

## شبیه‌سازی سیکل ترکیبی رانکین بخار و آلی از منظر انرژی و اگزرژی - اقتصادی با محرك گازهای اتلافی

کوروش جواهرده<sup>۱\*</sup>، اعظم علیزاده<sup>۲</sup>، محمد ذوقی<sup>۳</sup>

- ۱- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت  
 ۲- دانش آموخته کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، پردیس دانشگاهی دانشگاه گیلان، رشت  
 ۳- دانش آموخته کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت  
 \*رشت، صندوق پستی 1841، javaherdeh@guilan.ac.ir

### چکیده

در این تحقیق ابتدا سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی با بازیافت گازهای اتلافی دما بالا از منظر انرژی و اگزرژی - اقتصادی شبیه‌سازی گردیده است. پیکربندی سیکل ترکیبی به این صورت است که گاز اتلافی دما بالا، ابتدا به عنوان محرك اوپرатор سیکل بخار عمل کرده و گاز اتلافی کاوش دما یافته خروجی از اوپرатор سیکل بخار، به عنوان محرك دما پایین اوپرатор سیکل آلی مورد استفاده قرار می‌گیرد. سپس تأثیر تغییر پارامترهای مختلف مانند دمای اوپرатор و کنداسور سیکل بخار و اختلاف دمای پینچ بر روی مقادیر کار خروجی، بازگشت ناپذیری کلی، بازده انرژی، بازده اگزرژی و متغیرهای اگزرژی - اقتصادی بررسی شده است. نتایج حاکی از آن است که در حالت پایه، بازده انرژی و اگزرژی سیکل ترکیبی به ترتیب 0.2782 و 0.5279 بوده و مقادیر کار خروجی و بازگشت ناپذیری کلی نیز به ترتیب 71401 و 43616 کیلووات و 71401 و 43616 کیلووات می‌باشد. فاکتور اگزرژی - اقتصادی کلی برای سیکل ترکیبی نیز 12.47 درصد است که نشان دهنده بالا بودن مقدار تخریب اگزرژی در اجزا بوده، بطوریکه بالا بردن قیمت ابتدایی در اجزای مختلف به مظ惆 بهبود عملکرد سیستم توصیه می‌گردد. اوپرатор، توربین و کنداسور سیکل بخار اجزایی هستند که باید از منظر اگزرژی - اقتصادی مورد توجه قرار بگیرند بهدلیل این که بالاترین مقدار مربوط به مجموع نرخ هزینه ابتدایی و هزینه تخریب اگزرژی را دارا می‌باشند.

### اطلاعات مقاله

|                              |
|------------------------------|
| مقاله پژوهشی کامل            |
| دریافت: 21 آذر ۱۳۹۵          |
| پذیرش: 28 خرداد ۱۳۹۵         |
| ارائه در سایت: 06 مرداد ۱۳۹۵ |
| کلید واژگان:                 |

سیکل ترکیبی رانکین بخار و آلی  
 اگزرژی - اقتصادی  
 تحلیل پارامتری

## Simulation of combined steam and organic rankine cycle from energy and exergoeconomic point of view with exhaust gas source

Koroush Javaherdeh<sup>\*</sup>, Azam Alizadeh, Mohammad Zoghi

Department of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran  
 \*P.O.B. 1841, Rasht, Iran, javaherdeh@guilan.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
 Received 10 May 2016  
 Accepted 17 June 2016  
 Available Online 27 July 2016

**Keywords:**  
 Combined steam and organic Rankine cycles  
 Exergy  
 Exergoeconomic  
 Parametric analysis

### ABSTRACT

In this study, the combined steam and organic Rankine cycles have been stimulated with high-temperature wasted hot gases recovery from the energy and exergoeconomic points of view. In configuration of the combined cycles, the high-temperature wasted gases act as the source of steam cycle evaporator, then the decreased temperature exhaust gas of the steam cycle evaporator is used as the low temperature source of organic cycle evaporator. After this, the effects of changing different parameters such as evaporator temperature, condenser pressure and pinch temperature difference in steam cycle on the amount of total output work, total irreversibility, energy efficiency, exergy efficiency and exergoeconomic variables have been checked. The results in base state show that, energy and exergy efficiency of combined cycles are 0.2782 and 0.5279 respectively and the amount of output work and total irreversibility are 71401kW and 43616kW, respectively. Total exergoeconomic factor for the combined cycles is 12.47 percent, which represents a high exergy destruction in components and raising the initial cost of components in order to improve the performance of system is recommended. The evaporator, turbine and condenser are the components that should be considered from the perspective of exergoeconomics, as they contain the maximum amount of total initial costs and the cost of exergy destruction.

غیره را در پی داشته است. علاوه بر این با افزایش مراکز صنعتی و مصرف بیشتر این سوخت‌ها دورنمای پایان ذخایر انرژی‌های فسیلی واضح‌تر شده است. با توجه به موارد گفته شده استفاده از منابع انرژی پاک و تجدیدپذیر

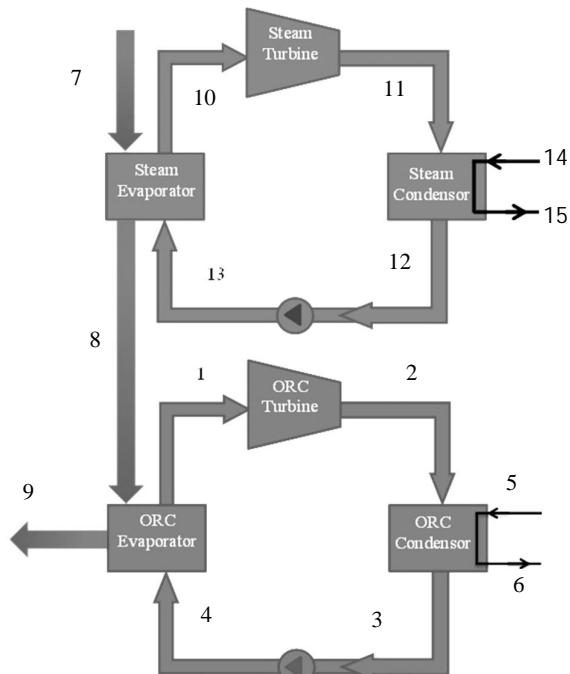
### ۱- مقدمه

در سال‌های اخیر استفاده فزاینده از سوخت‌های فسیلی مشکلات زیست محیطی فراوان مانند آلودگی شهرها، تخریب لایه اوزون، باران‌های اسیدی و

مورد انتخاب سیال عامل مناسب و بهینه‌سازی عملکرد آن‌ها توصیه‌هایی مطرح شده است. این تحقیقات مدل‌هایی برای تحلیل انرژی، اگررژی و اگررژی- اقتصادی این سیکل‌ها و همچنین نوآوری‌هایی درباره ابزارهای داخل آن را در بر می‌گیرد. از سوی دیگر، تاکنون تحقیقات کمی در مورد بررسی عملکرد سیکل ترکیبی رانکین آبی و بخار از منظر انرژی، اگررژی و اگررژی- اقتصادی منتشر شده است که این موضوع انجام اصلی برای انجام این تحقیق می‌باشد.

از جمله تحقیقات انجام شده، احمدی و دنسر [1]، یک نیروگاه سیکل ترکیبی با بویلر اضافی را از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک و همچنین از منظر اگررژی- اقتصادی مورد بررسی قرار دادند. سپس آن‌ها با تعریفتابع هدف هرینه کلی و با روش الگوریتم ژنتیک، به بهینه‌سازی سیکل اقدام کرده و مقادیر بهینه پارامترهای طراحی را به منظور کمینه کردن تابع هدف مربوطه به دست آورده‌اند. در تحقیق دیگری، احمدی و همکاران [2] یک سیستم تولید همزمان چند منظوره مشکل از توربین گازی، سیکل رانکین بخار با مولد بخار دو فشاره، چیلر جنبی، سیکل تولید قدرت و برودت اجتکوری، مبدل حرارتی تولید آب گرم خانگی و الکترولایزر را شیوه‌سازی ترمودینامیکی و بهینه‌سازی دو هدفه نمودند. آن‌ها در این سیستم که به منظور تولید همزمان قدرت، برودت، آب گرم و هیدروژن طراحی شده بود، بازده اگررژی و تابع هزینه کلی (شامل هزینه سوخت، هزینه خریداری و نگهداری تجهیزات، هزینه تخریب اگررژی و هزینه زیست محیطی ناشی از انتشار دی‌اسکید کربن) را به عنوان تابع هدف بهینه‌سازی در نظر گرفتند. در انتهای تحلیل پارامتری به منظور بررسی تغییر پارامترهای طراحی بر روی تابع هدف مربوطه انجام شد. یاری و محمودی [9] سیکل بازیابی گرمای اتلافی از توربین گازی هلیمی به وسیله‌ی دو سیکل رانکین آبی را به وسیله‌ی نرم افزار EES شبیه‌سازی کرده و با نوشتن قانون اول و دوم ترمودینامیک برای سیکل توربین گاز هلیمی ساده و سیکل توربین گاز هلیمی همراه با دو سیکل رانکین آبی، به مقایسه این دو پرداختند. آن‌ها گزارش کرده که در حالتی که دو سیکل رانکین آبی برای بازیابی گرمای اتلافی سیکل توربین گاز استفاده می‌شود، بازده قانون اول و دوم نسبت به حالت بدون این دو، ۳ درصد افزایش، همچنین تخریب اگررژی در این حالت ۵ درصد کاهش می‌باشد. وانگ و همکاران [10] از سیکل رانکین آبی به عنوان سیکلی که می‌تواند به طور موثر حرارت اتلافی دما پایین را بازیابی کنند نام برند. آن‌ها بازده اگررژی و هزینه‌ی ابتدایی خریداری تجهیزات سیکل را به عنوان دو تابع هدف برای بهینه‌سازی دو هدفه سیکل رانکین آبی با سیال R134a معرفی نموده و تحقیق خود را بر بهینه‌سازی سیکل با بیشنه کردن بازده اگررژی و کمیه کردن هزینه اولیه متمرکز نمودند. آن‌ها فشار و دمای ورودی توربین، اختلاف دمای پینچ و اختلاف دما در کنداسور را به عنوان پارامترهای طراحی در نظر گرفته و با تغییر پارامترهای طراحی ذکر شده، مقدار بهینه بازده اگررژی و هزینه سرمایه‌گذاری را محاسبه نمودند. خلجانی و همکاران [11] یک سیکل ترکیبی توربین گاز و رانکین آبی به منظور تولید همزمان حرارت و قدرت را از منظر انرژی، اگررژی و اگررژی- اقتصادی مورد بررسی قرار دادند. در این سیکل، گاز اتلافی دما بالای خروجی سیکل و کاهش دما به عنوان محرك سیکل رانکین آبی مورد استفاده قرار گرفت. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که بیشترین میزان تخریب اگررژی به ترتیب در محفظه احتراق، مولد بخار و توربین گاز اتفاق می‌افتد. همچنین فاکتور اگررژی- اقتصادی برای کل سیکل ۱۰.۵۹ درصد بدست آمد که حاکی از بالا بودن هزینه اتلاف و تخریب اگررژی نسبت

مانند انرژی خورشیدی، انرژی زمین گرمایی، انرژی باد و همچنین انرژی گرمای اتلافی برای تولید الکتریسیته سیکل را مورد توجه قرار گرفته است. یکی از مهم‌ترین روش‌ها برای کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی، بازیابی حرارت ناشی از احتراق سوخت‌های فسیلی موجود در گازهای احتراق خروجی از توربین‌های گازی است. این کار علاوه بر کاهش مصرف سوخت باعث کاهش انتشار دی‌اسکید کردن و در نتیجه حفظ محیط زیست می‌شود. در سیکل‌های گازی بزرگ که از سوخت‌های فسیلی و یا اتمی به عنوان محرك سیکل بهره می‌برند، به علت وجود گازهای اتلافی با دبی و دمای بالا (حدود ۵۰۰ تا ۶۰۰ درجه سلسیوس)، می‌توان از یک سیکل پایینی برای بهره گرفتن از گرمای اتلافی گازهای خروجی از آن استفاده کرد. در این نوع سیکل‌ها، برای این کار معمولاً از سیکل رانکین بخار استفاده می‌کنند [2,1]. اما در سیکل‌های گازی کوچک (معروف به میکروتوربین با توان خروجی حدود ۵۰۰ کیلووات و کمتر و گازهای اتلافی خروجی با دمای بین ۲۵۰ تا ۳۰۰ درجه سلسیوس) به علت ملاحظات اقتصادی می‌توان از سیکل‌های دیگر نیز استفاده نمود [3]. طبق توصیه مراجع هنگامی که دمای محرك اتلافی حدوداً از ۳۷۰ درجه سلسیوس کمتر باشد، استفاده از سیکل رانکین بخار از نظر اقتصادی به صرفه نیست و بهتر است از سیکل‌های دیگر مانند سیکل رانکین آبی، سیکل کالینا و سایر سیکل‌های بازیاب انرژی دما پایین استفاده نمود [4]. باید توجه داشت که بازده سیکل ترکیبی برای توربین گازی- رانکین همواره از سیکل برایتون به تنها یک سیکل رانکین به تنها بالاتر است [5,1]. همان‌طور که اشاره شد سیکل بخار، به علت ضعف‌هایی مثل اندازه توربین، دمای جوش بالای آب و هزینه‌ی بالای سیکل، توانایی بهره گرفتن از گرمای اتلافی دما پایین را ندارد، به همین منظور یک سیکل مناسب برای بازیافت گرمای اتلافی دما پایین لازم است. سیکل رانکین آبی یکی از بهترین و ارزان‌ترین سیکل‌ها برای بازیافت انرژی گرمایی دما پایین است. این سیکل به دلیل ساده بودن ساخت، تجهیزات قابل دسترس و بالا بودن انعطاف سیکل و اینمی، برای بازیافت حرارت اتلافی دما پایین و دما متوسط یک انتخاب قابل اطمینان است [7,6]. با توجه به دلایل ذکر شده فوق و همچنین به دلیل این که دمای تجزیه سیالات آبی نسبتاً پایین است (حدود ۲۰۰ تا ۳۰۰ درجه سلسیوس) و دمای گازهای اتلافی خروجی توربین گاز بالا است (حدود ۵۰۰ تا ۶۰۰ درجه سلسیوس)، استفاده از این گرمای اتلافی دما بالا به طور مستقیم به عنوان محرك سیکل آبی به دلیل نامن بودن سیستم و همچنین ایجاد تخریب اگررژی بالا در اثر اختلاف دمای زیاد منبع گرمایی و سیال آبی در اوپراتور سیکل آبی، غیرمفید است. علاوه بر آن دمای گاز اتلافی خروجی از گازی- رانکین بخار، همچنان بالا بوده که باعث اتلاف اگررژی و بازیابی غیر کامل این منبع حرارتی می‌شود [8]. در این تحقیق به منظور رفع مشکلات ذکر شده یک سیکل ترکیبی شامل سیکل رانکین بخار و سیکل رانکین آبی معرفی می‌شود، به این صورت که گرمای گاز اتلافی دما بالا، ابتدا به عنوان محرك سیکل رانکین بخار مورد استفاده قرار گرفته و سپس جریان گاز کاهش دما یافته به عنوان محرك دما پایین سیکل رانکین آبی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در اثر استفاده از این سیکل ترکیبی، معایب ذکر شده فوق برطرف می‌شود. در سال‌های گذشته مطالعات زیادی در مورد استفاده از سیکل رانکین بخار به عنوان یک بازیاب حرارتی دما بالا و همچنین سیکل رانکین آبی به عنوان بازیاب حرارتی دما پایین انجام شده است که در این تحقیقات، خصوصیات ترمودینامیکی سیکل‌ها مورد بررسی قرار گرفته و در



شکل ۱ شماتیک پیکربندی سیکل ترکیبی

شکل ۱ شماتیک پیکربندی سیکل ترکیبی

۴- سیال عامل خروجی اواپراتور بخار و آلی، فوق گرم بوده و درجه فوق گرمایش (اختلاف بین دمای اشباع اواپراتور و دمای خروجی سیال از اواپراتور) همواره ثابت است.

۵- سیال عامل خروجی کندانسور و ورودی پمپ مایع اشباع می‌باشد.

۶- پمپ و توربین بازده آبزونتوبیک مشخص دارند.

۷- پمپ و توربین آدیباتیک می‌باشند.

۸- برای تحلیل اگزرژی، دما و فشار محیط به عنوان دما و فشار مرجع در نظر گرفته می‌شود.

همچنین مقادیر ابتدایی ورودی برای شبیه‌سازی سیکل ترکیبی مطابق جدول ۱ می‌باشد [14-12].

### ۳- تحلیل ترمودینامیکی

#### ۳-۱- توازن جرم، انرژی و اگزرژی

به منظور تحلیل ترمودینامیکی سیستم معادلات توازن جرم، انرژی و اگزرژی برای اجزای مختلف مطابق روابط (۱) تا (۳) نوشته می‌شوند:

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

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

$$\dot{E}x_Q + \sum \dot{m}_i ex_i = \dot{E}x_w + \sum \dot{m}_e ex_e + \dot{E}x_D \quad (3)$$

که در روابط فوق، زبرنویس  $i$ ،  $e$ ،  $w$  به ترتیب ورودی و خروجی از حجم کنترل و  $E\dot{x}_D$  تحریب اگزرژی در هر جزء بوده و  $E\dot{x}_Q$  اگزرژی متناظر با انتقال حرارت، اگزرژی متناظر با کار و  $ex$  اگزرژی هر جریان بوده که از روابط (۴) تا (۶) بدست می‌آیند:

$$\dot{E}x_Q = (1 - \frac{T_0}{T_K}) \dot{Q}_i \quad (4)$$

$$\dot{E}x_w = \dot{W} \quad (5)$$

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (6)$$

به هزینه سرمایه‌گذاری اولیه می‌باشد. در انتهای تحلیل پارامتری بهمنظور بررسی تاثیر عوامل مختلف بر روی عملکرد سیکل انجام شد. شو و همکاران [8] یک سیکل جدید دو حلقه‌ای رانکین، شامل یک حلقه دما بالا و یک حلقه دما پایین را برای بازیابی گرمای اتلافی موتور احتراق داخلی در شرایط باز مختلف موتور پیشنهاد کردند، به این صورت که گاز اتلافی دما بالا ابتدا به عنوان محرك سیکل بالایی مورد استفاده قرار گرفته و پس از کاهش دما به عنوان محرك سیکل پایینی عمل می‌کند. در سیکل پایینی علاوه بر این گاز اتلافی، دفع گرمای کندانسور سیکل بالا نیز به عنوان محرك مورد استفاده قرار می‌گیرد. نتایج نشان داد که بیشینه قدرت خروجی و بازده اگزرژی با استفاده از سیال عامل R1234yf در دمای ۵۷۰ کلوین برای اواپراتور بالای ۳۴۳ و ۵۷۰ کلوین برای اواپراتور پایینی رخ می‌دهد.

در این تحقیق ابتدا سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی با استفاده از نرم‌افزار EES شبیه‌سازی شده و عملکرد سیکل ترکیبی در حالت ورودی پایه از منظر انرژی، اگزرژی و آگزرژی - اقتصادی مورد بررسی قرار می‌گیرد. سپس تاثیر تغییر پارامترهای مختلف از جمله تغییر دمای اواپراتور و کندانسور سیکل آلی و بخار و غیره بر روی بازده انرژی و اگزرژی، کار خروجی، برگشت ناپذیری کلی و پارامترهای اگزرژی - اقتصادی بررسی می‌گردد. سیکل ترکیبی پیشنهادی در این تحقیق از مرجع [2] الگوبرداری شده است، با این فرق که در مرجع ذکر شده، به منظور محاسبه مساحت موردنیاز مبدل‌های حرارتی در سیکل آلی، از فرض ساده کننده ثابت گرفته ضریب کلی انتقال حرارت استفاده شده است، اما در این تحقیق، مبدل حرارتی مورد استفاده با استفاده روابط مربوط به جریات انتقال حرارت در آن شبیه‌سازی می‌شود. همچنین در تحقیق پیش رو تحلیل پارامتری جامعی در مورد تاثیر تغییر پارامترهای مختلف بر روی عملکرد سیکل ترکیبی انجام می‌گیرد.

#### ۲- سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی

طرح شماتیکی سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی در "شکل ۱" قابل مشاهده است.

همان طور که پیشتر گفته شد، گازهای اتلافی دما بالای خروجی از توربین گاز، ابتدا وارد اواپراتور سیکل رانکین بخار شده و پس از کاهش دما وارد اواپراتور سیکل رانکین آلی می‌شود. این دما با توجه به محدوده در نظر گرفته شده برای دمای محرك خروجی از سیکل گازی، دمای اواپراتور سیکل بخار و اختلاف دمای پینچ در اواپراتور سیکل بخار، به عنوان محرك سیکل آلی مناسب می‌باشد. در این تحقیق از سیال R600 در سیکل رانکین آلی استفاده می‌شود. این سیال دارای خواص زیست محیطی بسیار مناسبی است، همچنین یک سیال خشک (دارای شیب مثبت در نمودار T-S) بوده و با توجه به دمای سیال محرك خروجی از سیکل رانکین بخار و ورودی به سیکل رانکین آلی و با فرض کار کردن سیکل رانکین آلی زیر فشار بحرانی سیال عامل، جهت افزایش هماهنگی دمایی در اواپراتور سیکل آلی (و کاهش بازگشت ناپذیری) با داشتن دمای بحرانی ۱۵۲ درجه سلسیوس، عملکرد قابل قبولی دارد. همچنین در این تحقیق از آب با دمای محیط برای دفع گرما در کندانسور سیکل بخار و آلی استفاده می‌شود. در نهایت برای شبیه‌سازی سیکل ترکیبی، فرضیات زیر نیز در نظر گرفته می‌شود [12,9]:

۱- سیستم در حالت پایا کار می‌کند.

۲- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در اجزای مختلف صرف نظر می‌شود.

۳- افت فشار در مبدل‌های حرارتی و لوله‌های متصل کننده اجزا ناچیز است.

که زیرنویس ۰ مربوط به خواص در دما و فشار محیط بوده و  $ex_{ph}$  به ترتیب، اگزرسی فیزیکی و شیمیایی هستند که به صورت روابط (۷) و (۸) تعریف می‌شوند [۱۵]:

$$(7) ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

$$(8) ex_{ch} = (\sum_{i=1}^n x_i ex_i^{ch} + RT_0 \sum_{i=1}^n x_i \ln x_i)$$

که در رابطه (۸)،  $x_i$  و  $ex_i^{ch}$  به ترتیب، کسر مولی و اگزرسی شیمیایی استاندارد هر جزو می‌باشند. همچنین به منظور سنجش حقیقی کارآرایی هر جز در سیکل ترکیبی بازده اگزرسی مطابق رابطه (۹) تعریف می‌گردد [۱۵]:

$$(9) \eta_{lex} = \frac{\dot{E}_{XP}}{\dot{E}_{XF}} = 1 - \frac{\dot{E}_{XD}}{\dot{E}_{XF}}$$

که  $\dot{E}_{XP}$  و  $\dot{E}_{XF}$  به ترتیب مربوط به جریان اگزرسی محصول و سوخت هر جزو می‌باشند. سوخت اگزرسی بیانگر منابعی است که محرك جزو بوده و در نهایت محصول را تولید می‌کند و محصول اگزرسی، جریان اگزرسی مفید حاصله از یک دستگاه است که مربوط به محصول ترمودینامیکی دستگاه می‌باشد.

برای انجام محاسبات ترمودینامیکی در ناحیه دو فازی، فرآیند انتقال حرارت در این ناحیه به زیربخش‌های کوچک با ناخن انتقال حرارت یکسان  $Q_i$  تقسیم می‌شود. سپس سایر خصوصیات سیال با داشتن مقدار آنتالپی و فشار سیال قابل محاسبه است [۱۶, ۱۰]. ناخن انتقال حرارت در ناحیه دو فازی نیز از رابطه (۱۴) بدست می‌آید:

$$(14) Q_i = U_i A_i \Delta T_i$$

که  $U_i$  ضریب انتقال حرارت کلی برای هر زیربخش،  $A_i$  مساحت هر زیربخش و  $\Delta T_i$  اختلاف دمای لگاریتمی بین دو طرف سرد و گرم در هر زیربخش می‌باشد. در قسمت‌های قبل، روابط موردنیاز برای محاسبه  $I_{c,i}$  و  $I_{h,i}$  برای ناحیه تک فازی در کندانسور و اوپراتور ارائه شد، تنها تفاوت در این قسمت در تعريف عدد نوسلت در ناحیه دو فازی است که برای کندانسور و اوپراتور در رابطه‌های (۱۵) و (۱۶) آمده است [۱۰]:

$$(15) NU_{i,twoph,con} = 4.118 Re_{eq,i}^{0.4} Pr_i^{0.33}$$

$$(16) NU_{i,twoph,eva} = 1.926 Pr_i^{0.33} Bo_{eq,i}^{0.3} Re_{eq,i}^{0.5}$$

$$\left[ 1 - x_{m,i} + x_{m,i} \left( \frac{\rho_i}{\rho_v} \right)^{0.5} \right]$$

که در روابط فوق، زیرنویس ۱ و ۷ به ترتیب مربوط به مایع و بخار اشبع،  $x_i$  کیفیت در هر زیر قسمت،  $\rho$  چگالی و  $Bo_{eq,i}$  و  $Re_{eq,i}$  دندانسوار نیز به ترتیب عدد رینولدز و جوشش معادل بوده که از روابط (۱۷) و (۱۸) بدست می‌آیند [۱۰]:

$$(17) Re_{eq,i} = \frac{G_{eq,i} D_h}{\mu_i}$$

$$(18) Bo_{eq,i} = \frac{G_{eq,i} h_{fg}}{G_{eq,i} \mu_i}$$

که  $G_{eq,i}$ ،  $h_{fg}$  و  $\mu_i$  به ترتیب میانگین شار دیواره‌ای، اختلاف آنتالپی بخار و مایع اشبع، سرعت جرمی معادل سیال در کانال و یوسکوزیته مایع اشبع است و  $G_{eq,i}$  نیز از رابطه (۱۹) محاسبه می‌گردد [۱۰]:

$$(19) G_{eq,i} = G \left[ 1 - x_{m,i} + x_{m,i} \left( \frac{\rho_i}{\rho_v} \right)^{0.5} \right]$$

که  $G$  سرعت جرمی سیال در کانال صفحه می‌باشد.

در نهایت مساحت موردنیاز به منظور انتقال حرارت در هر زیربخش، با معلوم بودن موارد دیگر از رابطه (۱۴) محاسبه شده و مساحت مبدل حرارتی در ناحیه دو فازی از جمع بستن مساحت زیربخش‌ها محاسبه می‌گردد. سپس مساحت کلی مبدل حرارتی از مجموع مساحت مبدل در ناحیه دو فازی و تک فازی بدست می‌آید:

که زیرنویس ۰ مربوط به خواص در دما و فشار محیط بوده و  $ex_{ph}$  به ترتیب، اگزرسی فیزیکی و شیمیایی هستند که به صورت روابط (۷) و (۸) تعریف می‌شوند [۱۵]:

$$(7) ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

$$(8) ex_{ch} = (\sum_{i=1}^n x_i ex_i^{ch} + RT_0 \sum_{i=1}^n x_i \ln x_i)$$

که در رابطه (۸)،  $x_i$  و  $ex_i^{ch}$  به ترتیب، کسر مولی و اگزرسی شیمیایی استاندارد هر جزو می‌باشند. همچنین به منظور سنجش حقیقی کارآرایی هر جز در سیکل ترکیبی بازده اگزرسی مطابق رابطه (۹) تعریف می‌گردد [۱۵]:

$$(9) \eta_{lex} = \frac{\dot{E}_{XP}}{\dot{E}_{XF}} = 1 - \frac{\dot{E}_{XD}}{\dot{E}_{XF}}$$

که  $\dot{E}_{XP}$  و  $\dot{E}_{XF}$  به ترتیب مربوط به جریان اگزرسی محصول و سوخت هر جزو می‌باشند. سوخت اگزرسی بیانگر منابعی است که محرك جزو بوده و در نهایت محصول را تولید می‌کند و محصول اگزرسی، جریان اگزرسی مفید حاصله از یک دستگاه است که مربوط به محصول ترمودینامیکی دستگاه می‌باشد.

### ۲-۳- مبدل حرارتی صفحه‌ای

در این تحقیق برای شبیه‌سازی مبدل‌های حرارتی در سیکل رانکین آبی به دلیل بارده مناسب و ساختار ساده از مبدل حرارتی صفحه‌ای استفاده می‌شود. ناخن انتقال حرارت در ناحیه تک فازی اوپراتور و کندانسور به صورت رابطه (۱۰) محاسبه می‌شود:

$$(10) \dot{Q} = U A \Delta T_{lmtd}$$

که  $U$  ضریب کلی انتقال حرارت،  $A$  مساحت سطح مبدل و  $\Delta T_{lmtd}$  اختلاف دمای لگاریتمی بین طرف سرد و گرم است. ضریب انتقال حرارت کلی به صورت رابطه (۱۱) در مبدل حرارتی صفحه‌ای تعريف می‌شود [۱۰]:

$$(11) \frac{1}{U} = \frac{1}{I_h} + \frac{tickness_{plate}}{k_{plate}} + \frac{1}{I_c}$$

جدول ۱ مقادیر ابتدایی ورودی به منظور شبیه‌سازی

Table 1 input value for simulation

| نماد                                | توضیح  | مقادیر |
|-------------------------------------|--|--------|
| $t_0(^{\circ}\text{C})$             | دمای محیط                                    | 20     |
| $p_0(\text{kPa})$                   | فشار محیط                                    | 101    |
| $t_{15}(^{\circ}\text{C})$          | دمای گاز اتلافی ورودی                        | 540    |
| $p_{15}(\text{kPa})$                | فشار گاز اتلافی ورودی                        | 104    |
| $\dot{m}_{\text{gas}}(\text{kg/s})$ | دبی گاز اتلافی ورودی                         | 500    |
| $t_{st,eva}(^{\circ}\text{C})$      | دمای اوپراتور سیکل بخار                      | 290    |
| $\Delta T_{pinch,st,eva}$           | اختلاف دمای پینچ اوپراتور سیکل بخار          | 5      |
| $\Delta T_{pinch,st,con}$           | اختلاف دمای پینچ کندانسور سیکل بخار          | 5      |
| $\Delta T_{sup,st,eva}$             | اختلاف دمای فوق گرم اوپراتور سیکل بخار       | 200    |
| $t_{20}, t_5(^{\circ}\text{C})$     | دمای آب خنک ورودی کندانسور سیکل بخار و آبی   | 20     |
| $p_{11}(\text{kPa})$                | فشار کندانسور سیکل بخار                      | 10     |
| $\eta_p$                            | بازده آبیونتروپیک پمپ سیکل بخار و آبی        | 0.85   |
| $\eta_{tur}$                        | بازده آبیونتروپیک توربین سیکل بخار و آبی     | 0.8    |
| $t_{of,eva}(^{\circ}\text{C})$      | دمای اوپراتور سیکل آبی                       | 110    |
| $\Delta T_{sup,of,eva}$             | اختلاف دمای فوق گرم اوپراتور سیکل رانکین آبی | 5      |
| $\Delta T_{pinch,of,eva}$           | اختلاف دمای پینچ اوپراتور سیکل رانکین آبی    | 5      |
| $\Delta T_{pinch,of,con}$           | اختلاف دمای پینچ کندانسور سیکل رانکین آبی    | 5      |
| $t_3(^{\circ}\text{C})$             | دمای کندانسور سیکل رانکین آبی                | 35     |

و هزینه تخریب اگزرزی از رابطه (25) محاسبه می‌گردد [15]:

$$\dot{C}_{\text{dest},k} = c_{F,k} \dot{E}_{X,D,k} \quad (25)$$

در نهایت فاکتور اگزرزی - اقتصادی در هر جز مطابق رابطه (26) به دست می‌آید [15]:

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{\text{dest},k}} \quad (26)$$

## 5- پارامترهای خروجی

در نهایت به منظور بررسی عملکرد سیکل ترکیبی، بازده انرژی و اگزرزی کلی و نرخ هزینه کلی برای سیکل ترکیبی از روابط (27) تا (29) بدست می‌آیند:

$$\eta_{\text{en,tot}} = \frac{\dot{W}_{\text{st,tur}} - \dot{W}_{\text{st,p}} + \dot{W}_{\text{of,tur}} - \dot{W}_{\text{of,p}}}{\dot{Q}_{\text{st,eva}} + \dot{Q}_{\text{of,eva}}} \quad (27)$$

$$\eta_{\text{ex,tot}} = \frac{\dot{W}_{\text{st,tur}} - \dot{W}_{\text{st,p}} + \dot{W}_{\text{of,tur}} - \dot{W}_{\text{of,p}}}{\dot{E}_{X_7}} \quad (28)$$

$$\dot{C}_{\text{tot}} = \sum \dot{Z}_k + \sum \dot{C}_{\text{dest},k} \quad (29)$$

که در روابط فوق زیرنویس st و of به ترتیب مربوط به سیکل بخار و آبی و زیرنویس tur و p eva به ترتیب مربوط به توربین، پمپ و اولپراتور می‌باشند.

## 6- نتایج

### 6-1- نتایج حالت پایه

کلیه معادلات پایستگی جرم و انرژی و روابط برگشت‌ناپذیری، همچنین روابط مربوط به تحلیل اگزرزی - اقتصادی در اجزای مختلف سیکل ترکیبی به وسیله نرم‌افزار EES شبیه‌سازی شود. این نرم‌افزار دارای یک زیر مجموعه از خواص سیالات مختلف بوده که با توجه به استفاده از سیالات متفاوت در قسمت‌های مختلف، برای شبیه‌سازی سیکل ترکیبی سودمند خواهد بود. در ابتدا به منظور صحت‌سنجی نتایج حاصل از شبیه‌سازی، مقادیر اگزرزی نقاط مختلف سیکل رانکین آبی شبیه‌سازی شده در این تحقیق با سیکل رانکین آبی مرجع [12] با موارد ورودی کاملاً یکسان (مطابق جدول 1 از مرجع ذکر شده)، به منظور صحت‌سنجی مقادیر دما، فشار، دبی، آنتالپی و آنتروپی در جدول 3 مقایسه شده است. قابل ذکر است که در این حالت سیال محرك چلیوم و سیال عامل سیکل آبی R123 و شماره‌گذاری نقاط مطابق با "شکل 1" می‌باشد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، تطابق خوبی بین نتایج حاصله و نتایج مرجع مذکور وجود دارد.

برای شبیه‌سازی سیکل ترکیبی موارد ابتدایی ورودی سیکل در حالت پایه مطابق جدول 1 می‌باشد. با استفاده از موارد ورودی طبق جدول 1 و معادلات توازن جرم و انرژی و روابط مربوط به اگزرزی، مقادیر خروجی مربوط به نرخ انرژی و اگزرزی‌های اجزای مختلف سیکل و همچنین بازده اگزرزی اجزای مختلف سیکل در جدول 4 آمده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود بیشترین میزان تخریب اگزرزی سیکل بخار در اولپراتور سیکل بخار و بیشترین میزان تخریب اگزرزی سیکل آبی نیز در اولپراتور سیکل آبی روی می‌دهد که به دلیل اختلاف دمای محرك و سیال عامل در سیکل می‌باشد و بیشترین و کمترین مقدار بازده اگزرزی در سیکل بخار و آبی به ترتیب متعلق به پمپ و کندانسور می‌باشد [12,11]. همچنین در حالت پایه، بازده انرژی و اگزرزی سیکل ترکیبی به ترتیب 0.2782 و 0.5279 بوده و مقدار کار خروجی و بازگشت ناپذیری کلی نیز به ترتیب 71401 کیلووات و 43616 کیلووات می‌باشند.

## 4- تحلیل اگزرزی - اقتصادی

فرآیند هزینه‌گذاری اگزرزی شامل معادلات بالا نهاده می‌باشد که برای هر یک از اجزای سیستم مطابق رابطه (20) به صورت جداگانه نوشته می‌شود [15]:

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

در رابطه فوق،  $c$  هزینه واحد اگزرزی و  $\dot{Z}_k$  نرخ هزینه برای جزء  $k$  می‌باشد و از رابطه (21) به دست می‌آید:

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

که در رابطه فوق،  $Z_k$  هزینه ابتدایی خریداری جزء،  $\varphi$  ضریب مربوط به هزینه عملکرد و نگهداری جزء،  $N$  تعداد ساعت عملکرد سالیانه جزء و  $CRF$  ضریب بازگشت سرمایه است و از رابطه (22) به دست می‌آید:

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

که آن نرخ سود سرمایه برابر با 12 درصد و  $n$  تعداد سال‌های عملکرد سیستم برابر با 20 سال می‌باشد. همچنین  $\varphi = 1.06$  در نظر گرفته می‌شود [12]. در این تحقیق از روابط ارائه شده در مرجع [2] برای بدست آوردن قیمت ابتدایی اجزای سیکل بخار، از روابط مرجع [12] برای بدست آوردن قیمت پمپ و توربین سیکل آبی و از روابط مرجع [10] برای بدست آوردن قیمت اولپراتور و کندانسور سیکل آبی استفاده شده است.

روابط بالا نرخ هزینه در اجزای مختلف، همراه با معادلات کمکی با استفاده از روش SPECO مجموعه‌ای از معادلات خطی را ایجاد می‌کند که با حل آن‌ها هزینه واحد اگزرزی تمام جریان‌ها محاسبه می‌شود [17]. معادلات اصلی و کمکی مربوط به تحلیل اگزرزی - اقتصادی اجزای مختلف سیکل ترکیبی تحقیق حاضر در جدول 2 آمده است [18,17,12].

تعريف سوخت و محصول برای محاسبات راندمان اگزرزیتیک در یک جزء منجر به تعريف جریان هزینه مربوط به سوخت و جریان هزینه مربوط به محصول برای سیستم می‌گردد. هزینه متوسط واحد سوخت و محصول برای جزء  $k$  سیستم مطابق روابط (23) و (24) به دست می‌آید [15]:

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_k}{\dot{E}_{F,k}} \quad (23)$$

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

جدول 2 توان هزینه و معادلات کمکی به منظور تحلیل اگزرزی - اقتصادی

Table 2 Cost balance and auxiliary equation for exergoeconomic analysis

| جزء           | رابطه اصلی   | رابطه کمکی        |
|---------------|--|-------------------|
| اوپراتور بخار | $\dot{C}_8 + \dot{C}_{10} = \dot{C}_7 + \dot{C}_{13} + \dot{z}_{st,eva}$       | $C_7 = C_8$       |
| توربین بخار   | $\dot{C}_{11} + c_{el,2} w_{st,tur} = \dot{C}_{10} + \dot{z}_{st,tur}$         | $C_{10} = C_{11}$ |
| پمپ بخار      | $\dot{C}_{13} = \dot{C}_{12} + c_{el,2} w_{st,p} + \dot{z}_{st,p}$             | $C_{11} = C_{12}$ |
| کندانسور بخار | $\dot{C}_{12} + \dot{C}_{15} = \dot{C}_{11} + \dot{C}_{14} + \dot{z}_{st,con}$ | $C_{14} = 0$      |
| اوپراتور آبی  | $\dot{C}_9 + \dot{C}_1 = \dot{C}_8 + \dot{C}_4 + \dot{z}_{of,eva}$             | $C_7 = C_8$       |
| توربین آبی    | $\dot{C}_2 + c_{el,1} w_{of,tur} = \dot{C}_1 + \dot{z}_{of,tur}$               | $C_1 = C_2$       |
| پمپ آبی       | $\dot{C}_4 = \dot{C}_3 + c_{el,1} w_{of,p} + \dot{z}_{of,p}$                   | $C_2 = C_3$       |
| کندانسور آبی  | $\dot{C}_6 + \dot{C}_3 = \dot{C}_2 + \dot{C}_5 + \dot{z}_{of,con}$             | $C_5 = 0$         |

جدول ۵ نتایج اگرزری - اقتصادی سیکل ترکیبی

| $f(\%)$ | $\dot{Z}(\frac{\$}{\text{h}})$ | $\dot{C}_D(\frac{\$}{\text{h}})$ | $C_p(\frac{\$}{\text{GJ}})$ | $C_f(\frac{\$}{\text{GJ}})$ | دستگاه   | سیکل بخار |
|---------|--------------------------------|----------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|----------|-----------|
|         |                                |                                  |                             |                             |          | سیکل آبی  |
| 5.91    | 104.1                          | 1658                             | 28.04                       | 23.58                       | اوپراتور |           |
| 10.93   | 190                            | 1547                             | 35.37                       | 28.12                       | توربین   |           |
| 22.89   | 3.088                          | 10.4                             | 42.75                       | 35.37                       | پمپ      |           |
| 7.36    | 55.15                          | 693.9                            | 69.60                       | 28.13                       | کندانسور |           |
|         |                                |                                  |                             |                             |          | سیکل آبی  |
| 28.99   | 111.9                          | 274.1                            | 33.12                       | 23.57                       | اوپراتور |           |
| 34.16   | 80.42                          | 155                              | 45.17                       | 33.84                       | توربین   |           |
| 36.74   | 4.221                          | 7.267                            | 58.16                       | 45.17                       | پمپ      |           |
| 35.97   | 93.8                           | 167                              | 127.66                      | 33.84                       | کندانسور |           |

اگرزری - اقتصادی برای سیکل ترکیبی 12.47 درصد می‌باشد. این مقدار نشان دهنده این است که 87.53 درصد هزینه سیستم در اثر هزینه متناظر با تحریب اگرزری می‌باشد. در نتیجه به کار بردن اجزای با قیمت بالاتر که منجر به کاهش هزینه تحریب اگرزری و افزایش هزینه ابتدایی سیستم می‌شود، عملکرد سیستم از منظر انرژی، اگرزری و اگرزری - اقتصادی بررسی می‌کیم. در نتیجه کاهش اختلاف آنتالپی سیال در اوپراتور بخار، افزایش دما در نظر گرفته شده تغییر کرده و بقیه موارد رودی سیکل ترکیبی در حالت پایه مطابق جدول ۱ ثابت می‌مانند.

## 6-2- تحلیل پارامتریک سیکل ترکیبی

در این قسمت، اثر تغییر دمای اوپراتور و اختلاف دمای پینچ در اوپراتور سیکل رانکین بخار و همچنین تغییر دمای کندانسور سیکل بخار را بر روی عملکرد سیستم از منظر انرژی، اگرزری و اگرزری - اقتصادی بررسی می‌کیم. دقت شود که به منظور تحلیل پارامتری، تنها پارامتر موردنظر در بازه در نظر گرفته شده تغییر کرده و بقیه موارد رودی سیکل ترکیبی در حالت پایه مطابق جدول ۱ ثابت می‌مانند.

"شکل 2" نشان دهنده تغییرات مولفه‌های ترمودینامیکی سیستم بر حسب افزایش دمای اوپراتور بخار در بازه 320 تا 320 درجه سلسیوس است. همان‌طور که دیده می‌شود با افزایش دمای اوپراتور بخار، کار نهایی خروجی سیستم افزایش می‌یابد. در اقع افزایش دمای اوپراتور بخار، افزایش اختلاف آنتالپی سیال در اوپراتور و با ثابت ماندن دمای محرك رودی و اختلاف دمای پینچ در اوپراتور بخار، افزایش دمای محرك خروجی و درنتیجه کاهش اختلاف آنتالپی گاز محرك را در پی دارد که باعث کاهش دمای بخار در سیکل رانکین بخار می‌شود. از طرف دیگر به علت افزایش دمای بخار رودی به توربین، اختلاف آنتالپی بیشتر از اثر کاهش دمای بخار است و در نهایت کار افزایش اختلاف آنتالپی نیز می‌یابد. در سیکل آبی، ثابت ماندن اختلاف دمای توربین بخار افزایش دمای محرك خروجی از اوپراتور سیکل بخار و رودی به اوپراتور سیکل آبی، باعث افزایش اختلاف آنتالپی جریان گاز اتلافی رودی و خروجی به اوپراتور سیکل آبی شده که با ثابت ماندن اختلاف آنتالپی اوپراتور سیکل آبی، افزایش دمای سیال آبی را سبب می‌شود و همین مسئله باعث افزایش کار توربین سیکل آبی می‌شود. در نتیجه کار نهایی خروجی نیز که جمع کار خروجی سیکل آبی و کار خروجی سیکل بخار است، افزایش می‌یابد. از طرف دیگر "شکل 2" نشان می‌دهد که بازده انرژی سیستم با افزایش دمای اوپراتور سیکل بخار افزایش قابل توجهی ندارد. در محاسبه‌ی بازده انرژی همان‌طور که پیشتر بیان شد، صورت کسر کار کل خروجی

در انتها جدول ۵ نشان دهنده نتایج اگرزری - اقتصادی برای سیکل ترکیبی است. از جدول ۵ پیداست که اوپراتور، توربین و کندانسور بخار باید بیشتر از سایر اجزا از منظر اگرزری - اقتصادی مورد توجه قرار بگیرند چون بیشترین مقدار  $\dot{Z}_{k+1} + \dot{C}_{D,k}$  متعلق به این اجزا می‌باشد [19,12]. همچنین

همان‌طور از جدول پیداست اجزای ذکر شده کمترین مقدار فاکتور اگرزری - اقتصادی و بیشترین مقدار قیمت متناظر با تحریب اگرزری را نیز دارا می‌باشند. مقادیر به دست آمده برای اجزای ذکر شده به این معنی است که قیمت تحریب اگرزری بر قیمت ابتدایی غالب بوده که باعث کاهش فاکتور اگرزری - اقتصادی می‌شود. در مورد چنین اجزایی در سیکل، افزایش قیمت ابتدایی بهمنظور کاهش مقدار تحریب اگرزری توصیه می‌شود. این مورد در مبدل‌های حرارتی به وسیله افزایش مساحت مبدل حرارتی (که منجر به افزایش قیمت ابتدایی آن می‌شود) و از سوی دیگر کاهش اختلاف دما در مبدل حرارتی (که منجر به کاهش برگشت‌ناپذیری در مبدل حرارتی می‌گردد) محقق می‌شود [12]. در هر دو سیکل رانکین آبی و بخار عملکرد پمپ تاثیر چندانی بر روی عملکرد اگرزری اقتصادی سیکل ندارد چون کمترین میزان  $\dot{M}_{k+1} + \dot{C}_{D,k}$  را در مقایسه با سایر اجزا دارا می‌باشد [19]. همچنین مقدار هزینه واحد انرژی الکتریکی تولید شده بوسیله توربین در سیکل رانکین بخار و رانکین آبی در حالت پایه به ترتیب مقادیر 35.37 دلار بر گیگاژول و 45.18 دلار بر گیگاژول می‌باشد. هزینه واحد انرژی الکتریکی تولیدی نیز طبق توصیه مراجع [20,11]، پارامتر مهمی در تحلیل اگرزری - اقتصادی سیکل‌های تولید قدرت بوده و کمتر بودن آن در سیکل رانکین بخار نشان دهنده این موضوع است که سیکل بخار از این منظر عملکرد بهتری نسبت به سیکل آبی دارد. در انتها قابل ذکر است که مقدار کلی فاکتور

جدول ۳ صحبت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی حاضر

Table 3 Validation of present simulation

| $\dot{Ex}(\text{kW})$<br>مرجع [12] | $\dot{Ex}(\text{kW})$<br>تحقيق حاضر | ماده  | شماره |
|------------------------------------|-------------------------------------|-------|-------|
| 22585                              | 22655                               | R123  | 1     |
| 5861                               | 5922                                | R123  | 2     |
| 295.9                              | 300.5                               | R123  | 3     |
| 565.8                              | 570.6                               | R123  | 4     |
| 0                                  | 0                                   | آب    | 5     |
| 927.1                              | 967.5                               | آب    | 6     |
| 605934                             | 602904                              | هليوم | 8     |
| 574557                             | 571464                              | هليوم | 9     |

جدول ۴ نتایج انرژی و اگرزری سیکل ترکیبی

Table 4 Energy and exergy result for combined cycle

| $\eta_{ex}(\%)$ | $Ex_D(\text{kW})$ | $Ex_p(\text{kW})$ | $Ex_f(\text{kW})$ | $Q_{\text{باد}}(\text{kW})$ | دستگاه   | سیکل بخار |
|-----------------|-------------------|-------------------|-------------------|-----------------------------|----------|-----------|
| 85.02           | 16417             | 93180             | 109597            | 211835                      | اوپراتور |           |
| 81.32           | 15282             | 66540             | 81822             | 66540                       | توربین   |           |
| 86.11           | 81.7              | 506.4             | 588.1             | 588.1                       | پمپ      |           |
| 42.25           | 6852              | 5013              | 11865             | 145884                      | کندانسو  |           |
|                 |                   |                   |                   |                             |          | سیکل آبی  |
| 79.5            | 2297              | 8908              | 11204             | 44798                       | اوپراتور |           |
| 81.91           | 1272              | 5760              | 7032              | 5760                        | توربین   |           |
| 85.62           | 44.6              | 266               | 310.6             | 310.6                       | پمپ      |           |
| 36.03           | 1370.4            | 771.6             | 2142              | 39349                       | کندانسور |           |

همان طور که در "شکل 3" مشاهده می‌شود، بازده انرژی و اگزرژی سیستم هم با افزایش اختلاف دمای پینچ اوپراتور بخار کاهش می‌یابد. در این حالت با کاهش نرخ حرارتی ورودی به اوپراتور سیکل بخار و افزایش نرخ گرمایی ورودی به اوپراتور سیکل آلی، اثر دومی از اولی بیشتر بوده که باعث افزایش نرخ حرارتی کلی ورودی به سیکل می‌شود. از طرف دیگر کار خروجی سیکل نیز کاهش پیدا می‌کند و هر دو عامل در صورت و مخرج رابطه بازده انرژی باعث کاهش آن می‌شوند. در نهایت، تخریب اگزرژی سیستم با زیاد شدن اختلاف دمای پینچ اوپراتور سیکل بخار به علت کاهش دبی بخار کاهش می‌یابد، اما به علت افزایش دبی سیکل رانکین آلی که پیش‌تر هم به آن اشاره شد، تخریب اگزرژی در سیکل آلی افزایش می‌یابد که اثر افزایش تخریب اگزرژی سیکل رانکین آلی غالب بوده و افزایش تخریب اگزرژی کلی را نتیجه می‌دهد.

"شکل 4" نشان‌دهنده اثر تغییرات فشار کندانسور بخار در بازه 5 تا 15 کیلوپاسکال بر مولفه‌های ترمودینامیکی سیستم است. "شکل 4" نشان می‌دهد که کار کلی سیستم با افزایش فشار کندانسور کاهش می‌یابد. در این حالت افزایش فشار کندانسور باعث افزایش دمای گاز محرك خروجی از اوپراتور، کاهش نرخ حرارت ورودی به اوپراتور و کاهش اختلاف آنتالپی در توربین سیکل بخار می‌گردد که کاهش هم‌زمان نرخ حرارت ورودی به اوپراتور و کاهش اختلاف آنتالپی سیال عامل در اوپراتور بخار باعث می‌شود. دبی بخار تغییر نکند و در این حالت، کاهش اختلاف آنتالپی در توربین بخار تنها عامل موثر در کاهش کار خروجی توربین بخار می‌باشد. از طرف دیگر افزایش دمای محرك ورودی به سیکل آلی باعث افزایش دبی سیکل آلی و در نتیجه افزایش کار خروجی آن می‌شود که در این نیز مورد کاهش کار توربین بخار اثر غالب دارد که باعث کاهش کار کلی خروجی می‌شود. همچنین همان‌طور که از شکل پیداست، بازده انرژی سیستم هم کاهش می‌یابد. زیرا از طرفی همان‌طور که گفته شد، کار خروجی نهایی سیستم که صورت کسر است کاهش می‌یابد و از طرف دیگر در اثر کاهش نرخ حرارت ورودی به اوپراتور سیکل بخار و افزایش نرخ حرارت ورودی به اوپراتور سیکل آلی، اثر دومی از اولی بیشتر بوده که افزایش نرخ حرارت ورودی کلی و در نهایت کاهش بازده انرژی را نتیجه می‌دهد. بازده اگزرژی نیز با کاهش کار خروجی نهایی سیکل کاهش می‌یابد. همچنین همان‌طور که از "شکل 4" پیداست، تخریب اگزرژی سیستم با افزایش فشار کندانسور بخار افزایش می‌یابد. در این حالت تخریب اگزرژی سیکل رانکین آلی به علت افزایش دبی افزایش می‌یابد و تخریب اگزرژی در سیکل بخار در اثر تاثیر متقاض در اجزای مختلف تقریباً ثابت مانده و در نتیجه تخریب اگزرژی کلی سیستم افزایش می‌یابد.

"شکل 5" نشان‌دهنده تغییرات مولفه‌های اقتصادی سیستم برحسب افزایش دمای اوپراتور بخار است. همان‌طور که دیده می‌شود، با افزایش دمای اوپراتور بخار نرخ هزینه ابتدایی کلی سیستم افزایش می‌یابد. در بخش‌های قبلی معادلات مربوط و ارتباط مولفه‌های اقتصادی و ترمودینامیکی را بررسی کردیم. بر همان اساس، نرخ هزینه اولیه سیستم، از مجموع نرخ هزینه دو سیکل بخار و آلی تشکیل شده است. در بخش قبل گفته شد که با افزایش دمای اوپراتور بخار کار خروجی توربین سیکل بخار افزایش می‌یابد. که این افزایش باعث افزایش نرخ هزینه اولیه توربین بخار می‌شود. از طرف دیگر با افزایش دمای اوپراتور بخار نرخ هزینه اولیه آن نیز کاهش نرخ انتقال حرارت در کندانسور بخار نرخ هزینه اولیه آن نیز کاهش می‌یابد. همچنین نرخ هزینه اولیه اوپراتور بخار به دلیل تاثیر موارد مختلفی مثل افزایش فشار سیال عامل،

سیستم و مخرج کسر حرارت کل ورودی به سیستم است. در این مورد با افزایش دمای اوپراتور بخار، نرخ حرارت ورودی به اوپراتور سیکل بخار کاهش و نرخ حرارت ورودی به اوپراتور سیکل آلی افزایش می‌یابد که اثر دومی از اولی بیشتر بوده و باعث می‌شود نرخ حرارت ورودی کلی افزایش پیدا کند. در نهایت افزایش کار خروجی سیستم و افزایش حرارت ورودی سیستم، به ترتیب در صورت و مخرج کسر بازده انرژی سیستم، اثر متقاضی بر هم نهاده و باعث عدم تغییر واضح در بازده انرژی می‌شود. برخلاف بازدهی انرژی، بازدهی اگزرژی با افزایش دمای اوپراتور سیکل بخار افزایش یافته است، زیرا مخرج کسر بازده اگزرژی، اگزرژی جریان ورودی از توربین گاز است و مقداری ثابت دارد و صورت کسر، کار خروجی نهایی سیستم است که با افزایش آن، بازدهی اگزرژی افزایش می‌یابد. "شکل 2"، همچنین نشان می‌دهد که نرخ تخریب اگزرژی سیستم با افزایش دمای اوپراتور بخار، کاهش می‌یابد. در سیکل بخار، تخریب اگزرژی در سیکل بخار کاهش دنده است. اما در توربین گاز، افزایش یافته و در مجموع، نرخ تخریب اگزرژی در سیکل بخار کاهش پیدا می‌کند. اما در سیکل رانکین آلی، نرخ تخریب اگزرژی به دلیل افزایش دبی سیال آلی افزایش می‌یابد که در این مورد اثر کاهش نرخ اگزرژی سیکل بخار غالب بوده که نرخ تخریب اگزرژی نهایی سیستم را کاهش می‌دهد.

"شکل 3" اثر تغییرات اختلاف دمای پینچ اوپراتور سیکل بخار در بازه 5 تا 25 درجه را بر روی مولفه‌های ترمودینامیکی سیکل نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشخص است، با افزایش اختلاف دمای پینچ اوپراتور بخار کار کلی خروجی سیستم کاهش پیدا می‌کند. در این مورد با افزایش دمای پینچ، دمای گاز انتالپی خروجی از اوپراتور سیکل بخار افزایش می‌یابد که با ثابت ماندن دمای گاز ورودی، کاهش نرخ گرمایی ورودی به اوپراتور و در نتیجه کاهش دبی سیال در سیکل بخار را در پی دارد. این مورد با ثابت ماندن بقیه موارد در سیکل بخار، باعث کاهش کار خروجی سیکل می‌گردد. از طرف دیگر افزایش دمای محرك ورودی به اوپراتور سیکل آلی با ثابت ماندن اختلاف دمای پینچ، همان‌طور که پیشتر گفته شد، افزایش نرخ گرمایی ورودی به سیکل رانکین آلی و در نتیجه افزایش دبی سیال آلی و افزایش کار خروجی سیکل آلی را نتیجه می‌دهد. در این مورد نیز، کاهش کار خروجی سیکل بخار اثر غالب را داشته که کاهش کار کلی را در پی دارد. همچنین

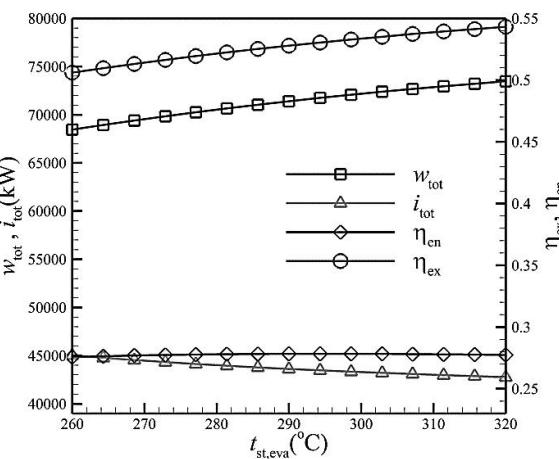
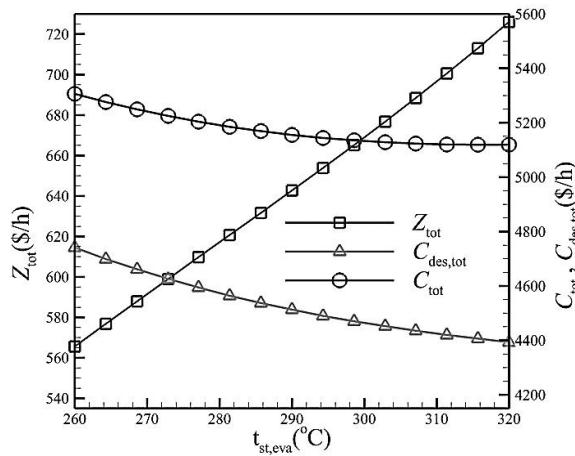


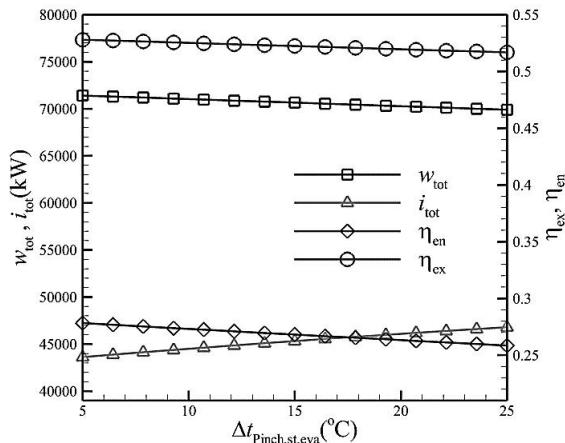
Fig. 2 اثر دمای اوپراتور بخار بر روی بازده انرژی و اگزرژی و تخریب اگزرژی

شکل 2 اثر دمای اوپراتور بخار بر روی بازده انرژی و اگزرژی و تخریب اگزرژی

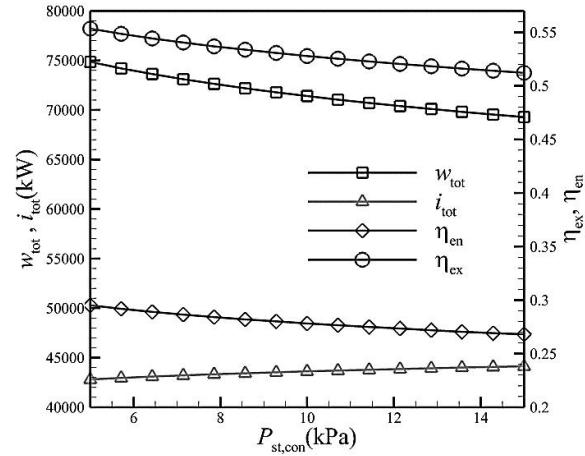


شکل ۵ اثر دمای اوپراتور بخار بر نرخ هزینه ابتدایی و نرخ هزینه تخریب اگررژی و نرخ هزینه کلی

افزایش پیدا می‌کند. این نرخ هزینه در سیکل بخار به دلیل کاهش میزان کار خروجی توربین و کاهش دبی بخار در سیکل، کاهش هزینه در تمام اجزای سیکل را باعث می‌گردد، اما از طرف دیگر افزایش دبی در سیکل رانکین آلی باعث افزایش نرخ هزینه اولیه در آن سیکل می‌شود که در این مورد اثر افزایش نرخ هزینه در سیکل آلی غالب بوده و افزایش نرخ هزینه ابتدایی کلی را در پی دارد. همچنین همان‌طور که از "شکل ۶" مشخص است، نرخ هزینه متناظر با تخریب اگررژی، با افزایش اختلاف دمای پینچ در اوپراتور افزایش می‌یابد. در این مورد نیز افزایش دبی در سیکل آلی باعث افزایش بازگشت ناپذیری و نرخ هزینه متناظر با آن در سیکل می‌گردد. از طرف دیگر در سیکل بخار در این مورد افزایش دمای محرك و کاهش نرخ انتقال گرما در اوپراتور و به طبع آن افزایش برگشت‌ناپذیری در این جزء باعث افزایش هزینه تخریب اگررژی در اوپراتور شده که اثر غالب را در سیکل بخار داشته و (علی‌رغم) کاهش هزینه در اجزای دیگر به دلیل کاهش دبی سیکل بخار) باعث افزایش اندک هزینه ناشی از تخریب اگررژی در سیکل بخار می‌گردد. در نهایت مشاهده می‌شود که نرخ هزینه‌های کلی سیستم افزایش پیدا می‌کند که با توجه به افزایش هر دو مولفه‌ی تشکیل دهنده آن، بدینهی است. "شکل ۷" نشان دهنده اثر تغییرات فشار کندانسور سیکل بخار بر مولفه‌های اقتصادی سیستم است. همان‌طور که از شکل افزایش فشار هزینه ابتدایی کلی با افزایش فشار، کاهش می‌یابد. در این حالت افزایش فشار کندانسور بخار کاهش کار خروجی توربین و نرخ تبادل گرما در کندانسور را در پی دارد که به ترتیب باعث کاهش هزینه ابتدایی توربین و کندانسور بخار می‌گردد. همچنین هزینه ابتدایی اوپراتور بخار در اثر تاثیر متقاضع عوامل مختلف با افزایش فشار کندانسور تقریباً بدون تغییر مانده، در نتیجه هزینه کلی سیکل بخار کاهش می‌یابد. در سیکل آلی در این حالت نیز افزایش دبی باعث افزایش هزینه ابتدایی سیکل می‌شود. در نهایت کاهش هزینه در سیکل بخار اثر غالب را داشته که کاهش هزینه ابتدایی سیکل ترکیبی را نتیجه می‌دهد. همچنین همان‌طور که از "شکل ۷" مشخص است نرخ هزینه مرتبط با تخریب اگررژی با افزایش فشار کندانسور بخار افزایش می‌یابد. در این حالت، نرخ هزینه تخریب اگررژی در سیکل آلی به دلیل افزایش دبی و به تبع آن افزایش برگشت ناپذیری اثر غالب را داشته که افزایش هزینه تخریب اگررژی



شکل ۳ اثر اختلاف دمای پینچ اوپراتور بخار بر روی بازده انرژی و اگررژی و تخریب اگررژی



شکل ۴ اثر دمای کندانسور بخار بر روی بازده انرژی و اگررژی و تخریب اگررژی

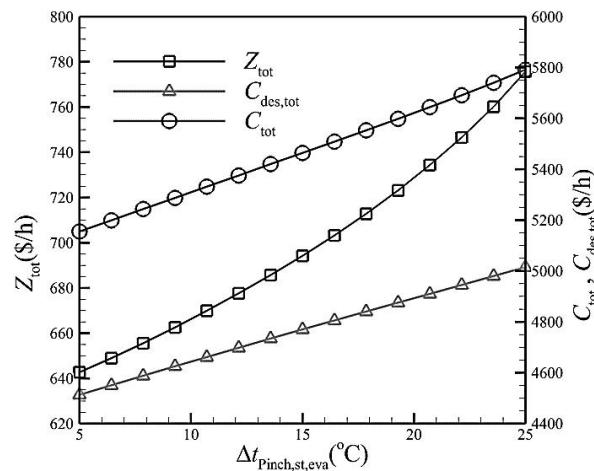
افزایش دمای خروجی از اوپراتور، افزایش نرخ انتقال حرارت و غیره افزایش می‌یابد. در نهایت نرخ هزینه اولیه مربوط به سیکل بخار با هم کش نرخ هزینه اجزای مختلف آن، افزایش می‌یابد. در سیکل رانکین آلی، عامل موثر افزایش دبی است که باعث افزایش نرخ هزینه در تمام اجزای سیکل رانکین آلی می‌گردد و در نهایت مجموع هزینه ابتدایی در سیکل ترکیبی افزایش می‌یابد. همان‌طور که پیشتر گفته با افزایش دمای اوپراتور سیکل بخار، تخریب اگررژی کلی سیستم کاهش می‌یابد، در نتیجه همان‌طور که در "شکل ۵" نیز مشخص است، نرخ هزینه مرتبط با تخریب اگررژی نیز کاهش می‌یابد. در نهایت نرخ هزینه کلی سیستم که برابر با مجموع نرخ هزینه ابتدایی تجهیزات به علاوه نرخ هزینه ناشی از تخریب اگررژی است، کاهش می‌یابد که نشان دهنده این مطلب است که کاهش نرخ هزینه مرتبط با تخریب اگررژی در سیستم اثر غالب را دارد.

"شکل ۶" اثر تغییرات اختلاف دمای پینچ اوپراتور سیکل بخار را بر روی مولفه‌های اقتصادی سیکل نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشخص است با افزایش اختلاف دمای پینچ اوپراتور بخار نرخ هزینه‌های اولیه

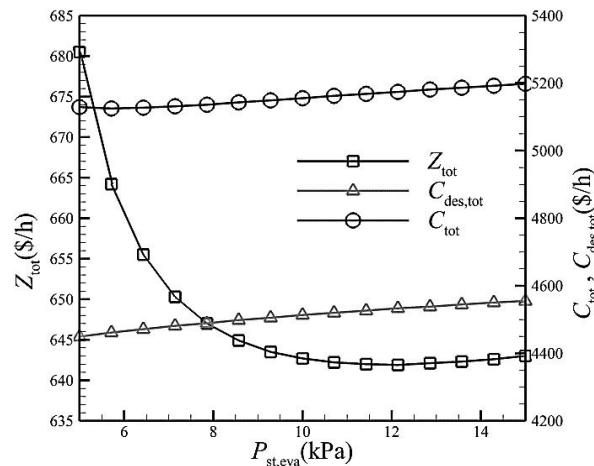
بررسی اثر تغیر پارامترهای مختلف بر روی عملکرد سیکل انجام شد. نتایج حاکی از آن بود که افزایش دمای اوپراتور بخار، بر روی بازده انرژی بی‌اثر بوده و افزایش بازده اگزرسی را نتیجه می‌دهد و افزایش اختلاف دمای پینچ اوپراتور بخار و دمای کندانسور بخار، هر دو، کاهش بازده انرژی و اگزرسی را در پی دارند. همچنین افزایش دمای اوپراتور بخار، کاهش نرخ هزینه کلی و افزایش اختلاف دمای پینچ اوپراتور بخار و دمای کندانسور بخار، افزایش نرخ هزینه کلی را در پی دارد.

#### 8- مراجع

- [1] P. Ahmadi, I. Dincer, Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit, *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 5, pp. 2296-2308, 2011.
- [2] P. Ahmadi, I. Dincer, M. A. Rosen, Thermodynamic modeling and multi-objective evolutionary-based optimization of a new multigeneration energy system, *Energy Conversion and Management*, Vol. 76, No. 1, pp. 282-300, 2013.
- [3] C. Invernizzi, P. Iora, P. Silva, Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines, *Applied thermal engineering*, Vol. 27, No. 1, pp. 100-110, 2007.
- [4] T.-C. Hung, T. Shai, S. Wang, A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat, *Energy*, Vol. 22, No. 7, pp. 661-667, 1997.
- [5] A. G. Kaviri, M. N. M. Jaafar, T. M. Lazim, Modeling and multi-objective exergy based optimization of a combined cycle power plant using a genetic algorithm, *Energy Conversion and Management*, Vol. 58, No. 1, pp. 94-103, 2012.
- [6] B. F. Tchanche, G. Papadakis, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 11, pp. 2468-2476, 2009.
- [7] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, V. Lemort, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 22, No. 1, pp. 168-186, 2013.
- [8] G. Shu, L. Liu, H. Tian, H. Wei, G. Yu, Parametric and working fluid analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (DORC) used in engine waste heat recovery, *Applied Energy*, Vol. 113, No. 1, pp. 1188-1198, 2014.
- [9] M. Yari, S. Mahmoudi, Utilization of waste heat from GT-MHR for power generation in organic Rankine cycles, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 4, pp. 366-375, 2010.
- [10] J. Wang, Z. Yan, M. Wang, M. Li, Y. Dai, Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm, *Energy Conversion and Management*, Vol. 71, No. 1, pp. 146-158, 2013.
- [11] M. Khaljani, R. K. Saray, K. Bahlouli, Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine cycle, *Energy Conversion and Management*, Vol. 97, No. 1, pp. 154-165, 2015.
- [12] F. Mohammadkhani, N. Shokati, S. Mahmoudi, M. Yari, M. Rosen, Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor combined with two Organic Rankine Cycles, *Energy*, Vol. 65, No. 1, pp. 533-543, 2014.
- [13] M. T. Mansouri, P. Ahmadi, A. G. Kaviri, M. N. M. Jaafar, Exergetic and economic evaluation of the effect of HRSG configurations on the performance of combined cycle power plants, *Energy Conversion and Management*, Vol. 58, No. 1, pp. 47-58, 2012.
- [14] F. A. Al-Sulaibani, Energy and sizing analyses of parabolic trough solar collector integrated with steam and binary vapor cycles, *Energy*, Vol. 58, No. 1, pp. 561-570, 2013.
- [15] A. Bejan, G. Tsatsaronis, *Thermal design and optimization*: John Wiley & Sons, 1996.
- [16] A. Kheiri, M. Feidt, S. Pelloux-Prayer, Thermodynamic and economic optimizations of a waste heat to power plant driven by a subcritical ORC (Organic Rankine Cycle) using pure or zeotropic working fluid, *Energy*, Vol. 78, No. 1, pp. 622-638, 2014.
- [17] A. Lazzaretto, G. Tsatsaronis, SPECO: a systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems, *Energy*, Vol. 31, No. 8, pp. 1257-1289, 2006.
- [18] M. Sadeghi, S. Mahmoudi, R. K. Saray, Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of an ejector refrigeration cycle powered by an internal combustion (HCCI) engine, *Energy Conversion and Management*, Vol. 96, No. 1, pp. 403-417, 2015.
- [19] F. A. Boyaghchi, P. Heidarnejad, Thermoeconomic assessment and multi objective optimization of a solar micro CCHP based on organic Rankine cycle for domestic application, *Energy Conversion and Management*, Vol. 97, No. 1, pp. 224-234, 2015.
- [20] F. Mohammadkhani, F. Ranjbar, M. Yari, A comparative study on the ammonia-water based bottoming power cycles: The exergoeconomic viewpoint, *Energy*, Vol. 87, No. 1, pp. 425-434, 2015.



شکل 6 اثر دمای پینچ اوپراتور بخار بر نرخ هزینه ابتدایی و نرخ هزینه تخریب اگزرسی و نرخ هزینه کلی



شکل 7 اثر دمای کندانسور بخار بر نرخ هزینه ابتدایی و نرخ هزینه تخریب اگزرسی و نرخ هزینه کلی

کلی را سبب می‌شود. در نهایت نرخ هزینه‌های نهایی سیستم که مجموع دو مولله فوق است افزایش می‌یابد که علت آن غالب بودن اثر افزایش نرخ هزینه تخریب اگزرسی است.

#### 7- نتیجه گیری

در این تحقیق ابتدا سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آبی با محرك گازهای اتلافی خروجی توربین گازی شبیه‌سازی شده، و سپس تأثیر تغییر پارامترهای مختلف بر روی عملکرد سیستم از منظر انرژی، اگزرسی و اگزرسی - اقتصادی بررسی می‌گردد. مقادیر بازده انرژی و اگزرسی به ترتیب 71401 و 0.2782 و 0.5279 کار کلی و بازگشت ناپذیری کلی به ترتیب 43616 کیلووات در حالت ورودی پایه به دست آمدند و اوپراتور، توربین و کندانسور سیکل بخار به عنوان اجزایی معروف شدند که باید از منظر اگزرسی - اقتصادی مورد توجه قرار بگیرند. در انتها تحلیل پارامتری به منظور