه سرمایه‌گذاری بیشتر می‌گردد (شکل ۱۴). افزایش MP بر انرژی گرمایش تأثیر نمی‌گذارد و نرخ هزینه گرمایش با افزایش MP ثابت می‌ماند (شکل ۱۴). با افزایش MP، هزینه کل تعمیرات و هزینه اولیه تاسیسات و تجهیزات تا فشار ۰.۸ مگاپاسکال افزایش یافته و سپس کاهش می‌یابد (شکل ۱۵). در نتیجه همه این عوامل، هزینه کل محصولات با افزایش MP افزایش می‌یابد (شکل ۱۶) و با افزایش فشار متوسط تخریب انرژی کل کاهش و راندمان انرژی سیستم افزایش می‌یابد (شکل ۱۷).

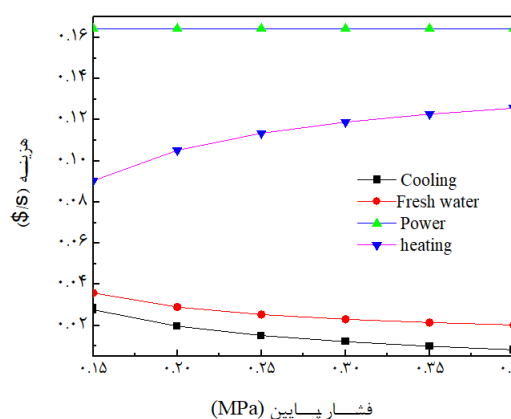
#### ۵-۵- تأثیر فشار بالای (HP) مولد باز یافت حرارت بر

##### روی سیستم تولید همزمان

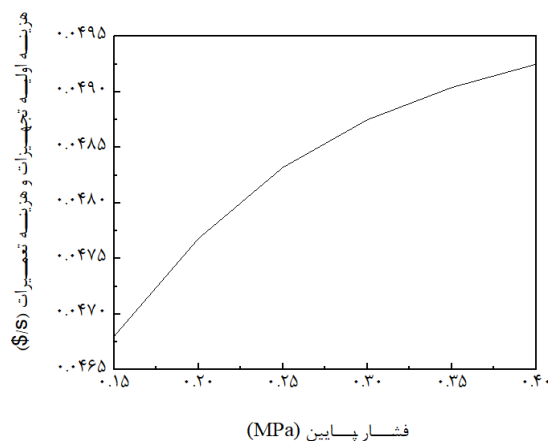
اثر فشار بالای (HP) مولد باز یافت حرارت بر روی تابع هزینه محصولات، هزینه کل تعمیرات و هزینه اولیه تاسیسات و تجهیزات، هزینه کل سیستم، بازده انرژی و نرخ تخریب کل انرژی کل در شکل‌های (۱۸، ۱۹، ۲۰ و ۲۱) نشان داده شده است. با افزایش فشار HP دمای بخار اشباع فشار بالا و دمای گاز خروجی اوپراتور فشار بالا افزایش یافته و مقدار حرارت جذب شده توسط اکتونومایزر و اوپراتور به علت افزایش دمای بخار اشباع فشار بالا، افزایش می‌یابد ولی با توجه به این که در این مرحله بیشتر انرژی گاز توسط اوپراتور و اکتونومایزر فشار بالا جذب می‌گردد با افزایش فشار HP مقدار حرارت جذب شده توسط بخار فوق گرم فشار بالا کاهش می‌یابد در مجموع انرژی گرمایش کاهش می‌یابد و باعث کاهش هزینه بخار آب تولیدی برای سیستم



شکل ۹- اثرات تغییرات دمای ورودی توربین بر روی تخریب انرژی کل و بازده انرژی سیستم



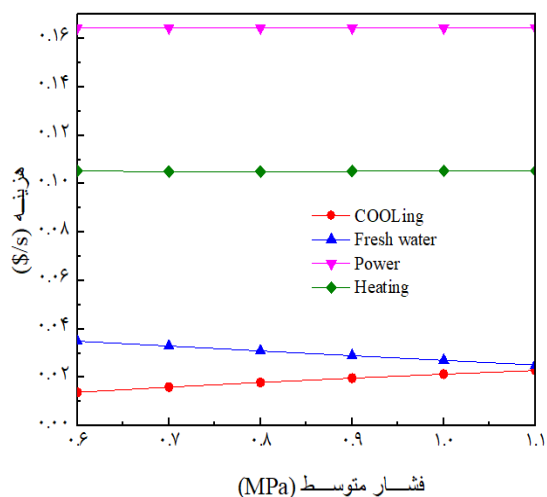
شکل ۱۰- اثرات تغییرات LP بر روی تابع هزینه محصولات



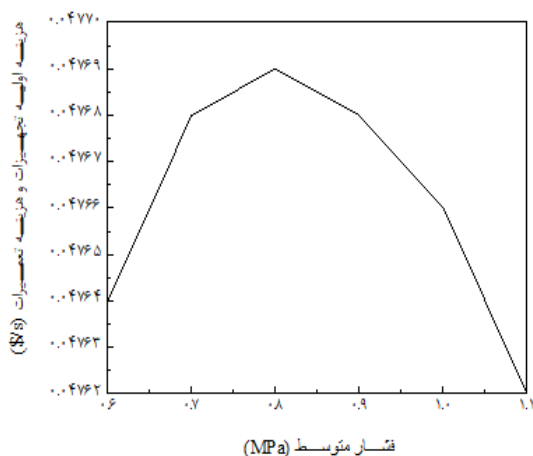
شکل ۱۱- اثرات تغییرات LP بر هزینه کل تعمیرات و هزینه اولیه تاسیسات و تجهیزات

#### ۵-۴- تأثیر فشار متوسط (MP) مولد باز یافت حرارت بر روی سیستم تولید همزمان

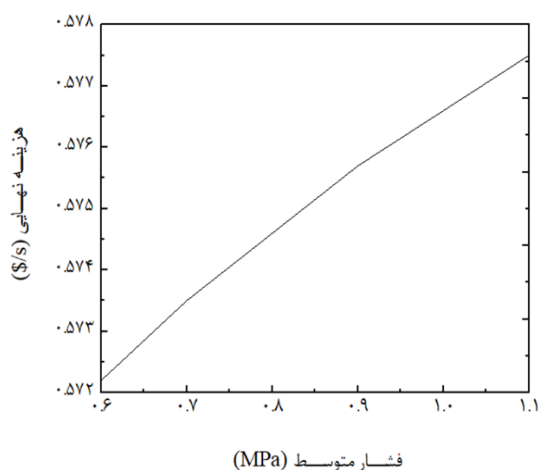
اثر فشار متوسط (MP) مولد باز یافت حرارت بر روی تابع هزینه محصولات، هزینه کل تعمیرات و هزینه اولیه



شکل ۱۴- اثرات تغییرات MP بر روی تابع هزینه محصولات



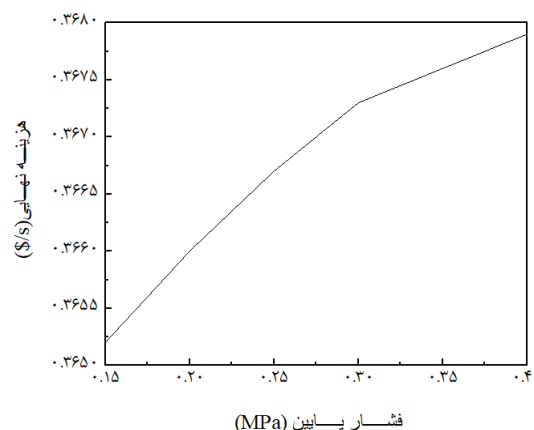
شکل ۱۵- اثرات تغییرات MP بر هزینه کل تعمیرات و هزینه اولیه تاسیسات و تجهیزات



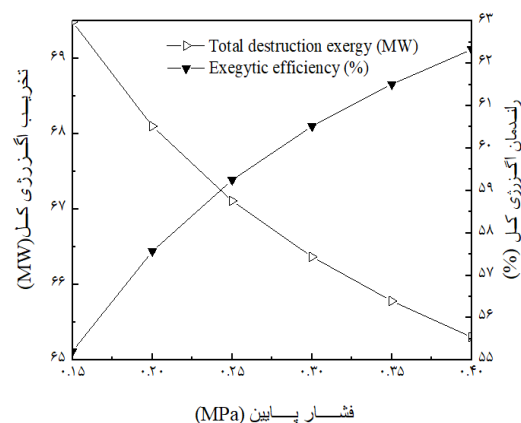
شکل ۱۶- اثرات تغییرات MP بر تابع هزینه نهایی محصول

گرمایش می شود.

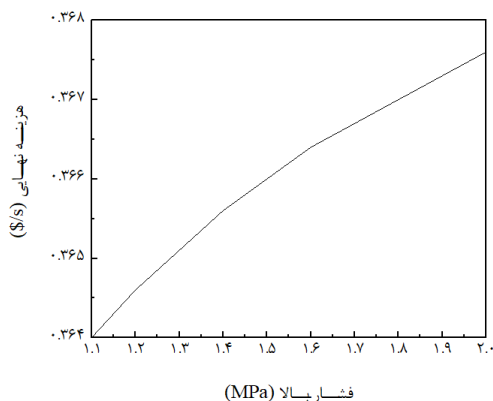
به علت افزایش دمای گاز خروجی اوپراتور فشار بالا، دمای گاز خروجی اکونومایزر فشار بالا افزایش می یابد و باعث بیشتر شدن اختلاف دمای گاز ورودی و خروجی اوپراتور فشار متوسط می گردد و موجب می گردد بخار آب تولیدی برای آب شیرین کن و آگرژی آب شیرین کن افزایش یابد در نتیجه هزینه آب شیرین تولیدی افزایش می یابد. با توجه به ثابت بودن دمای گاز ورودی و خروجی اوپراتور و اکونومایزر فشار پائین، افزایش فشار HP تاثیری در آگرژی سیستم سرمایه ندارد و به علت کاهش هزینه واحد سرمایه تولیدی هزینه سرمایه تولیدی کاهش می یابد و با افزایش مقدار HP، هزینه کل تعمیرات و هزینه اولیه تاسیسات و تجهیزات، همچنین هزینه کل محصولات افزایش می یابد (شکل ۱۹ و ۲۰) و این تغییرات به ترتیب منجر به کاهش تخریب آگرژی کل و افزایش راندمان آگرژی می شود (شکل ۲۱).



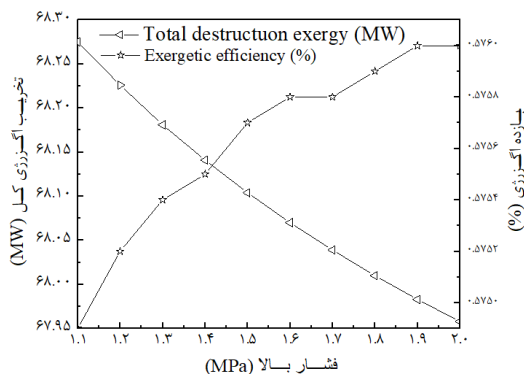
شکل ۱۷- اثرات تغییرات LP بر تابع هزینه نهایی محصول



شکل ۱۸- اثرات تغییرات LP بر روی تخریب آگرژی کل و بازده آگرژی سیستم



شکل ۲۰- اثرات تغییرات HP بر تابع هزینه نهایی محصول

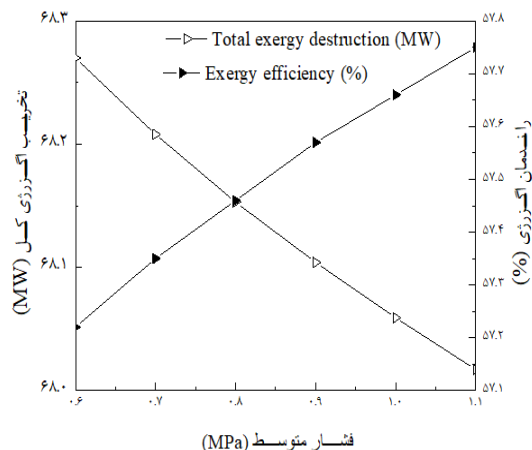


شکل ۲۱- اثرات تغییرات HP بر روی تخریب انرژی کل و بازده انرژی سیستم

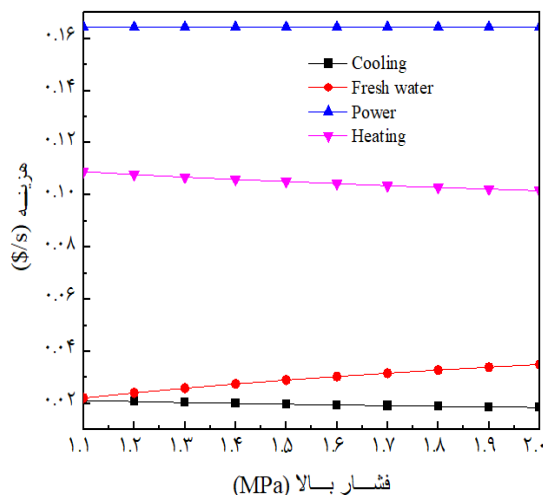
### ۶- نتیجه گیری

عملکرد یک سیستم تولید همزمان جدید برای تولید همزمان سرمایش، گرمایش، توان، و آب شیرین از دیدگاه انرژی، انرژی و ترموآکونومیکی انجام شد. سیستم تولید همزمان پیشنهادی از چهار زیر سیستم شامل: یک چرخه توربین گاز، یک مولد بخار بازیافت حرارت، یک سیکل چیلر جذبی و یک سیستم آب شیرین کن چندانثره تقطیری با تراکم بخار تشکیل شده است. یک مدل سازی ترمودینامیکی جامع و مطالعه پارامتری سیستم پیشنهادی به منظور نشان دادن امکان سنجی عملیات سیستم تحت پارامترهای ورودی محدود انجام شد. برخی از یافته‌های پژوهش حاضر به شرح زیر است:

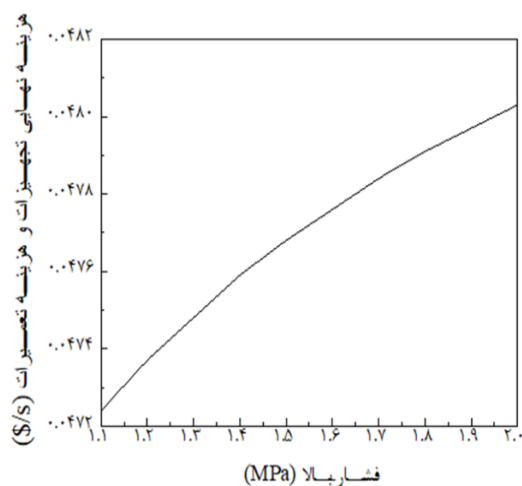
- سیستم تولید همزمان پیشنهادی با راندمان حرارتی ۸۴/۶ درصد و راندمان انرژی ۵۷/۵۷ درصد عمل می‌کند.
- در بین تمام اجزا، محفظه احتراق به عنوان دارنده بیشترین میزان تخریب انرژی معرفی شد.



شکل ۱۷- اثرات تغییرات MP بر روی تخریب انرژی کل و بازده انرژی سیستم



شکل ۱۸- اثرات تغییرات HP بر روی تابع هزینه محصولات



شکل ۱۹- اثرات تغییرات HP بر هزینه کل تعمیرات و هزینه اولیه تاسیسات و تجهیزات

تعداد ساعت سالانه (hours)	N	• بازده انرژی بالاتر را می‌توان در فشار بالا، متوسط و
عمر مورد انتظار قطعات	n	پایین مولدباز یافت حرارت و در نسبت فشار بالای
فشار (MPa)	P	کمپرسور یا در دمای پایین ورودی توربین به دست
نقطه پینچ اوپراتور مولد باز یافت حرارت (°C)	PP	آورد.
نرخ انتقال حرارت (KW)	Q̇	• هزینه کل سیستم را می‌توان با کاهش فشار بالا،
مرجع	R	متوسط و پایین مولد باز یافت حرارت کاهش داد.
$\left(\frac{MPa}{Mpa}\right)$	r	• هزینه سیستم را می‌توان با توجه به نسبت فشار
نسبت فشار	$\bar{R}$	کمپرسور و دمای ورودی توربین به حداقل رساند.
ثابت جهانی گاز ( $j.Kg^{-1}K^{-1}$ )	Rej	
آب برگشتی ( $Kg.s^{-1}$ )	s	<b>۷- نمادها</b>
انتروپی ویژه ( $Kj.Kg^{-1}K^{-1}$ )	T	علائم انگلیسی
درجه حرارت (°C)	TVC	علائم اصلی
تراکم بخار حرارتی	W	A سطح تبادل حرارت ( $m^2$ )
توان (KW)	Y	ACC سیکل چیلر جذبی
درصد مولی	Z	AP نقطه نزدیکی اکونومایزر مولد باز یافت حرارت (°C)
هزینه سرمایه گذاری قطعات (\$)	$\dot{Z}$	B محلول غلیظ نمک
نرخ هزینه سرمایه گذاری قطعات ( $$.s^{-1}$ )	علائم یونانی	c هزینه واحد انرژی ( $$.KW.s^{-1}$ )
راندمان (/)	$\eta$	$\dot{C}$ هزینه کل ( $$.s^{-1}$ )
نسبت رطوبت	$\omega$	C ضریب ثابت
ضریب نگهداری	$\phi_r$	cc محفظه احتراق
نسبت سوختن به هوا	$\lambda$	$C_p$ ظرفیت گرمایی ویژه ( $\frac{KJ}{Kg.K}$ )
اختلاف درجه حرارت	$\Delta T$	CRF ضریب بازگشت سرمایه
	زیر نویس	D تقطیر در آب شیرین کن ( $Kg.s^{-1}$ )
هوا	a	$D_r(i)$ تقطیر در اثر نام ( $Kg.s^{-1}$ )
ابزبر	abs	e انرژی واحد جرم ( $Kj / Kg$ )
محفظه احتراق	cc	$\dot{E}$ انرژی کل ( $KW$ )
شیمیایی	CH	F آب تغذیه آب شیرین کن ( $Kg.s^{-1}$ )
سرمایه گذاری	CI	f آب تغذیه اثرهای آب شیرین کن ( $Kg.s^{-1}$ )
کمپرسور	comp	GOR نسبت بهره خروجی آب شیرین کن
کندانسور	cond	h آنتالپی ویژه ( $KJ.Kg^{-1}$ )
تخریب	D	HP فشار بالا (MPa)
خروجی	e	HRSG مولد باز یافت حرارت
اکونومایزر	ec	K نرخ بهره
اوپراتور	evap	L گرمای نهان ( $KJ.Kg^{-1}$ )
انرژی	ex	LHV ارزش حرارتی پائین ( $KJ.(KgK)^{-1}$ )
سیال	f	LP فشار پائین (MPa)
سوخت	fuel	m دبی جرمی ( $Kg.s^{-1}$ )
گاز	g	MP فشار متوسط (MPa)
ژنراتور	gen	MED آب شیرین کن چند اثره
تولید همزمان	gene	MG سیستم تولید همزمان
گرمایش	heating	
فشار بالا	HP	

نمک	s	ورودی	i
فوق گرم	sh	ایزونتروپیک	is
اشباع فشار بالا	sat,HP	جنبشی	KN
اشباع فشار پائین	sat,LP	تلفات	L
اشباع فشار متوسط	sat,MP	لیتیم بروماید	LiBr
اشباع	sat	فشار پائین	LP
آب دریا	sw	مخلوط	mix
محلول	sol	فشار متوسط	MP
توربین	t	ارزش خالص	net
دمای اولین اثر آب شیرین کن	$T_s$	بهره برداری و نگهداری	OM
ارزش کلی	tot	محصول	P
کار	W	هزینه خرید اولیه	PEC
آب	w	فیزیکی	PH
موقعیت سیکل	1, 2, ...	پتانسیلی	PT
حالت مرده	0	پمپ	pump
		حرارت	Q

## مراجع

- [1] I. Dincer. "Renewable energy and sustainable development: a crucial review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 4, no. 2 (2000): 157-175.
- [2] I. Dincer, and Marc A. Rosen. "A worldwide perspective on energy, environment and sustainable development." *International Journal of Energy Research* 22, no. 15 (1998): 1305-1321.
- [3] I. Dincer, and M.A. Rosen. "Energy, environment and sustainable development." *Applied Energy* 64, no. 1-4 (1999): 427-440.
- [4] M. Hatami, M.D. Boot, D.D. Ganji, and M. Gorji-Bandpy. "Comparative study of different exhaust heat exchangers effect on the performance and exergy analysis of a diesel engine." *Applied Thermal Engineering* 90 (2015): 23-37.
- [5] M. Hatami, D.D. Ganji, and M. Gorji-Bandpy. "Experimental and numerical analysis of the optimized finned-tube heat exchanger for OM314 diesel exhaust exergy recovery." *Energy Conversion and Management* 97 (2015): 26-41.
- [6] H. Ghaebi, M. Amidpour, S. Karimkashi, and O. Rezayan. "Energy, exergy and thermoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power (CCHP) system with gas turbine prime mover." *International Journal of Energy Research* 35, no. 8 (2011): 697-709.
- [7] H. Ghaebi, M.H. Saidi, and P. Ahmadi. "Exergoeconomic optimization of a trigeneration system for heating, cooling and power production purpose based on TRR method and using evolutionary algorithm." *Applied Thermal Engineering* 36 (2012): 113-125.
- [8] M.F. Orhan, I. Dincer, G.F. Naterer, and M.A. Rosen. "Coupling of copper–chloride hybrid thermochemical water splitting cycle with a desalination plant for hydrogen production from nuclear energy." *International Journal of Hydrogen Energy* 35, no. 4 (2010): 1560-1574.
- [9] J. Uche, L. Serra, and A. Valero. "Thermoeconomic optimization of a dual-purpose power and desalination plant." *Desalination* 136, no. 1-3 (2001): 147-158.
- [10] M. Zamen, M. Amidpour, and S.M. Soufari. "Cost optimization of a solar humidification–dehumidification desalination unit using mathematical programming." *Desalination* 239, no. 1-3 (2009): 92-99.
- [11] Y. Wang, and N. Lior. "Performance analysis of combined humidified gas turbine power generation and multi-effect thermal vapor compression desalination systems—Part 1: The desalination unit and its combination with a steam-injected gas turbine power system." *Desalination* 196, no. 1-3 (2006): 84-104.
- [12] M. Ameri, S. Seif Mohammadi, M. Hosseini, and M. Seifi. "Effect of design parameters on multi-effect desalinationsystem specifications." *Desalination* 245, no. 1-3 (2009): 266-283.

- [13] A. Trostmann. "Improved approach to steady state simulation of multi-effect distillation plants." *Desalination and Water Treatment* 7, no. 1-3 (2009): 93-110.
- [14] S.E. Shakib, M. Amidpour, and C. Aghanajafi. "Simulation and optimization of multi effect desalination coupled to a gas turbine plant with HRSG consideration." *Desalination* 285 (2012): 366-376.
- [15] S.E. Shakib, M. Amidpour, and C. Aghanajafi. "A new approach for process optimization of a METVC desalination system." *Desalination and Water Treatment* 37, no. 1-3 (2012): 84-96.
- [16] P. Fiorini, and E. Sciubba. "Thermoeconomic analysis of a MSF desalination plant." *Desalination* 182, no. 1-3 (2005): 39-51.
- [17] H. Sayyaadi, and A. Saffari. "Thermoeconomic optimization of multi effect distillation desalination systems." *Applied Energy* 87, no. 4 (2010): 1122-1133.
- [18] H. Sayyaadi, A. Saffari, and A. Mahmoodian. "Various approaches in optimization of multi effects distillation desalination systems using a hybrid meta-heuristic optimization tool." *Desalination* 254, no. 1-3 (2010): 138-148.
- [19]. Y.Wang, N.Lior. "Performance analysis of combined humidified gas turbine power generation and multi-effect thermal vapor compression desalination systems, part 2: the evaporative gas turbine based system and some discussions." *Desalination* 207, no. 1-3 (2007): 243-256.
- [20] A.S.M. Nafey. "Design and simulation of seawater thermal desalination plants." PhD diss., University of Leeds, 1988.
- [21] H. Ettouney, H. El-Dessouky, Y. Al-Roumi. "Analysis of mechanical vapour compression desalination process." *International Journal of Energy Research* 23, no. 5 (1999): 431-451.
- [22] G. Aly. "Computer simulations of multiple-effect FFE-VC systems for water desalination." *Desalination* 45, no. 2 (1983): 119-131.
- [23] N.H. Aly, and A.K. El-Figi. "Mechanical vapor compression desalination systems—a case study." *Desalination* 158, no. 1-3 (2003): 143-150.
- [24] Y.M. El-Sayed. "Thermoeconomics of some options of large mechanical vapor-compression units." *Desalination* 125, no. 1-3 (1999): 251-257.
- [25] V. Mohammad-Razdari, S.A. Fanaee. "Comprehensive review of different types of water desalination." *Journal of Renewable and New Energy* 8, no. 1 (2021): 21-32.
- [26] Heidarnejad, Parisa. "Exergy based optimization of a biomass and solar fuelled CCHP hybrid seawater desalination plant." *Journal of Thermal Engineering* 3, no. 1 (2017): 1034-1043.
- [27] Z. Song, T. Liu, and Q. Lin. "Multi-objective optimization of a solar hybrid CCHP system based on different operation modes." *Energy* 206 (2020): 118125.
- [28] L. Kang, X. Wu, X. Yuan, K. Ma, Y. Wang, J. Zhao, and Q. An. "Influence analysis of energy policies on comprehensive performance of CCHP system in different buildings." *Energy* 233 (2021): 121159.
- [29] M. Deymi-Dashtebayaz, and M. Norani. "Sustainability assessment and emergy analysis of employing the CCHP system under two different scenarios in a data center." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 150 (2021): 111511.
- [30] S.A. Fanaee, R. Kheiri, A. Edalati-nejad, and M. Ghodrat. "Novel design for tri-generation cycle with Parabolic Trough Collector: An exergy-economic analysis." *Thermal Science and Engineering Progress* 24 (2021): 100871.
- [31] M. Szega, Piotr Żymelka, and T. Janda. "Improving the accuracy of electricity and heat production forecasting in a supervision computer system of a selected gas-fired CHP plant operation." *Energy* 239 (2022): 122464.
- [32] S. Khanmohammadi, and F. Musharavati. "Multi-generation energy system based on geothermal source to produce power, cooling, heating, and fresh water: exergoeconomic analysis and optimum selection by LINMAP method." *Applied Thermal Engineering* 195 (2021): 117127.
- [33] S.R. Safavi, C. Copeland, T. Niet, and G. McTaggart-Cowan. "Combined cooling, heat and power for commercial buildings: Optimization for hydrogen-methane blend fuels." *Applied Thermal Engineering* 231 (2023): 120982.

- [34] W. Yu, Y. Xu, H. Wang, Z. Ge, J. Wang, D. Zhu, and Y. Xia. "Thermodynamic and thermoeconomic performance analyses and optimization of a novel power and cooling cogeneration system fueled by low-grade waste heat." *Applied Thermal Engineering* 179 (2020): 115667.
- [35] A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M.J. Moran. Thermal design and optimization. John Wiley & Sons, 1995.
- [36] M.A. Darwish, and A.A. El-Hadik. "The multi-effect boiling desalting system and its comparison with the multi-stage flash system." *Desalination* 60, no. 3 (1986): 251-265.
- [37] YA. Cengel, MA. Boles . Thermodynamics: an engineering approach. McGraw-Hill, New York, ABD, 1994.
- [38] KE. Herold, R. Radermacher, SA. Klein . Absorption chillers and heat pumps, CRC press, 2016.
- [39] Kızılkkan, Önder, Arzu Şencan, and Soteris A. Kalogirou. "Thermoeconomic optimization of a LiBr absorption refrigeration system." *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 46, no. 12 (2007): 1376-1384.
- [40] T. Kotas. The Exergy Analysis Method of Thermal Plant Analysis, Krieger. Melbourne, Australia, 1995.
- [41] M. Mishra, P. Kumar Das, and S. Sarangi. "Optimum design of crossflow plate-fin heat exchangers through genetic algorithm." *International Journal of Heat Exchangers* 5, no. 2 (2004): 379-402.
- [42] A. Şencan, K.A. Yakut, and S.A. Kalogirou. "Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems." *Renewable Energy* 30, no. 5 (2005): 645-657.