ISSN: 2476-6909; Modares Mechanical Engineering. 2022;22(03):153-165

Thermoeconomic Evaluation of Using Thermal Energy Storage Tank in The Cogeneration Production System of Heating, Power (CHP), and Freshwater

ARTICLE INFO

Article Type
Original Research

Authors
Ghamari V. [1]*,
Hajabdollahi H. [1]

How to cite this article
Ghamari V, Hajabdollahi H. Thermoeconomic Evaluation of Using Thermal Energy Storage Tank in The Cogeneration Production System of Heating, Power (CHP), and Freshwater. Modares Mechanical Engineering. 2022;22(03):153-165.

[1]Department of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University, Rafsanjan, Iran.

Correspondence
Address: Department of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University, Rafsanjan, Iran.

V.Ghamari@stu.vru.ac.ir

Article History
Received: April 01, 2021
Accepted: July 24, 2021
ePublished: January 14, 2022

ABSTRACT

The design and optimization of multiple production systems, including systems that simultaneously generate heat, power, and freshwater, play an important role in improving the performance of these systems. In this study, after modeling a multi-effect evaporative desalination system MED and simultaneous heat and power generation CHP, they are combined to meet the demand for heating, power, and freshwater for a hotel. The purpose of this study is the thermoeconomic evaluation of the use of thermal energy storage TES tank in the combined system CHP + MED compared to the non-use of this tank. The strategy is applied every 24 hours of the two seasons. In optimizing this system, the annual cost minimization has been done as an objective function and using a genetic algorithm. Optimal technical results in these systems show that the system CHP + MED + TES requires a gas turbine with a nominal capacity of 12% larger and a backup boiler with a nominal capacity of 7.14% smaller than the system CHP + MED. The optimal results of the economic comparison show that the annual cost is improved by 4.91% by using the thermal energy storage tank in the combined system CHP + MED.

Keywords Thermal Energy Storage Tank, Power and Fresh Water Production System, Thermoeconomic Evaluation, Desalination, Energy System, Optimization

CITATION LINKS

[1] Application of R-curve analysis in evaluating the effect of integrating renewable energies in cogeneration systems. [2] Chapter 13 - Exergy analyses of cogeneration and district energy systems. [3] Energy-water nexus design and operation towards the sustainable development goals. [4] Global applicability of solar desalination. [5] CHP (combined heat and power) retrofit for a large MED-TVC ... [6] Optimization of the integrated power and desalination plant with algal cultivation system compromising the energy water-environment nexus. [7] Performance evaluation of CHP hybrid seawater desalination plants. [8] Modeling, simulation, parametric study and economic assessment of reciprocating internal combustion engine integrated with multi-effect desalination unit. [9] Modeling and multi-objective optimization of integrated MED–TVC desalination system and gas power plant for waste heat harvesting. [10] Evaluation of power and freshwater production based on integrated gas turbine, S-CO2, and ORC cycles with RO desalination unit. [11] Optimal sizing of thermal energy storage systems for CHP plants considering specific investment costs: A case study. [12] Improving CHP flexibility by integrating thermal energy storage and power-to-heat technologies into the energy system. [13] Evaluation of cooling and thermal energy storage tanks in optimization of multi-generation system. [14] Comparison of different scenarios in optimal design of a CCHP plant. [15] Energy, environmental and economic assessment of a polygeneration system ... [16] Steady state analysis of the Tripoli West LT-HT-MED plant. [17] Development of a steady-state mathematical model for ... [18] Fundamentals of salt water desalination. [19] Fundamental experiments with flash evaporation. [20] Assessment of new operational strategy in optimization of CCHP plant for different climates using evolutionary algorithms [21] Investigating the effects of load demands on selection of optimum CCHP-ORC plant.

Copyright© 2020, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.

ارزیابی فنی اقتصادی به کار گیری مخزن ذخیره انرژی حرارتی در سیستم تولید همزمان حرارت، توان و آب شیرین

وحید قمری*
دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه ولیعصر رفسنجان، رفسنجان، ایران
حسن حاج عبداللهی
دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه ولیعصر رفسنجان، رفسنجان، ایران.

چکیده
طراحی و بهینه‌سازی سیستم های تولید چندگانه، از جمله سیستم‌هایی که حرارت، توان و آب آشامیدنی را به طور همزمان تولید می‌کنند نقش بسزایی در بهبود عملکرد این سیستم‌ها نسبت به حالت جداگانه ایفا می‌کنند. در این پژوهش پس از مدل‌سازی سیستم آب شیرین کن تبخیری چند اثره MED و سیستم تولید همزمان حرارت و توانCHP، با یکدیگر ادغام شده‌اند تا تقاضای گرمایش، توان و آب شیرین را با هم برای یک هتل، تامین نمایند. هدف در این مطالعه ارزیابی فنی اقتصادی استفاده از مخزن ذخیره انرژی حرارتی در سیستم ترکیبی CHP+MED نسبت به حالت عدم استفاده از این مخزن می‌باشد. استراتژی به کار گرفته شده به صورت هر ۲۴ ساعت از دو فصل سال است. در بهینه‌سازی این سیستم کمینه‌سازی هزینه سالیانه به عنوان تابع هدف و با استفاده از الگوریتم ژنتیک صورت گرفته است. نتایج بهینه فنی در این سیستم‌ها نشان می‌دهد در سیستم CHP+MED+TES توربین گازی با ظرفیت نامی ۱۲ % بزرگتر و بویلر پشتیبان با ظرفیت نامی ۷/۱۴ % کوچکتر نسبت به سیستم CHP+MED نیاز است. نتایج بهینه حاصل از مقایسه اقتصادی نشان می‌دهد که با به کارگیری مخزن ذخیره انرژی حرارتی در سیستم ترکیبی CHP+MED هزینه سالیانه ۴/۹۱٪ بهبود می‌یابد.

کلیدواژه‌ها: مخزن ذخیره انرژی حرارتی، سیستم تولید توان و آب شیرین، ارزیابی فنی اقتصادی، آب شیرین کن، سیستم انرژی، بهینه‌سازی

تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۰۱/۱۲
تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۵/۰۲
*نویسنده مسئول: V.Ghamari@stu.vru.ac.ir

۱- مقدمه
امروزه بهینه‌سازی عملکرد سیستم‌های انرژی، کاهش هزینه و همچنین کاهش تولید آلاینده‌های آنها، یک چالش جدی برای طراحان و مهندسان است. برای این منظور راه کارهای بسیاری تاکنون پیشنهاد شده است. یکی از این راه کارها سیستم‌های تولید همزمان است که به دلیل کارایی بالاتر، در بسیاری از کارخانه‌های صنعتی مورد استفاده‌ی گسترده قرار می‌گیرند[1]. در این سیستم‌ها گرما و برق همزمان در یک فرآیند تولید می‌شود که از انرژی حرارتی می‌توان برای آب گرم خانگی، گرمایش فضا، گرمایش استخر، فرایندهای لباسشویی و خنک‌سازی جذبی استفاده کرد[2]. تأمین آب و انرژی برای جمعیت در حال رشد جهان یک چالش بزرگ برای بشر محسوب می‌شود. به دلیل حجم بالای آب شور در سرتاسر جهان، شیرین‌سازی آن، یک راه‌حل مناسب برای تولید آب شیرین است[3,4]. اخیرا ادغام سیستم آب شیرین‌کن‌ها با سیستم‌های تولید توان مورد توجه بسیاری از پژوهشگران به شرح زیر قرار گرفته است.

مایکل و همکارانش به ارزیابی کارایی ترکیب سیستم آب شیرین‌کن تبخیری با نیروگاه تولید توان و حرارت پرداختند. در این مقاله یک آب شیرین‌کن MED-TVC با ظرفیت ۳۶۰۰۰ متر مکعب در روز مورد مطالعه قرار گرفت. بر اساس مدل توسعه یافته در نرم افزار EES، آنالیز حساسیت بر روی آن انجام شد. تأثیر چند پارامتر طراحی و بهره برداری بر کسری از خروجی انرژی ارزیابی شده به عنوان "تولید همزمان کارآمد" بررسی شد. نتایج نشان داد که این کسر تقریبا به صورت خطی با تعداد واحدهای MEDکه با بخار تأمین می‌شوند افزایش می‌یابد[5].

عمیدپور و همکاران پتانسیل بازیابی گرمای پسماند اگزوز یک میکروتوربین را برای آب شیرین‌کن آب دریا با استفاده از یک چرخه رانکین آلی ORC را بررسی نمودند. گرمای حاصل از میکروتوربین با استفاده از چرخه ORC مورد استفاده قرار گرفته و توان تولید شده به آب شیرین‌کن اسمز معکوس RO منتقل شد. همچنین، جذب بیولوژیکی CO_2 از طریق کشت ریز جلبک‌ها با استفاده از گازهای دودکش میکروتوربین در نظر گرفته شد. در این راستا، یک رویکرد بهینه‌سازی چند هدفه با توجه به نقطه نظرات اقتصادی و زیست محیطی انجام شد. نتایج نشان داد که کارخانه پیشنهادی یکپارچه ORC-RO-MD-CO_2 می‌تواند به طور قابل توجهی سیستم را از نظر اقتصادی و زیست محیطی بهبود بخشد[6].

کاردونا و همکارانش یک سیستم کوچک آب شیرین کن حرارتی MEE با اندازه کوچک (۲۰۰۰ متر مکعب در روز) با یک سیستم اسمز معکوس آب دریا تک مرحله‌ای SWRO ادغام نمودند. حرارت و برق مورد نیاز سیستم توسط یک موتور گاز سوز تامین شد. نتایج کاهش ۳۰ درصدی و ۸ درصدی در انتشار دی اکسید کربن و واحد هزینه آب شیرین را نشان داد[7].

عمیدپور و سلیمی به مدل‌سازی، شبیه‌سازی، مطالعه پارامتریک و ارزیابی اقتصادی موتور احتراق داخلی با واحد آب شیرین کن چند اثره پرداختند. از گرمای گاز خروجی موتور احتراق داخلی برای تولید بخار محرک برای اولین اثر سیستم آب شیرین‌کن و از حرارت آب در مبدل حرارتی برای پیش‌گرم کردن آب دریا استفاده نمودند. نتایج مدل ترمودینامیکی پیشنهادی برای موتور توسط کاتالوگ سازنده تأیید شده بودند. با افزایش بار موتور از ٤٠٪ به ١٠٠٪، تولید آب واحد MED از ٤/٣٨ متر مکعب در روز به ٧٨/٢٦ متر مکعب در روز و بازده تولید از ٣١٪ به ٥٦٪ افزایش یافت[8].

هرندی و همکارانش مدل‌سازی و بهینه‌سازی چند هدفه یک سیستم آب شیرین کن MED-TVC و یک نیروگاه گازی را برای استفاده از حرارت مازاد نیروگاه مورد بررسی قرار دادند. یک سیستم چند منظوره آب شیرین کن با متراکم کننده بخار حرارتی MED-TVC با مصرف گرمای اضافی نیروگاه گازی مجتمع مس

سرچشمه با رویکرد جدیدی در نرم افزار متلب شبیه‌سازی و برای تحلیل اقتصادی بهینه‌سازی شد. از مولد بخار با بازیاب حرارت HRSG برای تأمین گرمای مورد نیاز به منظور تولید بخار استفاده شد. عملکرد GOR و کل هزینه سالانه آب شیرین‌کن به عنوان توابع هدف در یک بهینه‌سازی چند هدفه برای دستیابی به بالاترین GOR و کمترین هزینه کل سالانه به طور همزمان در نظر گرفته شدند. بهینه‌سازی چند هدفه با استفاده از الگوریتم ژنتیک و بر اساس مرتب‌سازی ناغالب NSGA II انجام شد. نهایتا مشخص که دمای بخار گرمایش بیشتر از سایر متغیرهای تصمیم تحت تأثیرGOR قرار می‌گیرد[9].

ماریو گورتا و همکارانش تولید قدرت و آب شیرین را با توربین گازی، سیکل فوق بحرانی S-CO2 و سیکل ORC با واحد آب شیرین کن اسمز معکوس ارزیابی نمودند. برای تولید آب شیرین با قیمت ارزان، یک واحد آب شیرین‌کن RO به چرخه تولید برق اضافه شد. نتایج نشان داد که کل انرژی تولید شده توسط چرخه‌ها حدود ۷۵/۱ مگاوات است. کمپرسورها و پمپ‌ها ٤٤ درصد از توان را مصرف نموده و مابقی به شبکه برق ارسال شد. ادغام چرخه S-CO2 با توربین گاز، بازده کل را ۱۰/۹ درصد افزایش داد. همچنین نتایج نشان داد که سیستم ترکیبی پیشنهادی با بازیابی حرارت اضافی، به بازده بالا با هزینه‌ی کم انرژی و آب شیرین، منجر می‌گردد[10].

بنالکازار اندازه بهینه سیستم‌های ذخیره انرژی گرمایی را برای نیروگاه‌های CHP با توجه به هزینه‌های خاص سرمایه‌گذاری تعیین نمود. در این مقاله، روشی مبتنی بر رویکرد برنامه‌ریزی خطی عدد صحیح مختلط برای یافتن ظرفیت بهینه واحدهای TESمتصل به سیستم‌های CHP با زغال سنگ پیشنهاد شد. مدل ارائه شده هزینه‌های سرمایه‌گذاری ذخیره‌سازی را در نظر گرفته و عملکرد سالانه سیستم CHP-TES را بهینه می‌نمود. این مدل در مطالعه موردی یک سیستم CHP با زغال سنگ اعمال شد. از چهار سناریو برای بررسی عملکرد سیستم CHP و ارزیابی تأثیرات افزایش قیمت کربن بر ظرفیت بهینه واحد TES استفاده شد. نتایج نشان داد که ادغام TESمنجر به کاهش قابل توجه استفاده از بویلرهای بخار شده و هزینه‌های سوخت و محیط زیست را کاهش می‌دهد.[11]

لپیکسار و همکارانش سیستم CHP را با ادغام تکنولوژی ذخیره‌سازی انرژی حرارتی در سیستم انرژی تولید گرما و توان بهبود دادند. راه‌حل‌های مورد بررسی شامل اتصال CHP با بویلرهای برقی و TES بود که به تعادل بارهای گرما و برق کمک و امکان ایجاد RES به سیستم را فراهم می‌نمود. در این مطالعه، راه‌حل‌های فنی از نظر مصرف گاز طبیعی، کاهش اتلاف حرارت و سهم گرمای تامین شده توسط سیستمCHP مقایسه شد. نتایج این مطالعه نشان داد که وقتی بویلر الکتریکی ٤٠ مگاوات و TES ۱۵۰۰۰۰ مترمکعب در سیستم Tallinn DH ادغام شوند، مصرف گاز طبیعی ۳٦٪ و اتلاف گرما را ۳۸٪ کاهش می‌یابد[12].

حاج عبداللهی به کارگیری مخازن ذخیره کننده انرژی سرمایشی و گرمایشی را در بهینه‌سازی سیستم تولید چندگانه ارزیابی نمود. بهینه‌سازی سیستم تولید سرمایش، گرمایش و توان CCHP با استفاده از موتور گاز سوز به عنوان محرک اصلی در این کار ارائه شد. هدف اصلی این کار مقایسه چهار پیکربندی مختلف برای ذخیره بارهای گرمایش و سرمایش بود. برای این منظور، یک نیروگاه CCHP با و بدون مخزن ذخیره انرژی گرمایی TES و مخزن ذخیره انرژی سرمایی CES به طور جداگانه مورد بررسی قرار گرفت. بررسی شد که TAP مطلوب با استفاده از مخازن TES + CES، به ترتیب با ۹/٤۸ ، ۵/۱۹ و ۲/۲۳ درصد در مقایسه با عدم استفاده از مخازن ذخیره بهبود می‌یابد. همچنین یک موتور گازسوز با ظرفیت اسمی بالاتر در حالت ترکیب با TES + CES در مقایسه با سایر موارد مورد مطالعه انتخاب شد[13].

با توجه به مرور در پژوهش‌های پیشین مشاهده می‌گردد که آب شیرین کن حرارتی یا اسمز معکوس و یا مخزن ذخیره انرژی حرارتی در چیدمان‌های مختلف با نیروگاه‌های تولید توان کوپل شده است. همچنین توابع هدف مختلف شامل هزینه سیستم یا عملکرد آنها در بهینه‌سازی‌های یک هدفه و چند هدفه صورت پذیرفته است. بنابراین از حرارت مازاد محرک سیستم برخی برای حرارت مورد نیاز آب شیرین کن و برخی دیگر برای تغذیه سیکل تولید توان ارگانیک رانکین استفاده نمودند که بررسی مخزن ذخیره انرژی برای بهره‌گیری از این حرارت، به منظور تولید همزمان توان، حرارت و آب شیرین لازم به نظر می‌رسد.

آنچه در این مطالعه مورد بررسی قرار می گیرد ارزیابی به کارگیری یک مخزن ذخیره‌ی انرژی حرارتی در سیستم ترکیبی تولید توان، حرارت و آب شیرین به لحاظ فنی و اقتصادی برای تامین نیازهای (حرارت، برق و آب‌شیرین) یک هتل است. البته در حالت ایده ال استراتژی مورد استفاده باید به صورت ۲٤ ساعت در کل روزهای سال باشد. در حال حاضر این یک مسئله غیر قابل حل و بسیار دشوار است. چون در کل ساعت‌های سال که ۸۷٦۰ ساعت می‌باشد ۸۷٦۰ متغیر طراحی فقط برای بهینه‌سازی بار جزئی محرک وجود دارد. پس به ناچار باید مسئله تا حد امکان ساده‌تر و در عین حال نزدیک به واقعیت گردد. در این پژوهش استراتژی مورد نظر به صورت هر ۲٤ ساعت از دوفصل سال می‌باشد. چون در برخی ساعت‌ها از شبانه روز حرارت اضافی در سیستم وجود دارد به کارگیری مخزن ذخیره انرژی حرارتی موجب عدم تلف شدن حرارت در آن ساعت‌ها شده و پس از ذخیره‌سازی در ساعت‌های لزوم از آن استفاده می گردد. استفاده از این انرژی موجب کاهش هزینه‌ی سیستم و آلاینده‌های تولید شده توسط آن است. محرک مورد استفاده در سیستم تولید

حرارت و توان، توربین گازی است و یک بویلر پشتیبان کمبود گرمای سیستم را در صورت لزوم تامین می‌نماید.

۲- شرح کار سیستم های مورد مطالعه

۲-۱- شرح کار سیستم (CHP+MED)

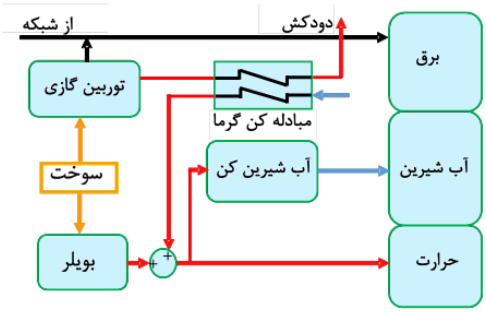
در شکل ۱ یک شماتیک کلی از سیستم تولید همزمان حرارت، برق و آب شیرین CHP+MED نشان داده شده است. در این سیستم برق مورد نیاز از محرک اصلی که همان توربین گازی است تامین می‌گردد که در صورت کمبود از شبکه خریداری می‌شود. حرارت تولید شده که از طریق اگزوز به محیط بیرون تخلیه می‌شود، با استفاده از یک مبادله کن گرما با کارایی ۹۰ درصد بازیابی شده و به منظور تامین حرارت مورد نیاز برای آب شیرین کن و ساختمان مورد استفاده قرار می‌گیرد. این مبادله کن گرما به طور معمول بخشی از محرک سیستم می باشد[14]. چنانچه حرارت تولیدی محرک کمتر از نیاز کل باشد بویلر پشتیبان آنرا تامین می‌نماید.

۲-۲- شرح کار سیستم (CHP+MED+TES)

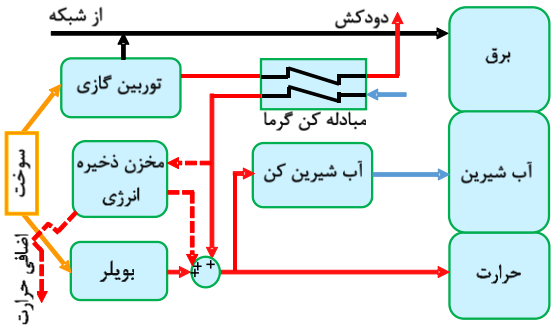
در شکل ۲ شماتیک کلی از سیستم تولید حرارت، برق و آب شیرین با استفاده مخزن ذخیره انرژی حرارتی CHP+MED+TES آورده شده است. در این سیستم در صورت وجود حرارت مازاد در سیستم از آن استفاده شده و مانند سیستم قبل به محیط هدر نمی‌رود. طریقه‌ی کار مخزن ذخیره انرژی بدین صورت است که حرارت اضافی محرک، ذخیره شده و در گام‌های زمانی بعدی با توجه به استراتژی در نظر گرفته شده، در صورت لزوم مورد استفاده قرار می‌گیرد. وجود این مخزن ذخیره‌ی انرژی نه تنها مانع کارکرد بیشتر بویلر پشتیبان می‌گردد بلکه منجر به تولید آلاینده‌های کمتری نیز می‌گردد.

۲-۳- شرح کار سیستم آب شیرین کن (MED-TVC)

شکل ۳ نمونه‌ای مرسوم، از آب شیرین کن MED-TVC را نشان می‌دهد. اجزای اصلی آن متشکل از N تعداد اواپراتور، یک کندانسور و یک کمپرسور بخار گرمایی (اجکتور) است. آرایش این سیستم‌ها از لحاظ چگونگی آب تغذیه به‌سه دسته‌ی تغذیه رو به‌جلو، تغذیه رو به‌عقب و تغذیه موازی تقسیم می‌شوند. رایج‌ترین آرایش آنها تغذیه موازی می‌باشد. در آرایش تغذیه

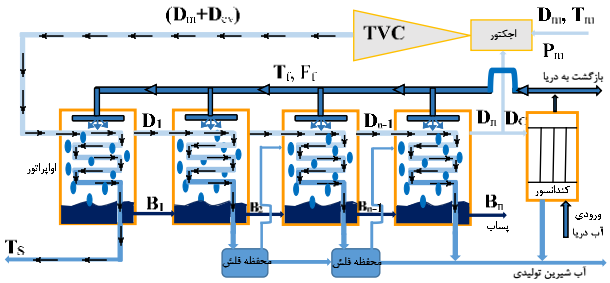


شکل ۱) شماتیک سیستم تولید همزمان حرارت، توان و آب شیرین



شکل ۲) شماتیک سیستم تولید همزمان حرارت، توان و آب شیرین با مخزن ذخیره انرژی

موازی جهت جریان بخار آب و شوراب مانند یکدیگر بوده و نسبت به‌دو آرایش دیگر ساده‌تر می‌باشد. به طور کلی ساختار این نوع از آب شیرین کن‌ها به‌گونه‌ای است که بخار تولید شده در هر اثر به‌عنوان سیال محرک، در اثر بعد مورد استفاده قرار می‌گیرد. همان‌طور که در شکل ۳ نشان داده شده، آب تغذیه پس از ورود به‌کندانسور با بخار خروجی از آخرین اثر تبادل حرارت نموده، و سپس با دمای Tf خارج می‌گردد. بخشی از آب ورودی به‌کندانسور به‌دریا بازگردانده می‌شود، تا بخار خروجی از آخرین اثر سیستم که به‌کندانسور وارد شده را به‌مایع تبدیل نماید و باقی‌مانده‌ی آب تغذیه F به‌طور مساوی بین همه‌ی اثرات تقسیم می‌گردد. هدف از آب خنک کن دفع گرمای اضافی وارد شده از بخار محرک می‌باشد. در سیستم جریان موازی، بخار از سمت چپ به‌راست در راستای افت فشار جریان می‌یابد. در حالی که آب تغذیه در راستای عمود وارد هر اثر می‌شود. بخار محرک که از یک منبع خارجی تامین می‌شود، با مقداری بخار کشیده شده از آخرین اثر توسط کمپرسور بخار گرمایی (اجکتور) فشرده شده و وارد اولین اثر از آب شیرین کن می‌گردد. سپس آب تغذیه بر روی لوله‌های تبخیر کننده اسپری می‌شود و تا دمای جوش اثر اول گرم شده و تبخیر می‌گردد. لازم به‌ذکر است که دمای اثر اول به‌عنوان دمای بالای آب شور نیز، شناخته می‌شود. آن مقدار از آب تغذیه که بخار می‌شود، مقدار D1 در اثر اول را تشکیل می‌دهد که به‌عنوان یک منبع حرارتی در دما و فشار پایین‌تر، در اثر بعد مورد استفاده قرار می‌گیرد. دمای بخار ایجاد شده در اثر اول Tv به‌اندازه BPE (افزایش دمای جوش آب در یک فشار



شکل ۳) شماتیک سیستم آب شیرین کن تبخیری چند اثره با متراکم‌کننده بخار گرمایی

مشخص) از دمای جوش در این اثر پایین‌تر است. که این اتفاق به‌دلیل وجود نمک‌های حل شده در آب می‌باشد. بخارهای تشکیل شده‌در هر اثر از یک قطره گیر عبور داده می‌شوند تا قطره‌های آب موجود را از دست بدهند. دمای بخار عبوری از قطره‌گیر به‌دلیل افت اصطکاکی کاهش می‌یابد. به منظور بهره‌وری از انرژی شوراب در اثر اول، شوراب به‌اثر بعد فرستاده می‌شود. علاوه بر تجهیزات گفته شده در اثرات ۲ تا N تجهیز دیگری به‌نام محفظه فلش وجود دارد. بخار گرمایشی چگالیده شده در لوله‌های تبخیر کننده دوم وارد محفظه فلش همان اثر می‌شود و چون فشار کاری محفظه فلش پایین‌تر از فشار اثر می‌باشد مقداری از آن بخار و به اثر بعد وارد می‌شود و این روند تا اثر N ادامه دارد. گفتنی است که‌بخار تولید شده Dn در آخرین اثر به‌دو بخش تقسیم می‌گردد یک بخش Dev که توسط کمپرسور بخار حرارتی کشیده می‌شود و بخش دیگر Dc که به کندانسور فرستاده می‌شود.

۳- مدل‌سازی ترمودینامیکی تجهیزات سیستم (CHP+MED+TES)

سیستم آب شیرین به دلیل اهمیت بسیار زیادی که اخیرا پیدا کرده و در آینده هم این اهمیت به صورت روز افزون می‌باشد، بنابراین مدل‌سازی ترمودینامیکی آن با جزئیات کامل‌تری ارائه می‌گردد. مدل‌سازی انرژی سیستم CHP بر اساس روابط موجود برای بازده و عملکرد تجهیزات شامل توربین گازی و بویلر پشتیبان در بارهای جزئی مختلف انجام می‌گردد. مخزن ذخیره‌ی انرژی هم با در نظر گرفتن آن به صورت یک حجم کنترل که انتالپی در ورودی و خروجی آن بررسی می‌شود به لحاظ انرژی مدلسازی می‌شود[14-17].

۳-۱- فرض‌ها

۱) اختلاف دما در تمامی اثرات یکسان می‌باشند.
۲) آب تقطیر شده عاری از نمک است.
۳) سیستم در شرایط پایا کار می‌کند.
۴) افزایش نقطه جوش برای همه‌ی اثرات یکسان و ۰/۸ می‌باشد.
۵) تلفات ترمودینامیکی ناچیز است.
۶) عملکرد آب شیرین کن در بارهای جزئی ثابت است.

۳-۲- مدل‌سازی آب شیرین کن (MED-TVC)

در این بخش به تشریح معادلات حاکم بر آب شیرین‌کن تبخیری چند اثره با متراکم کننده بخار حرارتی پرداخته شده است. با به‌کارگیری معادلات بقای انرژی و جرم در اواپراتورها، کندانسور، کمپرسور بخار حرارتی (اجکتور) و محفظه‌های فلش مدل‌سازی صورت می‌پذیرد. متغیرهای طراحی شامل تعداد اثرات N، فشار بخار محرک Ps، دبی آب تغذیه F و دبی بخار محرک Dm می‌باشد. بقیه‌ی پارامترها ثابت در نظر گرفته شده‌اند.

با فرض ثابت بودن اختلاف دما در همه‌ی اثرات، برای محاسبه‌ی آن از رابطه‌ی زیر استفاده می‌کنیم[17]:

$$\Delta T = \frac{T_1 - T_n}{n-1} \quad (۱)$$

دمای بخار فشرده شده T_s از رابطه‌ی زیر حاصل می‌گردد:

$$T_s = T_1 + \Delta T \quad (۲)$$

دمای بخار در آخرین اثر از رابطه‌ی زیر به‌دست می‌آید[17]:

$$Tv_n = T_n - BPE \quad (۳)$$

ظرفیت گرمایی ویژه‌ی آب که تابعی از دما و شوری آب است از رابطه‌ی زیر حاصل می‌گردد[17]:

$$C_p = [a + (b.T_1) + (c.(T_1)^2) + (d.(T_1)^3)].(10)^{-3} \quad (٤)$$

فشار بخار متراکم شده P_s و بخار کشیده P_{ev} توسط اجکتور از روابط زیر حاصل می‌شود[18]:

$$P_s = 1000 \times exp\left(\frac{-3892.7}{T_s + 273.15 - 42.6776} + 9.5\right) \quad (٥)$$

$$P_{ev} = 1000 \times exp\left(\frac{-3892.7}{T_{Vn} + 273.15 - 42.6776} + 9.5\right) \quad (٦)$$

فشار بر حسب کیلو پاسکال و دما بر حسب درجه سلسیوس است. نسبت انبساط و نسبت تراکم در اجکتور به‌ترتیب از روابط زیر محاسبه می‌شوند[17]:

$$ER = \frac{P_m}{p_{ev}} \quad (۷)$$

$$CR = \frac{P_s}{p_{ev}} \quad (۸)$$

در صورتی که‌جریان محرک و سیال مکش شده بخار آب باشد معادله مدل برای محاسبه نسبت مکش (Ra) به‌شرح زیر است:

$$R_a = 0.234 \frac{(P_s)^{1.19}}{(p_{ev})^{1.04}} \times (ER)^{0.015} \quad (۹)$$

میزان بخار مکش شده از رابطه‌ی زیر تعیین می‌گردد:

$$D_{ev} = \frac{D_m}{R_a} \quad (۱۰)$$

دمای شوراب در هر اثر به‌اندازه ΔT کمتر از اثر قبل است. از این‌رو، با فرض اینکه دمای آب نمک در اثر i به‌مقدار Ti است، بنابراین می‌توان دمای آب نمک در اثر بعدی i+1، را با استفاده از معادله زیر بدست آورد[17]:

$$T_{i+1} = T_i - \Delta T, \quad i = 1,2,3,\dots,n \quad (۱۱)$$

دمای بخار در هر اثر به‌صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$T_{Vi} = T_i - BPE \quad (۱۲)$$

دبی آب تغذیه برای هر اثر از رابطه‌ی زیر به‌دست می‌آید:

$$, \text{i=1,2,3, ..., n} F_i = \frac{F}{n} \quad (۱۳)$$

دمای چگالش بخار Tci در مقایسه با دمای جوش Ti به‌مقدار BPE، تلفات ناشی از افت فشار در قطره‌گیر ΔT_p، افت فشار اصطکاکی در خط اتصال ΔTt و فرایند تراکم ΔTc ،کم‌تر بوده و رابطه‌ی آن به‌صورت زیر است[17]:

$$T_{c_i} = T_i - BPE - \Delta T_p - \Delta T_t - \Delta T_c \quad (۱۴)$$

گرمای نهان بخار محرک، بخار در تبخیرکننده و کندانسور از به‌ترتیب از روابط زیر حاصل می‌گردد:

$$\lambda = 2589.583 + 0.9156 \times T - 4.834 \times 10^{-2} \times T^2 \quad (۱۵)$$

در معادلات بالا دما برحسب درجه سلسیوس و گرمای نهان بر حسب kJ/kg می‌باشد. بخار تولید شده در اثر اول با استفاده از قانون بقای انرژی به‌صورت زیر به‌دست می‌آید[17]:

$$D_1 = \frac{(D_m + D_{ev}).\lambda_s - F_1.C_p.(T_1 - T_f)}{\lambda_1} \quad (۱۶)$$

موازنه غلظت آب نمک از رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$X_{b_1} = \frac{F_1}{(F_1 - D_1)}.X_f \quad (۱۷)$$

بخار تولید شده در اثر دوم از رابطه زیر به‌دست می‌آید[17]:

$$D_2 = \frac{D_1.\lambda_1 - F_2.C_p.(T_2 - T_f) + B_1.C_p.(T_1 - T_2)}{\lambda_2} \quad (۱۸)$$

شوراب خروجی اثر دوم و میزان شوری آن، به‌ترتیب از معادلات زیر محاسبه می‌شوند[17]:

$$B_2 = F_2 + B_1 - D_2 \quad (۱۹)$$

$$X_{b_2} = \frac{X_f.F_2 + X_{b1}.B_1}{B_2} \quad (۲۰)$$

بازده فلش برای اثرات ۲ تا n از رابطه ی زیر به‌دست می‌آید[14]:

$$NEA_i = \frac{33.(T_{i-1} - T_i)^{0.55}}{T_{v_i}}, \quad i = 2,3,\dots,n \quad (۲۱)$$

دمای خنک کننده هوا هنگام ورود به‌اثر می‌تواند با استفاده از معادله زیر محاسبه شود[17]:

$$T' = T_i + NEA_i, \quad i = 2,3,\dots,n \quad (۲۲)$$

رابطه‌ی ۱۵ برای گرمای نهان تبخیر در دمای T' به‌کار می‌رود. بخار فلش شده از شوراب از اثر ۲ تا n از رابطه‌ی زیر به‌دست می‌آید:

$$d_i = \frac{B_{i-1}.C_p.(T_{i-1} - T'_i)}{\lambda_i}, \quad i = 2,3,\dots,n \quad (۲۳)$$

به‌منظور محاسبه‌ی مقدار NEA برای محفظه فلش می‌توان از رابطه‌ی زیر استفاده نمود[17]:

$$NEA'_i = \frac{33.(T_{C_{i-1}} - T_{V_i})^{0.55}}{T_{v_i}}, \quad i = 2,3,\dots,n \quad (۲۴)$$

دمای چگالش بخارات ورودی به‌محفظه‌های فلش را می‌توان با استفاده از رابطه زیر بدست آورد:

$$T'' = Tv_i + NEA'_i, \quad i = 2,3,\dots,n \quad (۲۵)$$

بخار فلش شده در محفظه‌های فلش به‌صورت زیر به‌دست می‌آید[17]:

$$d'_i = D_{i-1}.C_p.\left(\frac{T_{c_{i-1}} - T''_i}{\lambda'_i}\right), \quad i = 2,3,\dots,n \quad (۲۶)$$

مقدار بخار ایجاد شده از اثر ۳ تا n می‌تواند با استفاده از رابطه‌ی زیر حاصل گردد[17]:

$$D_i = \frac{(D_{i-1}.\lambda_{i-1} + d_{i-1}.\lambda_{i-1} + d'_{i-1}.\lambda'_{i-1}) - F_i.C_p.(T_i - T_f) + B_{i-1}.C_p.(T_{i-1} - T_i)}{\lambda_i}, \quad i = 3,4,\dots,n \quad (۲۷)$$

مقدار کل چگالش (D_t) توسط رابطه ی زیر حاصل می‌گردد[17]:

$$D_t = D_1 + D_2 + D_3 + \cdots D_n = \sum_{i=1}^{n} D_i, \quad i = 1,2,3,\dots,n \quad (۲۸)$$

شوراب خروجی و شوری اثر ۳ تا n به‌ترتیب از معادلات زیر محاسبه می‌شوند[17]:

$$B_i = F_i + B_{i-1} - D_i; \quad i = 3,4,\dots,n \quad (۲۹)$$

$$i = 3,4,\dots,nX_{b_2} = \frac{X_f.F_i + X_{b_{i-1}}.B_{i-1}}{B_i}, \quad (۳۰)$$

بخارات ایجاد شده در اثر آخر به‌دو بخش تقسیم می‌شود، که یک بخش آن به‌کندانسور (D_c) وارد شده و دیگری توسط کمپرسور بخار حرارتی (D_{ev}) کشیده می‌شود. مقدار بخار وارد شده به‌کندانسور با رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود:

$$D_c = D_n - D_{ev} \quad (۳۱)$$

ضریب انتقال حرارت کلی از رابطه ی زیر به‌دست می‌آید[17]:

$$U_i = \frac{1939.4 + 1.40562 \times T_i - 0.0207525 \times (T_i)^2 + 0.0023186 \times (T_i)^3}{1000} \quad (۳۲)$$

سطح انتقال حرارت برای اثر اول با استفاده از رابطه زیر حاصل می‌گردد:

$$A_1 = \frac{(D_s + D_{ev}).\lambda_s}{U_1.(T_s - T_1)} \quad (۳۳)$$

سطح انتقال حرارت برای اثر ۲ تا n با استفاده از رابطه زیر به‌دست می‌آید[17]:

$$i = 2,3,4,\dots,nA_i = \frac{D_i.\lambda_i}{U_i.(T_{c_i} - T_i)} \quad (۳۴)$$

کل سطح انتقال حرارت اثرات با استفاده از رابطه زیر به‌دست می‌آید:

$$A_t = A_1 + A_2 + A_3 + \cdots A_n = \sum_{i=1}^{n} A_i, \quad i = 1,2,3,\dots,n \quad (۳۵)$$

میانگین اختلاف دمای لگاریتمی و ضریب انتقال حرارت کلی کندانسور با استفاده از دو معادله زیر قابل محاسبه است[17]:

$$LMTD_c = \frac{T_f - T_{cw}}{ln\left[\frac{T_{v_n} - T_{cw}}{T_{c_n} - T_f}\right]} \quad (۳۶)$$

$$U_c = 1.7194 + 3.2063 \times 10^{-2} \times T_{v_n} - 1.5971 \times 10^{-5} \times \left(T_{v_n}\right)^2 + 1.9918 \times 10^{-7} \times \left(T_{v_n}\right)^3 \quad (۳۷)$$

سطح انتقال حرارت کندانسور از رابطه‌ی زیر به‌دست می‌آید:

$$A_c = \frac{D_c.\lambda_n}{U_c.(LMTD_c)} \quad (۳۸)$$

دبی آب خنک کن با استفاده از قانون بقای انرژی به‌صورت زیر حاصل می‌گردد[17]:

$$M_{cw} = \frac{D_c.\lambda_n}{C_p.(T_f - T_{cw})} \quad (۳۹)$$

سطح انتقال حرارت مخصوص به‌صورت مجموع سطح انتقال حرارت اثرات و کندانسور بر کل آب تولید شده مانند زیر محاسبه می‌گردد:

$$A_d = \frac{A_e + A_c}{D_t} \quad (۴۰)$$

عملکرد سیستم MED-TVC تحت عنوان GOR به‌صورت زیر تعریف می‌گردد[17]:

$$GOR = \frac{D_t}{D_m} \quad (۴۱)$$

یکی از مهم‌ترین ویژگی آب شیرین کن‌های حرارتی، مصرف حرارت مخصوص است. که تعریف آن، مقدار انرژی حرارتی

مصرف شده توسط سیستم برای تولید 1 kg آب شیرین می‌باشد. این رابطه با استفاده از قانون اول ترمودینامیک به‌صورت زیر محاسبه می‌شود[17]:

$$Q = \frac{D_m . \lambda_m}{D_t} \quad (۴۲)$$

۳-۳- مدل‌سازی سیستم (CHP)

کل تقاضای گرمایش (گرمایش ساختمان و آب شیرین کن) از رابطه زیر حاصل می‌شود[20]:

$$\dot{H}_{dmn,tot} = D_m . \lambda_m + \dot{H}_{dmn} \quad (۴۳)$$

ترم اول معادله مربوط به انرژی مصرفی مورد نیاز برای آب شیرین کن تبخیری است. Dm و λm به‌ترتیب دبی بخار محرک و گرمای نهان در اثر اول آب شیرین کن می‌باشند. تقاضای کل گرما Ḣdmn, tot از طریق گرمای بازیابی شده از محرک اصلی و در صورت لزوم از مخزن ذخیره و بویلر پشتیبان تأمین می‌شود. Ḣdmn بار گرمایی مورد نیاز است[20].

با استفاده از رابطه‌ی زیر مصرف سوخت بویلر پشتیبان حاصل می‌شود[20]:

$$\dot{m}_{f,b} = \frac{\dot{H}}{\eta . LHV_f} \quad (۴۴)$$

که در آن Ḣ بار حرارتی بویلر پشتیبان است.

تغییرات توان بر حسب بار جزئی برای توربین گازی از تابع زیر حاصل می‌گردد[20]:

$$\frac{\dot{E}_{GT,PL}}{\dot{m}_{f,PL} . LHV_f} = \frac{-0.00255(PL)^2 + 1.135(PL) + 11.71}{100} . \eta_{GT,nom} \quad (۴۵)$$

تغییرات گرمای قابل بازیافت از اگزوز توربین گاز بر حسب بار جزئی، از تابع زیر محاسبه می‌شود[21]:

$$\frac{\dot{H}_{GT,PL}}{\dot{m}_{f,PL} . LHV_f} = 1.598(PL)^{-0.6553} + 0.3903 \quad (۴۶)$$

که η، ṁf و LHVf به‌ترتیب بازده نامی، سوخت مصرفی و ارزش حرارتی پایین سوخت می‌باشد. تابع مصرف سوخت توربین گازی در بار جزئی به‌صورت زیر می‌باشد[21]:

$$\frac{\dot{m}_{f,PL}}{\dot{m}_{f,nom}} = 0.4772 exp(0.007565(PL)) - 0.2123 \exp(-0.02677(PL)) \quad (۴۷)$$

که ṁf مصرف سوخت نامی از رابطه زیر حاصل می‌شود[14]:

$$\dot{m}_{f,nom} = \frac{\dot{W}}{\eta_{nom} . LHV_f} \quad (۴۸)$$

بازده حرارتی بویلر فرض می‌شود تابعی از بار جزئی به‌صورت زیر است[20]:

$$\frac{\dot{m}_{th,PL}}{\dot{m}_{th,nom}} = 0.0951 + 1.525(PL) - 0.624\,(PL)^2 \quad (۴۹)$$

بازده توربین گازی بر حسب ظرفیت نامی با استفاده از تابع زیر تخمین زده می‌شود[14]:

$$\eta_{nom,GT} = 1.22(-9.2 \times 10^{-8} {E^2}_{nom} + 0.001724 E_{nom} + 18.1)/100 \quad (۵۰)$$

مدل‌سازی مخزن ذخیره انرژی با انتخاب آن به صورت یک حجم کنترل، انتالپی‌های ورودی و خروجی در آن به صورت زیر بررسی می‌گردد:

در شرایط عادی، تقاضای کل بار حرارتی ، توسط بازیافت گرما از محرک تامین می‌شود. با این حال، گرمای بازیابی شده دقیقا برابر با کل تقاضای بار حرارتی نیست. در نتیجه از بویلر پشتیبان برای تأمین کمبود گرما استفاده می‌شود و از مخزن ذخیره انرژی حرارتی برای ذخیره یا آزادسازی گرمای اضافی یا کمبود استفاده می‌شود. هنگامی که بازیافت گرما از محرک کم‌تر از کل تقاضای بار حرارتی است، در حالی که کل گرما (محرک + مخزن ذخیره) بزرگ‌تر از کل تقاضای بار حرارتی است، مخزن ذخیره انرژی باید دشارژ شود و گرمای باقی مانده را تامین کند[20]:

$$\dot{H}_{stor}(t+1) = \eta_{stor} . \dot{H}_{stor}(t) + \dot{H}_{GT}(t) - \dot{H}_{dmn,tot}(t) \quad (۵۱)$$

$$when \quad \dot{H}_{GT}(t) < \dot{H}_{dmn,tot}(t) \quad and \quad \dot{H}_{GT}(t) + \dot{H}_{stor}(t) \geq \dot{H}_{dmn,tot}(t)$$

که در آن η_{stor} و t به ترتیب به بازده مخزن ذخیره انرژی برابر با ۹۰ درصد و گام زمانی مربوط می‌شوند. از طرف دیگر، هنگامی که کل تقاضای گرما بزرگ‌تر از حرارت (محرک + مخزن ذخیره) است، مخزن ذخیره انرژی کاملا دشارژ شده و با یک بویلر کمکی گرما تامین می‌شود[20]:

$$\dot{H}_{stor}(t+1) = 0 \quad when \quad \dot{H}_{GT}(t) < \dot{H}_{dmn,tot}(t) \quad and \quad \dot{H}_{GT}(t) + \dot{H}_{stor}(t) < \dot{H}_{dmn,tot}(t) \quad (۵۲)$$

هنگامی که بازیافت گرمای محرک بزرگ‌تر از مقدار بار گرمایش کل است، گرمای اضافی در مخزن ذخیره انرژی ذخیره می‌شود[20]:

$$\dot{H}_{stor}(t+1) = \eta_{stor} . \dot{H}_{stor}(t) + \dot{H}_{GT}(t) - \dot{H}_{dmn,tot}(t) \quad (۵۳)$$

$$When \quad \dot{H}_{GT}(t) \geq \dot{H}_{dmn,tot}(t)$$

فرض بر این است که وقتی TES کاملاً شارژ شود، هیچ گرمای اضافی ذخیره نشده و هدر می‌رود.

۴- تابع هدف و قیدها

در این مطالعه کمینه سازی هزینه‌ی کل سالیانه اعم از هزینه‌ی اولیه تجهیزات، هزینه‌ی بهره برداری و نگهداری با احتساب نرخ تورم، به‌عنوان تابع هدف به‌صورت زیر در نظر گرفته شده است[20]:

$$TAC(\$/year) = \sum_{j=1}^{4} (a \phi C_{in})_j + \sum_{i=1}^{N} [\dot{E_{b,i}} \times \varphi_{e,b,i} + \dot{m}_{fi} \times LHV_f \times \varphi_{f,i} + 3600 \times \dot{m}_{co2} \times \psi_{em}] \times \tau_i \quad (۵۴)$$

که j و C_{in} در رابطه‌ی بالا به‌ترتیب تعداد و سرمایه‌گذاری تجهیزات سیستم شامل توربین گازی، بویلر، آب شیرین کن تبخیری و مخزن ذخیره انرژی می‌باشد. ضریب سالیانه کننده a از رابطه‌ی زیر به‌دست می‌آید[20]:

$$a = \frac{ir}{1-(1+ir)^{-k}} \quad (۵۵)$$

که در آن ir نرخ تورم و k عمر تجهیزات که ۱۵ سال، ϕ ضریب تعمیر و نگهداری سیستم برابر با ۱/۰۵، N تعداد درایه‌های ماتریس استراتژی مورد نظر و برابر با ۲٤، τi ۲ برابر تعداد روزهای هر دو فصل (۱۸۲/۵)، $\varphi_{e,b,I}$ قیمت خرید برق از شبکه، φf,i قیمت گازوئیل و Ψ_{em} قیمت انتشار آلاینده می‌باشد. با افزودن‌ترم آخر دربراکت، اثر زیست‌محیطی در انتخاب بهینه تجهیزات سیستم (CHP+MED) در نظر گرفته می‌شوند. قید قیدهای در نظر گرفته شده به‌صورت زیر می‌باشند:

$$PL_{b,i} \le 1 \qquad \forall i = 1,2,3,\dots.N \quad (۵۶)$$

$$X_b \le 70000 \quad ppm \quad (۵۷)$$

$$PL_{desalination,i} \le 1 \qquad \forall i = 1,2,3,\dots.N \quad (۵۸)$$

در این پژوهش، فروش برق به‌شبکه مجاز نبوده و برق اضافی در هر مرحله باید صفر و یا منفی باشد:

$$\dot{E}_{exc,i} \le 0 \qquad \forall i = 1,2,3,\dots.N \quad (۵۹)$$

که خرید برق با مقدار منفی الکتریسیته معادل است. هزینه سرمایه‌گذاری تجهیزات سیستم در جدول ۱ آمده است. برای اطمینان از حفظ درجه حرارت دود، بالاتر از دمای نقطه شبنم و جلوگیری از تشکیل اسید سولفوریک و خوردگی دودکش، قید زیر در نظر گرفته شده است:

$$T_{stack} - 148.8 > 0 \qquad \forall i = 1,2,3,\dots.N \quad (۶۰)$$

هزینه سوخت گاز ۰/۰۱۰۵٤ دلار بر کیلو وات ساعت، خرید برق از شبکه ۰/۰۷۱٦٦۷ دلار بر کیلو وات ساعت، و جریمه انتشار آلاینده‌ها ۰/۰۲۰۸٦ دلار برای هر کیلو گرم دی اکسید کربن در نظر گرفته شده است[14].

۵- مورد مطالعاتی

روش پیشنهادی افزودن مخزن ذخیره انرژی حرارتی به سیستم (CHP+MED) برای یک هتل فرضی در شهر بندرعباس برای تامین حرارت، برق و آب شیرین به صورت همزمان می باشد. این هتل دارای ۱۲۰ اتاق با مساحت میانگین ۱۵۰ متر مربع برای هر اتاق است. مقدار نامی بازده بویلر پشتیبان ۸۰ درصد در نظر گرفته می‌شود[20]. بار جزئی توربین گازی بزرگتر از ۲۰ % در نظر گرفته می‌شود که در این صورت گرما توسط بویلر پشتیبان تامین می‌گردد و برق مورد نیاز از شبکه خریداری می‌شود.

۶- اعتبار سنجی

برای اعتبار سنجی کد توسعه داده شده در نرم افزار متلب، در مدل آب شیرین کن تبخیری چند اثره با متراکم کننده بخار حرارتی از پارامترهای ورودی مرجع[16] در جدول ۲ استفاده شده است. نتایج خروجی حاصل از کد محاسباتی با مدل سازی موجود در مرجع[16]، مقایسه شده که خطای مجاز در محدوده‌ی مهندسی و کمتر از ۲٪ را در جدول ۳ نشان می‌دهد.

جدول ۱) قیمت اولیه تجهیزات

تجهیز	هزینه سرمایه گذاری
توربین گازی	$(-0.014 \times \dot{E}_{nom} + 600) \times \dot{E}_{nom}$ [14]
بویلر پشتیبان	$205 \times \dot{H}_b^{0.87}$ [20]
آب شیرین‌کن	$3018 \times V_d^{0.9795}$ [15]
مخزن ذخیره انرژی	$33 \times \dot{H}_{stor,nom}$ [20]

۷- بحث و نتایج

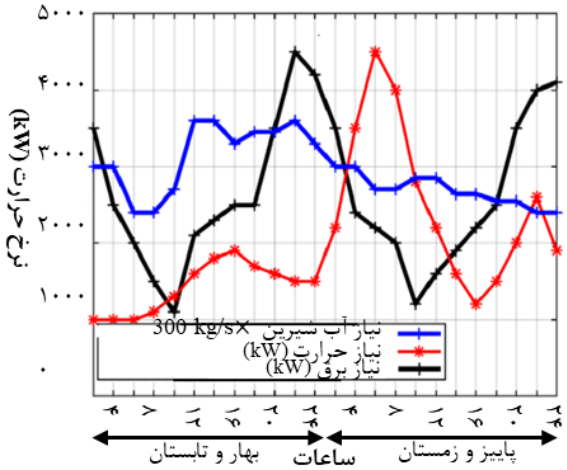
آنچه که در این بخش مورد بررسی قرار می گیرد ارزیابی فنی اقتصادی به کار گیری یک مخزن ذخیره انرژی حرارتی در یک سیستم تولید حرارت، توان CHP و آب شیرین کن تبخیری چند اثره با متراکم کننده بخار حرارتی MED-TVC می باشد. انرژی مورد نیاز برای آب شیرین کن از گرمای بازیافت شده از توربین گازی و مخزن ذخیره در حالتی که گرمای اضافی وجود داشته باشد و نهایتا در صورت کمبود از بویلر پشتیبان تامین می گردد. برای این منظور ابتدا کد محاسباتی حاکم بر مسئله در نرم افزار متلب توسعه داده شده و سپس با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه سازی می گردد. تعداد متغیرهای طراحی برای ترکیب سیستم CHP+MED-TVC+TES ۳۱ مورد شامل ظرفیت توربین گازی، ظرفیت بویلر پشتیبان، ظرفیت مخزن ذخیره انرژی، بار جزئی موتور در هر دو ساعت از هر ۲٤ ساعت مجموعا ۲٤ مورد، تعداد اثرات آب شیرین کن، فشار بخار محرک در اثر اول، دبی آب تغذیه و دبی بخار محرک با هدف کاهش هزینه سالیانه انتخاب می‌گردند. در ترکیب سیستم CHP+MED-TVC کلیه متغیرهای گفته شده به غیر از ظرفیت مخزن ذخیره انرژی مجموعا ۳۰ مورد انتخاب گردیده است. استراتژی به کار رفته در سیستم به صورت هر ۲٤ ساعت از دوفصل سال می‌باشد که تقاضای حرارت، برق و آب شیرین برای کل سال مطابق شکل ٤ باید تامین گردد.

جدول ۲) شرایط کاری آب شیرین کن در مرجع[16] و این پژوهش

پارامترها	مرجع [16]	مدل
Nتعداد مراحل	۴	۴
فشار محرک P_m, kPa	۲۳۰۰	۲۳۰۰
بیشینه دمای آب شور ^0C	۶۰/۱	۶۰/۱
کمینه دمای آب شور ^0C	۴۵/۴	۴۵/۴
اختلاف دمای مراحل^0C	۴/۹	۴/۹
دمای آب تغذیهT_f, ^0C	۴۱/۵	۴۱/۵
دمای آب خنک کن T_{cw}, ^0C	۳۱/۵	۳۱/۵
دبی بخار محرک D_m, kg/s	۸/۸	۸/۸

جدول ۳) اعتبار سنجی مدل آب شیرین کن تبخیری

آب‌شیرین‌کن	Tripoli [16]	مدل	خطا %
نسبت مکش اجکتور Ra	۱/۱۴	۱/۱۴	۰/۰۰
نسبت انبساط ER	۲۴۰/۹	۲۴۰/۹	۰/۰۰
نسبت تراکم CR	۲/۶	۲/۶	۰/۰۰
آب شیرین تولید شده D, kg/s	۵۷/۸	۵۸/۶	۱/۳۶
عملکرد GOR	۶/۵	۶/۶	۱/۵۱
حرارت مخصوص مصرفی Qd kJ/kg	NA	۳۶۷	–
سطح‌انتقال‌حرارت ویژه Ad, $kg/s/m^2$	NA	۲۷۲/۱	–



شکل ۴) تقاضای حرارت، برق و آب شیرین در کل سال

استراتژی جدید ارائه شده توسط موارد بسیاری می‌تواند بررسی شود که با یک مطالعه موردی خاص نیز در ادامه مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

تعداد کروموزوم های الگوریتم بهینه سازی ژنتیک ۳۰۰، احتمال جهش ۰/۰۲، احتمال ادغام ۰/۸ و تعداد نسل ها ۱۰۰۰ مورد در نظر گرفته شد. متغیر های طراحی گام و محدوده ی آن ها در جدول ٤) و همچنین متغیر های طراحی بهینه برای ترکیب سیستم (CHP+MED) در هر دو حالت در جدول ٥) آورده شده اند:

۷-۱- نتایج سیستم (CHP+MED+TES)

همانطور که در شکل ٥ دیده می‌شود حرارت مورد نیاز برای گرمایش ساختمان و همچنین آب شیرین کن در هر یک از ساعات شبانه روز برابر است با مجموع حرارت تولید شده توسط محرک، بویلر پشتیبان و مخزن ذخیره، که چنانچه گرمای تولیدی محرک بیش از نیاز کل باشد این حرارت اضافی در مخزن ذخیره

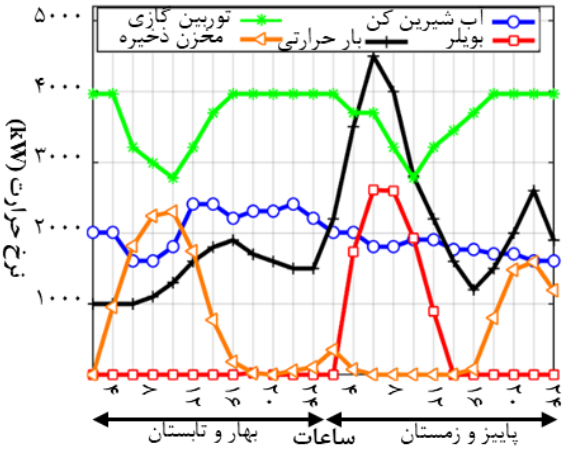
جدول ۴) متغیر های طراحی، گام و محدوده ی آن ها

متغیرها	محدوده پایین	محدوده بالا	گام
ظرفیت محرک (kW)	۱۰۰	۵۰۰۰	۱۰۰
ظرفیت بویلر کمکی (kW)	۰	۵۰۰۰	۱۰۰
ظرفیت مخزن ذخیره حرارت (kW)	۰	۵۰۰۰	۱۰۰
بارجزئی محرک در هر دو ساعت %	۰	۱۰۰	۱۰
تعداد مراحل آب شیرین کن	۴	۱۲	۰/۱
فشار بخار محرک (kPa)	۱۰۰	۳۵۰۰	۱۰۰
دبی آب تغذیه دریا (kg/s)	۰	۲۰۰۰	۱۰۰
دبی بخار محرک (kg/s)	۰	۱۰	۰/۱

جدول ۵) متغیر های طراحی بهینه

متغیرها	(CHP+MED+TES)	(CHP+MED)
ظرفیت نامی محرک (kW)	۲۵۰۰	۲۲۰۰
ظرفیت نامی بویلر پشتیبان (kW)	۲۶۰۰	۲۸۰۰
ظرفیت مخزن ذخیره حرارت (kW)	۲۳۰۰	۰
بارجزئی محرک در هر دو ساعت %	شکل ۵ و ۶	شکل ۸ و ۹
تعداد مراحل آب شیرین کن	۱۱	۱۱
فشار بخار محرک (kPa)	۱۰۰۰	۳۵۰۰
دبی آب تغذیه دریا (kg/s)	۲۰۰	۲۰۰
دبی بخار محرک (kg/s)	۱	۱

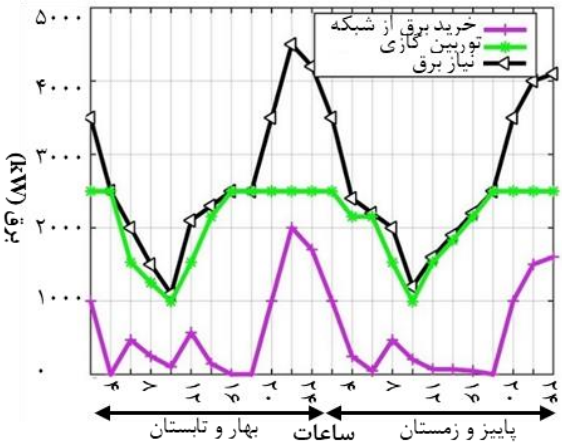
انرژی، ذخیره می‌گردد و در ساعات لزوم از آن استفاده و مانع کارکرد یا کارکرد بیشتر بویلر در ساعات بعدی می گردد. با توجه به شکل ٤ در فصل بهار و تابستان نیاز حرارت نسبت به نیاز برق در کلیه‌ی ساعات شبانه روز کمتر است. در این دو فصل با توجه به شکل ٥ از ساعت ۲ تا ۱۰ حرارت تولید شده توسط محرک بیشتر از مجموع نیاز حرارت ساختمان و نیاز آب شیرین کن است به این ترتیب گرمای مازاد توسط مخزن ذخیره، ذخیره می‌گردد. مجددا از ساعت ۱۲ تا ۱٤ گرمای تولیدی محرک افزایش و تا ساعت ۲٤ به حالت تمام بار می‌رسد و همچنین مصرف انرژی آب شیرین کن هم افزایش پیدا می کند. در ساعت ۱۲ تا ۱۸ مجموع حرارت مورد نیاز برای آب شیرین کن و گرمایش بزرگتر از حرارت تولیدی توسط محرک است از اینرو مخزن ذخیره شروع به دشارژ شدن می‌کند. در فصل های پاییز و زمستان با توجه به شکل ٤ از ساعت ۲ تا ۱۰ نیاز برق کاهش و از ساعت ۱۲ تا ۱۸ افزایش و پیک آن تا ساعت ۲٤ ادامه دارد. واضح است محرک در بار جزئی بالاتر حرارت بیشتر و در بار جزئی کمتر حرارت کمتری هم تولید می کند. با توجه به شکل ٥ از ساعت ٤ تا ۱٦ نه تنها محرک در بار جزئی کار می‌کند بلکه در اوایل این ساعات تقاضای حرارت هم تقریبا زیاد است، که در نتیجه حرارت در محرک اضافی نبوده و برای تامین کل نیازهای حرارت از بویلر پشتیبان استفاده شده است. در ساعات ۱٤ تا ۲٤ بویلر خاموش شده و مجددا از ساعت ۱٦ تا ۲٤ حرارت اضافی ذخیره گردیده است. حرارت تولید شده توسط محرک ۸۷۲۲٦ کیلو وات ساعت در کل سال و سوخت مصرف شده توسط محرک و بویلر در کل سال ٤۸۱٥٦٦۹ و ۳۳٦۰٦٤ کیلوگرم حاصل شده است. پارامترهای بهینه شامل ظرفیت نامی توربین گازی ۲٥۰۰، بویلر پشتیبان ۲٦۰۰ و مخزن ذخیره حرارت ۲۳۰۰ کیلو وات ساعت حاصل شده است. همچنین برای آب شیرین کن تعداد مراحل ۱۱، فشار بخار محرک ۱۰۰۰ کیلوپاسکال، دبی آب تغذیه دریا ۲۰۰ و دبی بخار محرک ۱ کیلوگرم بر ثانیه حاصل شده است.



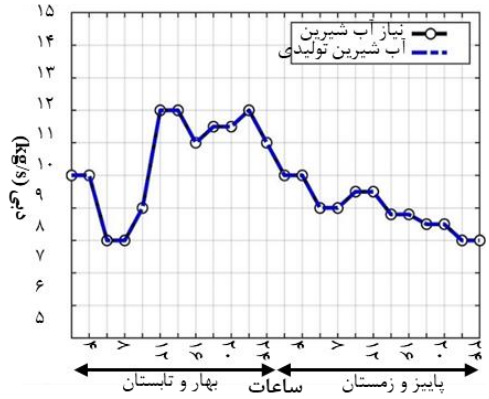
شکل ۵) حرارت تولید یا مصرف شده توسط تجهیزات سیستم (CHP+MED+TES) در کل سال

در شکل ٦ برق تولید شده توسط توربین گازی بخش بهینه‌ای از نیاز کل برق را تامین می‌نماید. کمبود این برق از شبکه خریداری می‌گردد. پس از انجام بهینه‌سازی پارامترهای آب شیرین کن شامل نسبت مکش در اجکتور ۰/۹٤، ضریب عملکرد ۱۲/۲٦ و مصرف حرارت ویژه ۲۰۰/۸۲ کیلو ژول بر کیلو گرم حاصل شده است. مجموع خرید برق از شبکه ۱۳۵۲۷ کیلو وات ساعت و برق تولید شده توسط محرک ٤۹۷۷۲ کیلو وات ساعت در کل سال می‌باشد. کل برق مورد نیاز در کل سال ٦۳۳۰۰ کیلو وات ساعت است. محرک ۷۸/٦۲٪ از کل نیاز برق را تامین و باقی مانده‌ی آن، از شبکه خریداری شده است. جریمه انتشار آلاینده تولید شده توسط محرک و بویلر پشتیبان ۱۰۵×۲/٤۰۲۹۲ دلار بر سال حاصل گردیده است.

شکل ۷ تقاضا و آب شیرین تولید شده در کل ساعات در هر دو فصل از سال را نشان می‌دهد که دو منحنی دقیقا روی هم منطبق هستند. چون در حالت ترکیب سیستم CHP+MED با و بدون مخزن ذخیره انرژی حرارتی نیاز آب شیرین یکسان است بنابراین این شکل برای هر دو حالت یکسان است و به همین دلیل یکبار به صورت زیر ارائه گردیده است. ظرفیت آب شیرین کن ۱۰۳۶/۸ متر مکعب در روز است. در نهایت هزینه سالیانه‌ی این سیستم ۱۰۶×۲/۱۲۳۴۴۲ دلار بر سال حاصل شده است.



شکل ۶) برق تولید یا مصرف شده توسط تجهیزات سیستم (CHP+MED+TES)در کل سال

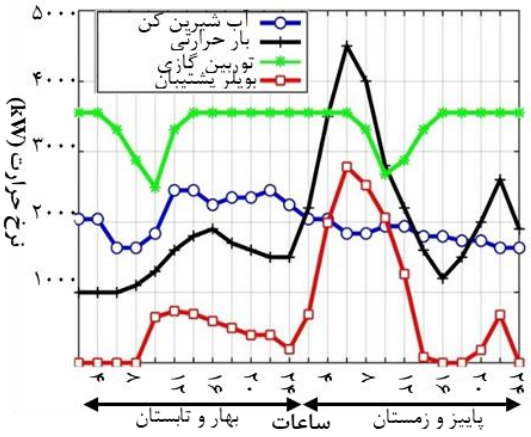


شکل ۷) تولید و نیاز آب شیرین توسط آب شیرین کن در کل سال

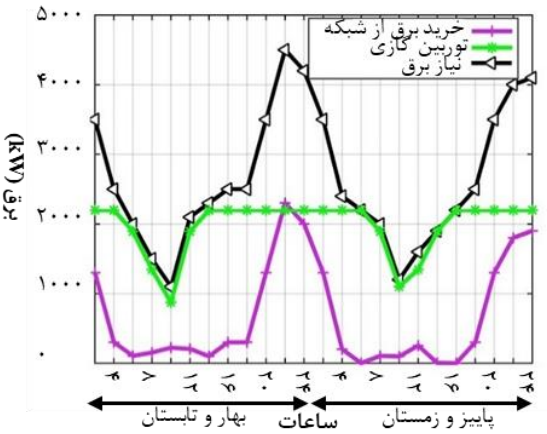
۷-۲- نتایج سیستم (CHP+MED)

در این بخش نتایج مربوط به مدلسازی و بهینه سازی ترکیب سیستم CHP+MED که بدون مخزن ذخیره است ارائه می گردد. در این سیستم مجموع حرارت مورد نیاز در تمام ساعات هر شبانه روز برای ساختمان و آب شیرین کن از محرک و در صورت کمبود فقط از بویلر پشتیبان تامین می‌گردد. چون حرارت مورد نیاز در فصل پاییز و زمستان بیشتر از بهار و تابستان است (به خصوص از ساعت ٤ تا ۱۲) و تقاضای برق با توجه به شکل ٤) در دو فصل دوم از ساعت ۸ تا ۱٤ پایین است و همچنین حرارت مورد نیاز آب شیرین کن در بازه ساعت ٤ تا ۱۲ تقریبا یکنواخت است از شکل ۸) دیده می‌شود محرک روی بار جزئی بوده و حرارت نسبتا پایین تری تولید می‌نماید. بنابراین بویلر پشتیبان در این ساعات حرارت بیشتری نسبت به ساعات دیگر تولید می‌نماید. برای فصل‌های بهار و تابستان نیز بویلر پشتیبان کمبود گرما را برای تامین مجموع نیاز گرمایش و آب شیرین کن در تمام ساعات تامین می‌نماید. در این سیستم حرارت تولید شده توسط محرک ۸۱۰۲۲ کیلو وات ساعت در سال، سوخت مصرف شده توسط محرک ٤۵۰٦۱۲۹ و برای بویلر پشتیبان ۱۰۷۵۰۰۰ کیلو گرم در کل سال حاصل شده است. پس از بهینه سازی ظرفیت نامی محرک ۲۲۰۰ کیلو وات ساعت، ظرفیت نامی بویلر پشتیبان ۲۸۰۰ کیلو وات ساعت، همچنین برای آب شیرین کن تعداد مراحل ۱۱، فشار بخار محرک ۳۵۰۰ کیلو پاسکال، دبی آب تغذیه دریا ۲۰۰ و دبی بخار محرک ۱ کیلوگرم بر ثانیه حاصل شده است. پارامترهای عملکردی آب شیرین کن شامل نسبت مکش در اجکتور ۰/۹۵، ضریب عملکرد ۱۲/۰٦ و حرارت مصرفی ویژه ۲۰٤/۱۲ کیلو ژول بر کیلو گرم به دست آمده است.

همان طور که در شکل ۹ دیده می‌شود پس از انجام بهینه سازی بخشی از نیاز برق توسط محرک تامین و کمبود آن از شبکه خریداری شده است. کل نیاز برق ٦۳۳۰۰ کیلو وات ساعت در سال می باشد، که ۴۷۴۱۶ کیلو وات ساعت یا ۷۴/۹۱ % از آن توسط



شکل ۸) حرارت تولید یا مصرف شده توسط تجهیزات سیستم (CHP+MED) در کل سال



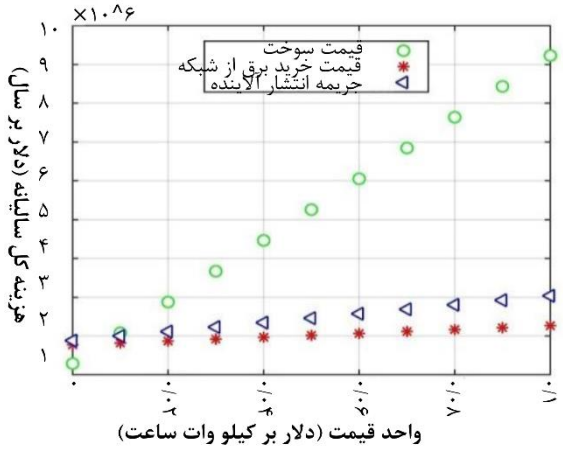
شکل ۹) برق تولید یا مصرف شده توسط تجهیزات سیستم (CHP+MED) در کل سال

محرک و باقی مانده‌ی آن که ۱۵۸۸۴ کیلوات ساعت است از شبکه خریداری می‌گردد. ظرفیت بهینه‌ی محرک نسبت به سیستم CHP+MED+TES ۳۰۰ کیلو وات یا ۱۲٪ و همچنین مصرف سوخت آن ۶/۸۶ % کاهش یافته است. ظرفیت نامی بویلر پشتیبان ۷/۱۴ % در این سیستم افزایش داشته است. جریمه انتشار آلاینده تولید شده توسط محرک و بویلر پشتیبان $۲/۶۰۳۲۰\times۱۰^{۵}$ دلار بر سال حاصل گردیده است. علت ارزانتر شدن سیستم با به کار گیری مخزن ذخیره، انتخاب محرک با ظرفیت نامی بالاتر است که منجر به تولید برق بیشتر و کاهش خرید برق به میزان ۳/۷۱ % است. از سوی دیگر حرارت تولید شده توسط محرک در سیستم CHP+MED+TES ۷/۶۶ % نسبت به سیستم CHP+MED بیشتر است که همین حرارت اضافی موجب می‌شود مصرف سوخت بویلر پشتیبان به میزان ۶۸/۷۳ % در کل سال کاهش یابد. جریمه انتشار آلاینده برای این سیستم نسبت به سیستم CHP+MED+TES ۸/۳۳ % افزایش یافته است. نهایتا هزینه سالیانه در این سیستم $۲/۲۳۳۲۳۴\times۱۰^{۶}$ دلار بر سال حاصل شده است که سیستم CHP+MED+TES به کاهش هزینه سالیانه به میزان ۴/۹۱ % نسبت به سیستم CHP+MED منجر شده است.

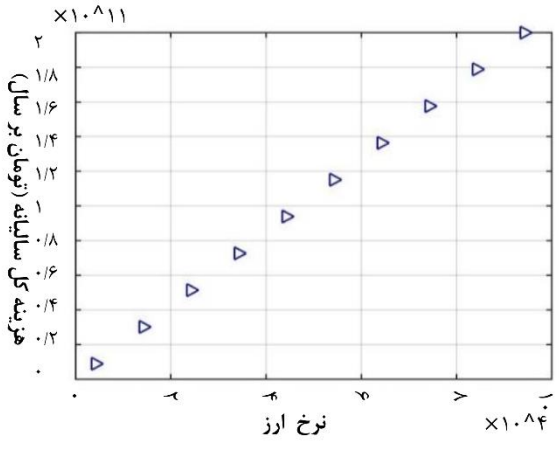
شکل ۱۰ تاثیر تغییر قیمت های سوخت، خرید برق از شبکه و جریمه انتشار آلاینده بر هزینه کل سالیانه را نشان می‌دهد. به کمک شکل زیر می‌توان با توجه به متفاوت بودن قیمت‌ها در شهرهای مختلف هزینه سالیانه کل را به دست آورد. هچنین تغییرات نرخ ارز از ٤٢٠٠ تومان تا ١٠٠٠٠٠ تومان در ایران با توجه به طول عمر تجهیزات سیستم بر هزینه کل سالیانه را می‌توان به کمک شکل ۱۱ مشاهده نمود.

۸- نتیجه‌گیری

در این پژوهش پس از مدلسازی سیستم آب شیرین کن تبخیری چند اثره MED و سیستم تولید همزمان حرارت و توانCHP ، با یکدیگر ادغام شده اند تا تقاضای گرمایش، توان و آب



شکل ۱۰) اثر تغییر قیمت‌های سوخت، خرید برق از شبکه و جریمه انتشار آلاینده بر هزینه کل سالیانه



3

شکل ۱۱) تغییر نرخ ارز بر هزینه کل سالیانه سیستم

شیرین را با هم تامین کنند. هدف در این مطالعه ارزیابی فنی اقتصادی استفاده از مخزن ذخیره انرژی حرارتی در سیستم ترکیبی CHP+MED نسبت به حالت عدم استفاده از این مخزن بود. استراتژی به کار گرفته شده به صورت هر ٢٤ ساعت از دو فصل سال بود. در بهینه سازی این سیستم کمینه سازی هزینه سالیانه به عنوان تابع هدف و با استفاده از الگوریتم ژنتیک صورت پذیرفت. نتایج بهینه فنی در این سیستم ها نشان داد در سیستم CHP+MED+TES توربین گازی با ظرفیت نامی ۱۲ % بزرگتر و تولید حرارت ٧/٦٦ % بیشتر و افزایش مصرف سوخت آن به میزان ٦/٨٦ %، بویلر پشتیبان با ظرفیت نامی ٧/١٤ % کوچکتر و کاهش مصرف سوخت آن به میزان ۶۸/۷۳ % در کل سال، مجموع جریمه انتشار آلاینده برای بویلر پشتیبان و محرک ۸/۳۳ % کمتر نسبت به سیستم CHP+MED حاصل گردیده است. نتایج بهینه حاصل از مقایسه اقتصادی نشان داد که با به

کار گیری مخزن ذخیره انرژی حرارتی در سیستم ترکیبی CHP+MED خرید برق از شبکه به میزان ۳/۷۱ % کاهش و هزینه سالیانه ٤/٩١٪ بهبود می یابد.

فهرست علائم و نشانه ها

a	ضریب سالیانه کننده(–)
AC	هزینه سالیانه($/year)
C_{in}	هزینه سرمایه گذاری($)
$\dot{E}$	توان الکتریکی(kW)
$\dot{H}$	نرخ گرما(kW)
ir	نرخ تورم(-)
k	عمر تجهیزات(year)
$\dot{m}$	دبی جرمی(kg/s)
PL	بار جزئی(%)
B	دبی شوراب (kg/s)
BPE	افزایش دمای نقطه جوش (°C)
CR	نسبت تراکم (–)
D	دبی (kg/s)
ER	نسبت انبساط (–)
F	دبی آب تغذیه (kg/s)
GOR	عملکرد (–)
LMTD	اختلاف دمای لگاریتمی
M_{cw}	دبی آب خنک کن (kg/s)
n	تعداد اثرات (–)
P	فشار بخار (kPa)
Q	مصرف حرارت ویژه (kJ/kg)
A	سطح انتقال حرارت (m^2)
A_d	سطح انتقال حرارت ویژه (m^2/kg)
T_v	دمای بخار اشباع (°C)
U	ضریب انتقال حرارت (kW/m^2 K)
X	غلظت نمک (ppm)
T	دما (°C)
GT	توربین گازی(–)
علائم یونانی	
ψ_{em}	جریمه انتشار آلاینده ($/kg$CO_2$)
φ_{ab}	فاکتور قیمت($/kW h)
$\varphi_{e,b}$	قیمت خرید برق($/kWh)
Φ	ضریب نگهداری(–)
τ	۲ برابر تعداد روزهای هر دو فصل سال(h)
زیر نویس	
b	خرید برق از شبکه
dmn	نیاز بار
ele	برق
ex	گرمای اگزوز
exe	برق اضافی
f	سوخت
heat	گرمایش
nom	نامی
wj	آب
λ	گرمای نهان تبخیر
b	شوراب
c	کندانسور
e	اثر
ev	بخار مکشی
f	تغذیه
i	شماره اثر
m	بخار محرک
s	بخار خروجی

تشکر و قدردانی: موردی توسط نویسندگان گزارش نشده است.

تاییدیه اخلاقی: محتویات علمی مقاله حاصل پژوهش نویسندگان است و صحت نتایج آن نیز بر عهده آن ها است.

تعارض منافع: مقاله‌ی حاضر با هیچ شخص و یا سازمانی تعارض منافع ندارد.

سهم نویسندگان: موردی توسط نویسندگان گزارش نشده است.

منابع مالی: تامین هزینه‌ها بصورت شخصی بوده است.

منابع

1- Baniassadi A, Momen M, Shirinbakhsh M, Amidpour M. Application of R-curve analysis in evaluating the effect of integrating renewable energies in cogeneration systems. Applied thermal engineering. 2016;93:297-307.

2- Dincer I, Rosen M A, Chapter 13 - Exergy analyses of cogeneration and district energy systems. Editor(s): Ibrahim Dincer, Marc A. Rosen, Exergy (Third Edition). Elsevier. 2021; 355-381.

3- Wang X, van Dam KH, Triantafyllidis C, Koppelaar RH, Shah N. Energy-water nexus design and operation towards the sustainable development goals. Computers & Chemical Engineering. 2019;124:162-71.

4- Pugsley A, Zacharopoulos A, Mondol JD, Smyth M. Global applicability of solar desalination. Renewable energy. 2016;88:200-19.

5- Tamburini A, Cipollina A, Micale G, Piacentino A. CHP (combined heat and power) retrofit for a large MED-TVC (multiple effect distillation along with thermal vapour compression) desalination plant: high efficiency assessment for different design options under the current legislative EU framework. Energy. 2016;115:1548-59.

6- Mansouri MT, Amidpour M, Ponce-Ortega JM. Optimization of the integrated power and desalination plant with algal cultivation system compromising the energy-water-environment nexus. Sustainable Energy Technologies and Assessments. 2020;42:100879.

7- Cardona E, Piacentino A, Marchese F. Performance evaluation of CHP hybrid seawater desalination plants. Desalination. 2007;205(1-3):1-4.

8- Salimi M, Amidpour M. Modeling, simulation, parametric study and economic assessment of reciprocating internal combustion engine integrated with multi-effect desalination unit. Energy Conversion and Management. 2017;138:299-311.

9- Harandi HB, Asadi A, Rahnama M, Shen ZG, Sui PC. Modeling and multi-objective optimization of integrated MED–TVC desalination system and gas power plant for waste heat harvesting. Computers & Chemical Engineering. 2021;149:107294.
10- Manesh MK, Firouzi P, Kabiri S, Blanco-Marigorta AM. Evaluation of power and freshwater production based on integrated gas turbine, S-CO2, and ORC cycles with RO desalination unit. Energy Conversion and Management. 2021;228:113607.
11- Benalcazar P. Optimal sizing of thermal energy storage systems for CHP plants considering specific investment costs: A case study. Energy. 2021;234:121323.
12- Lepiksaar K, Mašatin V, Latõšov E, Siirde A, Volkova A. Improving CHP flexibility by integrating thermal energy storage and power-to-heat technologies into the energy system. Smart Energy. 2021:100022.
13- Hajabdollahi H. Evaluation of cooling and thermal energy storage tanks in optimization of multi-generation system. Journal of Energy Storage. 2015;4:1-3.
14- Sanaye S, Hajabdollahi H. Comparison of different scenarios in optimal design of a CCHP plant. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. 2016;230(4):247-62.
15- Esrafilian M, Ahmadi R. Energy, environmental and economic assessment of a polygeneration system of local desalination and CCHP. Desalination. 2019; 454:20-37.
16- Ashour MM. Steady state analysis of the Tripoli West LT-HT-MED plant. Desalination. 2003;152(1-3):191-4.
17- Al-Mutaz IS, Wazeer I. Development of a steady-state mathematical model for MEE-TVC desalination plants. Desalination. 2014;351:9-18.
18- El-Dessouky HT, Ettouney HM. Fundamentals of salt water desalination. Elsevier; 2002.
19- Miyatake O, Murakami K, Kawata Y, Fujii T. Fundamental experiments with flash evaporation. Heat Transfer-Jpn. Res. 1973;2(4):89-100.
20- Hajabdollahi H, Ganjehkaviri A, Jaafar MN. Assessment of new operational strategy in optimization of CCHP plant for different climates using evolutionary algorithms. Applied Thermal Engineering. 2015;75:468-80.
21- Hajabdollahi H. Investigating the effects of load demands on selection of optimum CCHP-ORC plant. Applied Thermal Engineering. 2015;87:547-58.