



شبیه‌سازی سیکل ترکیبی رانکین بخار و آلی از منظر انرژی و آگزرژی - اقتصادی با محرک گازهای اتلافی

کوروش جواهرده^{1*}، اعظم علیزاده²، محمد ذوقی³

1- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

2- دانش آموخته کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، پردیس دانشگاهی دانشگاه گیلان، رشت

3- دانش آموخته کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

* رشت، صندوق پستی 1841، javaherdeh@guilan.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 21 اردیبهشت 1395
پذیرش: 28 خرداد 1395
ارائه در سایت: 06 مرداد 1395

کلید واژگان:

سیکل ترکیبی رانکین بخار و آلی
آگزرژی
آگزرژی-اقتصادی
تحلیل پارامتری

چکیده

در این تحقیق ابتدا سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی با بازیافت گازهای اتلافی دما بالا از منظر انرژی و آگزرژی - اقتصادی شبیه‌سازی گردیده است. پیکره‌بندی سیکل ترکیبی به این صورت است که گاز اتلافی دما بالا، ابتدا به‌عنوان محرک اواپراتور سیکل بخار عمل کرده و گاز اتلافی کاهش دما یافته خروجی از اواپراتور سیکل بخار، به‌عنوان محرک دما پایین اواپراتور سیکل آلی مورد استفاده قرار می‌گیرد. سپس تاثیر تغییر پارامترهای مختلف مانند دمای اواپراتور و کندانسور سیکل بخار و اختلاف دمای پینچ بر روی مقادیر کار خروجی، بازگشت ناپذیری کلی، بازده انرژی، بازده آگزرژی و متغیرهای آگزرژی - اقتصادی بررسی شده است. نتایج حاکی از آن است که در حالت پایه، بازده انرژی و آگزرژی 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. فاکتور آگزرژی - اقتصادی کلی برای سیکل ترکیبی نیز 12.47 درصد است که نشان دهنده بالا بودن مقدار تخریب آگزرژی در اجزا بوده، بطوریکه بالا بردن قیمت ابتدایی در اجزای مختلف به منظور بهبود عملکرد سیستم توصیه می‌گردد. اواپراتور، توربین و کندانسور سیکل بخار اجزایی هستند که باید از منظر آگزرژی - اقتصادی مورد توجه قرار بگیرند، به دلیل این که بالاترین مقدار مربوط به مجموع نرخ هزینه ابتدایی و هزینه تخریب آگزرژی را دارا می‌باشند.

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

Korosh Javaherdeh^{*}, 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.

1- مقدمه

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

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

Please cite this article using:

K. Javaherdeh, A. Alizadeh, M. Zoghi, Simulation of combined steam and organic rankine cycle from energy and exergoeconomic point of view with exhaust gas source, Modares Mechanical Engineering, Vol. 16, No. 7, pp. 308-316, 2016 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

www.SID.ir

مورد انتخاب سیال عامل مناسب و بهینه‌سازی عملکرد آن‌ها توصیه‌هایی مطرح شده است. این تحقیقات مدل‌هایی برای تحلیل انرژی، انرژی و انرژی - 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 آلی و بخار از منظر انرژی، انرژی و انرژی - اقتصادی منتشر شده است که این موضوع انگیزه 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 انرژی - اقتصادی مورد بررسی قرار دادند. سپس آن‌ها با تعریف تابع هدف هزینه 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 آوردند. در تحقیق دیگری، احمدی و همکاران [2] یک سیستم تولید همزمان چند منظوره متشکل از توربین گازی، سیکل رانکین بخار با مولد بخار دو فشاره، چیلر جذبی، سیکل تولید قدرت و برودت اجکتوری، مدبل حرارتی تولید آب گرم خانگی و الکتروولتیر را شبیه‌سازی 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 انرژی و تابع هزینه کلی (شامل هزینه سوخت، هزینه خریداری و نگهداری تجهیزات، هزینه تخریب انرژی و هزینه زیست محیطی ناشی از انتشار دی‌اکسید کربن) را به عنوان توابع هدف بهینه‌سازی در نظر گرفتند. در انتها 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 آلی را به وسیله‌ی نرم افزار EES شبیه‌سازی کرده و با نوشتن قانون اول و دوم ترمودینامیک برای سیکل توربین گازی هلیمی ساده و سیکل توربین گاز هلیمی همراه با دو سیکل رانکین آلی، به مقایسه این دو پرداختند. آن‌ها گزارش کردند که در حالتی که دو سیکل رانکین آلی برای بازیابی گرمای اتلافی سیکل توربین گاز استفاده می‌شود، بازده قانون اول و دوم نسبت به حالت بدون این دو، 3 درصد افزایش، همچنین تخریب انرژی در این حالت 5 درصد کاهش می‌یابد. وانگ و همکاران [10] از سیکل رانکین آلی به عنوان سیکلی که می‌تواند به طور موثر حرارت اتلافی دما پایین را بازیابی کنند نام بردند. آن‌ها بازده انرژی و هزینه‌ی ابتدایی خریداری تجهیزات سیکل را به عنوان دو تابع هدف برای بهینه‌سازی دو هدفه سیکل رانکین آلی با سیال عامل R134a معرفی نموده و تحقیق خود را بر بهینه‌سازی سیکل با بیشینه کردن بازده انرژی و کمینه کردن هزینه اولیه متمرکز نمودند. آن‌ها فشار و دمای ورودی توربین، اختلاف دمای پینچ و اختلاف دما در کندانسور را به عنوان پارامترهای طراحی در نظر گرفته و با تغییر پارامترهای طراحی ذکر شده، مقدار بهینه بازده انرژی و هزینه سرمایه‌گذاری را محاسبه نمودند. خلجانی و همکاران [11] یک سیکل ترکیبی توربین گاز و رانکین آلی به منظور تولید همزمان حرارت و قدرت را از منظر انرژی، انرژی و انرژی - اقتصادی مورد بررسی قرار دادند. در این سیکل، گاز اتلافی دما بالای خروجی از توربین گاز، ابتدا وارد مولد بخار شده و پس از تولید حرارت خروجی سیکل و کاهش دما به عنوان محرک سیکل رانکین آلی مورد استفاده قرار گرفت. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که بیشترین میزان تخریب انرژی به ترتیب در محفظه احتراق، مولد بخار و توربین گاز اتفاق می‌افتد. همچنین فاکتور انرژی - اقتصادی برای کل سیکل 10.59 درصد بدست آمد که حاکی از بالا بودن هزینه اتلاف و تخریب انرژی نسبت

مانند انرژی خورشیدی، انرژی زمین گرمایی، انرژی باد و همچنین انرژی گرمای اتلافی برای تولید الکتریسیته بسیار 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 دی‌اکسید کربن و در نتیجه حفظ محیط زیست می‌شود. در سیکل‌های گازی بزرگ که از سوخت‌های فسیلی و یا اتمی به عنوان محرک سیکل بهره می‌برند، به علت وجود گازهای اتلافی با دبی و دمای بالا (حدود 500 تا 600 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 [1,2]، اما در سیکل‌های گازی کوچک (معروف به میکروتوربین با توان خروجی حدود 500 کیلووات و کمتر و گازهای اتلافی خروجی با دمای بین 250 تا 300 درجه سلسیوس) به علت ملاحظات اقتصادی می‌توان از سیکل‌های دیگری نیز استفاده نمود [3]. طبق توصیه مراجع هنگامی که دمای محرک اتلافی حدوداً از 370 درجه سلسیوس کمتر باشد، استفاده از سیکل رانکین بخار از نظر اقتصادی به صرفه نیست و بهتر است از سیکل‌های دیگر مانند سیکل رانکین آلی، سیکل کالینا و سایر سیکل‌های بازیابی انرژی دما پایین استفاده نمود [4]. باید توجه داشت که بازده سیکل ترکیبی برای تون گازی - رانکین همواره از سیکل برای تون به تنهایی و یا سیکل رانکین به تنهایی بالاتر است [1,5]. همان‌طور که اشاره شد سیکل بخار، به علت ضعف‌هایی مثل اندازه‌ی 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 بازیابی گرمای اتلافی دما پایین لازم است. سیکل رانکین آلی یکی از بهترین و ارزان‌ترین سیکل‌ها برای بازیابی انرژی گرمایی دما پایین است. این سیکل به دلیل ساده بودن ساخت، تجهیزات قابل دسترس و بالا بودن انعطاف سیکل و ایمنی، برای بازیابی حرارت اتلافی دما پایین و دما متوسط یک انتخاب قابل اطمینان است [6,7]. با توجه به دلایل ذکر شده فوق و همچنین به دلیل این‌که دمای تجزیه سیالات آلی نسبتاً پایین است (حدود 200 تا 300 درجه سلسیوس) و دمای گازهای اتلافی خروجی توربین گاز بالا است (حدود 500 تا 600 درجه سلسیوس)، استفاده از این گرمای اتلافی دما بالا به طور مستقیم به عنوان محرک سیکل آلی به دلیل ناامن بودن سیستم و همچنین ایجاد تخریب انرژی بالا در اثر اختلاف دمای زیاد منبع گرمایی و سیال آلی در اواپراتور سیکل آلی، غیرمفید است. علاوه بر آن دمای گاز اتلافی خروجی از اواپراتور سیکل رانکین بخار در صورت استفاده از سیکل ترکیبی برای تون گازی - رانکین بخار، همچنان بالا بوده که باعث اتلاف انرژی 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 آلی معرفی می‌شود، به این صورت که گرمای گاز اتلافی دما بالا، ابتدا به عنوان محرک سیکل رانکین بخار مورد استفاده قرار گرفته و سپس جریان گاز کاهش دما یافته به عنوان محرک دما پایین سیکل رانکین آلی 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 بازیابی حرارتی دما بالا و همچنین سیکل رانکین آلی به عنوان بازیابی حرارتی دما پایین انجام شده است که در این تحقیقات، خصوصیات ترمودینامیکی سیکل‌ها مورد بررسی قرار گرفته و در

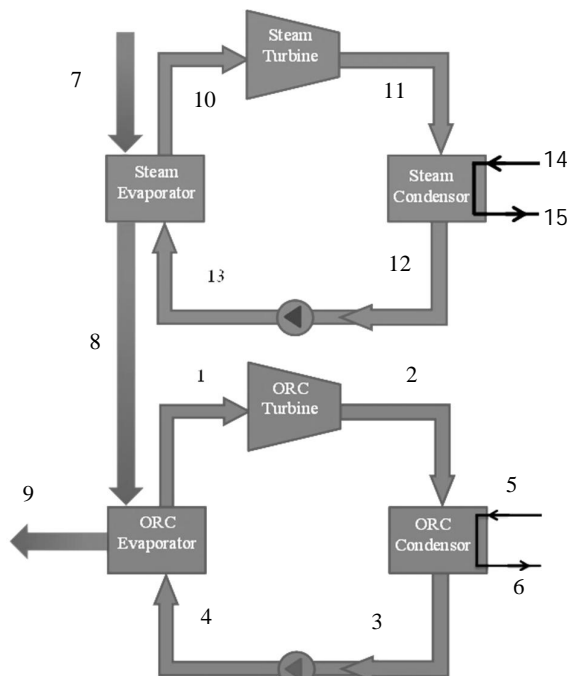


Fig.1 Schematic diagram of combined cycle

شکل 1 شماتیک پیکره‌بندی سیکل ترکیبی

4- 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.

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

6- پمپ و توربین بازده آیزونتروپیک مشخص دارند.

7- پمپ و توربین آدیاباتیک می‌باشند.

8- برای تحلیل اگزرژی، دما و فشار محیط به‌عنوان دما و فشار مرجع در نظر گرفته می‌شود.

همچنین مقادیر ابتدایی ورودی برای شبیه‌سازی سیکل ترکیبی مطابق جدول 1 می‌باشد [12-14].

3- تحلیل ترمودینامیکی

3-1- توازن جرم، انرژی و اگزرژی

به‌منظور تحلیل ترمودینامیکی سیستم معادلات توازن جرم، انرژی و اگزرژی برای اجزای مختلف مطابق روابط (1) تا (3) 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، زیرنویس i ، به‌ترتیب ورودی و خروجی از حجم کنترل و $\dot{E}x_D$ تخریب اگزرژی در هر جزء بوده $\dot{E}x_Q$ اگزرژی متناظر با انتقال حرارت، $\dot{E}x_W$ اگزرژی متناظر با کار و ex اگزرژی هر جریان بوده که از روابط (4) تا (6) بدست می‌آیند:

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

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

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

به هزینه سرمایه‌گذاری اولیه می‌باشد. در انتها 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 بار مختلف موتور پیشنهاد کردند، به این صورت که گاز اتلافی دما بالا ابتدا به عنوان محرک سیکل بالایی مورد استفاده قرار گرفته و پس از کاهش دما به عنوان محرک سیکل پایینی عمل می‌کند. در سیکل پایینی علاوه بر این گاز اتلافی، دفع گرمای کندانسور سیکل بالا نیز به‌عنوان محرک مورد استفاده قرار می‌گیرد. نتایج نشان داد که بیشینه قدرت خروجی و بازده اگزرژی با استفاده از سیال عامل R1234yf و در دمای 570 کلوین برای اواپراتور بالایی و 343 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 اگزرژی-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، به‌منظور محاسبه مساحت موردنیاز مبدل‌های حرارتی در سیکل آلی، از فرض ساده کننده ثابت گرفتن ضریب کلی انتقال حرارت استفاده شده است، اما در این تحقیق، مبدل حرارتی مورد استفاده با استفاده روابط مربوط به جریب‌ات 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.

2- سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی

طرح شماتیکی سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی در "شکل 1" قابل مشاهده است.

همان‌طور 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 محرک خروجی از سیکل گازی، دمای اواپراتور سیکل بخار و اختلاف دمای پینچ در اواپراتور سیکل بخار، به‌عنوان محرک 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 محرک خروجی از سیکل رانکین بخار و ورودی به سیکل رانکین آلی و با فرض کار کردن سیکل آلی زیر فشار بحرانی سیال عامل، جهت افزایش هماهنگی دمایی در اواپراتور سیکل آلی (و کاهش بازگشت ناپذیری) با داشتن دمای بحرانی 152 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 [9,12]:

1- سیستم در حالت پایا کار می‌کند.

2- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در اجزای مختلف صرف‌نظر می‌شود.

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

که I_h و I_c به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابجایی برای طرف گرم و طرف سرد، $thickness_{plate}$ ضخامت صفحه و k_{plate} رسانندگی گرمایی صفحه است. به منظور بدست آوردن I برای هر دو طرف سرد و گرم می‌توان از رابطه (12) استفاده کرد:

$$I = \frac{k Nu}{D_h} \quad (12)$$

که در آن k رسانش گرمایی سیال، D_h قطر هیدرولیکی کانال سیال و Nu عدد نوسلت بوده که برای هر دو سیال گرم و سرد در ناحیه تک فازی از رابطه (13) به‌دست می‌آید [10]:

$$Nu = 0.724 \left(6 \frac{\beta}{\pi}\right)^{0.646} Re^{0.583} Pr^{0.33} \quad (13)$$

که Re و Pr به‌ترتیب عدد رینولدز و عدد پرانتل و زاویه β از خصوصیات هندسی مبدل حرارتی صفحه‌ای می‌باشد.

برای انجام محاسبات ترمودینامیکی در ناحیه دو فازی، فرآیند انتقال حرارت در این ناحیه به زیر بخش‌های کوچک با نرخ انتقال حرارت یکسان \dot{Q}_i تقسیم می‌شود. سپس سایر خصوصیات سیال با داشتن مقدار انتالپی و فشار سیال قابل محاسبه است [16,10]. نرخ انتقال حرارت در ناحیه دو فازی نیز از رابطه‌ی (14) به‌دست می‌آید:

$$\dot{Q}_i = U_i A_i \Delta T_i \quad (14)$$

که U_i ضریب انتقال حرارت کلی برای هر زیر بخش، A_i مساحت هر زیر بخش و ΔT_i اختلاف دمای لگاریتمی بین دو طرف سرد و گرم در هر زیر بخش می‌باشد. در قسمت‌های قبل، روابط موردنیاز برای محاسبه‌ی $I_{h,i}$ و $I_{c,i}$ برای ناحیه تک فازی در کندانسور و اواپراتور ارائه شد. تنها تفاوت در این قسمت در تعریف عدد نوسلت در ناحیه‌ی دو فازی است که برای کندانسور و اواپراتور در رابطه‌های (15) و (16) آمده است [10]:

$$Nu_{i,twoph,con} = 4.118 Re_{eq,i}^{0.4} Pr_1^{0.33} \quad (15)$$

$$Nu_{i,twoph,eva} = 1.926 Pr_1^{0.33} Bo_{eq,i}^{0.3} Re_{eq,i}^{0.5} \left[1 - x_{m,i} + x_{m,i} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.5}\right] \quad (16)$$

که در روابط فوق، زیرنویس 1 و ۷ به ترتیب مربوط به مایع و بخار اشباع، x_i کیفیت در هر زیر قسمت، ρ چگالی و $Re_{eq,i}$ و $Bo_{eq,i}$ نیز به ترتیب عدد رینولدز و جوشش معادل بوده که از روابط (17) و (18) به‌دست می‌آیند [10]:

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

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

که q ، h_{fg} و $G_{eq,i}$ و μ_l به‌ترتیب میانگین شار دیواره‌ای، اختلاف انتالپی بخار و مایع اشباع، سرعت جرمی معادل سیال در کانال و ویسکوزیته مایع اشباع است و $G_{eq,i}$ نیز از رابطه‌ی (19) محاسبه می‌گردد [10]:

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

که G ، سرعت جرمی سیال در کانال صفحه می‌باشد. در نهایت مساحت موردنیاز به‌منظور انتقال حرارت در هر زیر بخش، با معلوم بودن موارد دیگر از رابطه (14) محاسبه شده و مساحت مبدل حرارتی در ناحیه دو فازی از جمع بستن مساحت زیر بخش‌ها محاسبه می‌گردد. سپس مساحت کلی مبدل حرارتی از مجموع مساحت مبدل در ناحیه دو فازی و تک فازی بدست می‌آید.

که زیرنویس 0 مربوط به خواص در دما و فشار محیط بوده و ex_{ph} و ex_{ch} به ترتیب، اگزرژی فیزیکی و شیمیایی هستند که به‌صورت روابط (7) و (8) تعریف می‌شوند [15]:

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

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

که در رابطه (8)، x_i و ex_i^{ch} به ترتیب، کسر مولی و اگزرژی شیمیایی استاندارد هر جزء می‌باشند. همچنین به منظور سنجش حقیقی کارآرایی هر جز در سیکل ترکیبی بازده اگزرژی مطابق رابطه (9) تعریف می‌گردد [15]:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_P}{\dot{E}x_F} = 1 - \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_F} \quad (9)$$

که $\dot{E}x_P$ و $\dot{E}x_F$ به ترتیب مربوط به جریان اگزرژی محصول و سوخت هر جزء می‌باشند. سوخت اگزرژی بیانگر منابعی است که محرک جزء بوده و در نهایت محصول را تولید می‌کند و محصول اگزرژی، جریان اگزرژی مفید حاصله از یک دستگاه است که مربوط به محصول ترمودینامیکی دستگاه می‌باشد.

2-3- مبدل حرارتی صفحه‌ای

در این تحقیق برای شبیه‌سازی مبدل‌های حرارتی در سیکل رانکین آلی به دلیل بازده مناسب و ساختار ساده از مبدل حرارتی صفحه‌ای استفاده می‌شود. نرخ انتقال حرارت در ناحیه‌ی تک فازی اواپراتور و کندانسور به‌صورت رابطه (10) محاسبه می‌شود:

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

که U ضریب کلی انتقال حرارت، A مساحت سطح مبدل و ΔT_{lmtD} اختلاف دمای لگاریتمی بین طرف سرد و گرم است. ضریب انتقال حرارت کلی به‌صورت رابطه‌ی (11) در مبدل حرارتی صفحه‌ای تعریف می‌شود [10]:

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

جدول 1 مقادیر ابتدایی ورودی به منظور شبیه‌سازی

مقدار	توضیح	نماد
20	دمای محیط	t_0 (°C)
101	فشار محیط	p_0 (kPa)
540	دمای گاز اتلافی ورودی	t_{15} (°C)
104	فشار گاز اتلافی ورودی	p_{15} (kPa)
500	دبی گاز اتلافی ورودی	\dot{m}_{gas} (kg/s)
290	دمای اواپراتور سیکل بخار	$t_{st,eva}$ (°C)
5	اختلاف دمای پینچ اواپراتور سیکل بخار	$\Delta T_{pinch,st,eva}$
5	اختلاف دمای پینچ کندانسور سیکل بخار	$\Delta T_{pinch,st,con}$
200	اختلاف دمای فوق گرم اواپراتور سیکل بخار	$\Delta T_{sup,st,eva}$
20	دمای آب خنک ورودی کندانسور سیکل بخار و آلی	t_{20}, t_5 (°C)
10	فشار کندانسور سیکل بخار	p_{11} (kPa)
0.85	بازده آیزونتروپیک پمپ سیکل بخار و آلی	η_p
0.8	بازده آیزونتروپیک توربین سیکل بخار و آلی	η_{tur}
110	دمای اواپراتور سیکل آلی	$t_{of,eva}$ (°C)
5	اختلاف دمای فوق گرم اواپراتور سیکل رانکین آلی	$\Delta T_{sup,of,eva}$
5	اختلاف دمای پینچ اواپراتور سیکل رانکین آلی	$\Delta T_{pinch,of,eva}$
5	اختلاف دمای پینچ کندانسور سیکل رانکین آلی	$\Delta T_{pinch,of,con}$
35	دمای کندانسور سیکل رانکین آلی	t_3 (°C)

4- تحلیل انرژی - اقتصادی

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

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

در رابطه فوق، c هزینه واحد انرژی و \dot{Z}_k نرخ هزینه برای جزء k ام 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، φ ضریب مربوط به هزینه عملکرد و نگهداری جزء، N تعداد ساعات 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 i نرخ سود سرمایه برابر با 12 درصد و n تعداد سال‌های عملکرد سیستم برابر با 20 سال می‌باشد. همچنین $\varphi = 1.06$ و $N = 7000h$ در نظر گرفته می‌شود [12]. در این تحقیق از روابط ارائه شده در مرجع [2] برای به دست آوردن قیمت ابتدایی اجزای سیکل بخار، از روابط مرجع [12] برای به دست آوردن قیمت پمپ و توربین سیکل آلی و از روابط مرجع [10] برای به دست آوردن قیمت اواپراتور و کندانسور سیکل آلی استفاده شده است.

روابط بالاس 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 انرژی تمام جریان‌ها محاسبه می‌شود [17]. معادلات اصلی و کمکی مربوط به تحلیل انرژی - اقتصادی اجزای مختلف سیکل ترکیبی تحقیق حاضر در جدول 2 آمده است [18,17,12].

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

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

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

جدول 2 توازن هزینه و معادلات کمکی به منظور تحلیل انرژی - اقتصادی

جزء	رابطه اصلی	رابطه کمکی
اواپراتور بخار	$\dot{C}_8 + \dot{C}_{10} = \dot{C}_7 + \dot{C}_{13} + \dot{Z}_{st,eva}$	$c_7 = c_8$ $c_7 = 23.59 \left(\frac{\$}{GJ}\right)$
توربین بخار	$\dot{C}_{11} + c_{el,2} \dot{W}_{st,tur} = \dot{C}_{10} + \dot{Z}_{st,tur}$	$c_{10} = c_{11}$
پمپ بخار	$\dot{C}_{13} = \dot{C}_{12} + c_{el,2} \dot{W}_{st,p} + \dot{Z}_{st,p}$	
کندانسور بخار	$\dot{C}_{12} + \dot{C}_{15} = \dot{C}_{11} + \dot{C}_{14} + \dot{Z}_{st,con}$	$c_{11} = c_{12}$ $c_{14} = 0$
اواپراتور آلی	$\dot{C}_9 + \dot{C}_1 = \dot{C}_8 + \dot{C}_4 + \dot{Z}_{of,eva}$	$c_7 = c_8$
توربین آلی	$\dot{C}_2 + c_{el,1} \dot{W}_{of,tur} = \dot{C}_1 + \dot{Z}_{of,tur}$	$c_1 = c_2$
پمپ آلی	$\dot{C}_4 = \dot{C}_3 + c_{el,1} \dot{W}_{of,p} + \dot{Z}_{of,p}$	
کندانسور آلی	$\dot{C}_6 + \dot{C}_3 = \dot{C}_2 + \dot{C}_5 + \dot{Z}_{of,con}$	$c_2 = c_3$ $c_5 = 0$

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

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

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

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

5- پارامترهای خروجی

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

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

$$\eta_{ex,tot} = \frac{\dot{W}_{st,tur} - \dot{W}_{st,p} + \dot{W}_{of,tur} - \dot{W}_{of,p}}{\dot{E}x_7} \quad (28)$$

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

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

6- نتایج

6-1- نتایج حالت پایه

کلیه معادلات پایستگی جرم و انرژی و روابط برگشت‌ناپذیری، همچنین روابط مربوط به تحلیل انرژی - اقتصادی در اجزای مختلف سیکل ترکیبی به وسیله نرم‌افزار EES شبیه‌سازی می‌شود. 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 انرژی نقاط مختلف سیکل رانکین آلی شبیه‌سازی شده در این تحقیق با سیکل رانکین آلی 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 محرک هلیوم و سیال عامل سیکل آلی 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 انرژی، مقادیر خروجی مربوط به نرخ انرژی و انرژی‌های اجزای مختلف سیکل و همچنین بازده انرژی اجزای مختلف سیکل در جدول 4 آمده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود بیشترین میزان تخریب انرژی سیکل بخار در اواپراتور سیکل بخار و بیشترین میزان تخریب انرژی سیکل آلی نیز در اواپراتور سیکل آلی روی می‌دهد که به دلیل اختلاف دمای محرک و سیال عامل در سیکل می‌باشد و بیشترین و کمترین مقدار بازده انرژی در سیکل بخار و آلی به ترتیب متعلق به پمپ و کندانسور می‌باشد [12,11]. همچنین در حالت پایه، بازده انرژی و انرژی سیکل ترکیبی به ترتیب 0.2782 و 0.5279 بوده و مقدار کار خروجی و بازگشت‌ناپذیری کلی نیز به ترتیب 71401 کیلووات و 43616 کیلووات می‌باشند.

جدول 5 نتایج اگزرژی - اقتصادی سیکل ترکیبی

$f(\%)$	$\dot{Z} (\frac{\$}{h})$	$\dot{C}_D (\frac{\$}{h})$	$C_p (\frac{\$}{GJ})$	$C_F (\frac{\$}{GJ})$	دستگاه
سیکل بخار					
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 آلی					
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

اگزرژی - 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 تخریب اگزرژی می‌باشد. در نتیجه به کار بردن اجزای با قیمت بالاتر که منجر به کاهش هزینه تخریب اگزرژی و افزایش هزینه ابتدایی سیستم می‌شود، عملکرد سیستم را از منظر اگزرژی - اقتصادی بهبود می‌بخشد [12,11].

2-6- 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، اگزرژی و اگزرژی - اقتصادی بررسی می‌کنیم. دقت شود که به منظور تحلیل پارامتری، تنها پارامتر موردنظر در بازه در نظر گرفته شده تغییر کرده و بقیه موارد ورودی سیکل ترکیبی در حالت پایه مطابق جدول 1 ثابت می‌مانند.

"شکل 2" نشان‌دهنده تغییرات مولفه‌های ترمودینامیکی سیستم برحسب افزایش دمای اوپراتور بخار در بازه 260 تا 320 درجه سلسیوس است. همان‌طور که دیده می‌شود با افزایش دمای اوپراتور بخار، کار نهایی خروجی سیستم افزایش می‌یابد. در واقع افزایش دمای اوپراتور بخار، افزایش اختلاف آنتالپی سیال عامل در اوپراتور و با ثابت ماندن دمای محرک ورودی و اختلاف دمای پینچ در اوپراتور بخار، افزایش دمای محرک خروجی و در نتیجه کاهش اختلاف آنتالپی گاز محرک را در پی دارد که باعث کاهش دبی بخار در سیکل رانکین بخار می‌شود. از طرف دیگر به علت افزایش دمای بخار ورودی به توربین، اختلاف آنتالپی در توربین افزایش می‌یابد که اثر این افزایش اختلاف آنتالپی بیشتر از اثر کاهش دبی بخار است و در نهایت کار توربین بخار افزایش می‌یابد. در سیکل آلی نیز، ثابت ماندن اختلاف دمای پینچ و افزایش دمای محرک خروجی از اوپراتور سیکل بخار و ورودی به اوپراتور سیکل آلی، باعث افزایش اختلاف آنتالپی جریان گاز اتلافی ورودی و خروجی به اوپراتور سیکل آلی شده که با ثابت ماندن اختلاف آنتالپی اوپراتور سیکل آلی، افزایش دبی سیال آلی را سبب می‌شود و همین مسئله باعث افزایش کار توربین سیکل آلی می‌شود. در نتیجه کار نهایی خروجی نیز که جمع کار خروجی سیکل آلی و کار خروجی سیکل بخار است، افزایش می‌یابد. از طرف دیگر "شکل 2" نشان می‌دهد که بازه انرژی سیستم با افزایش دمای اوپراتور سیکل بخار افزایش قابل توجهی ندارد. در محاسبه بازه انرژی همان‌طور که پیشتر بیان شد، صورت کسر کار کل خروجی

در انتها جدول 5 نشان‌دهنده نتایج اگزرژی - اقتصادی برای سیکل ترکیبی است. از جدول 5 پیداست که اوپراتور، توربین و کندانسور بخار باید بیشتر از سایر اجزا از منظر اگزرژی - اقتصادی مورد توجه قرار بگیرند چون بیشترین مقدار $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$ متعلق به این اجزا می‌باشد [19,12]. همچنین همان‌طور از جدول پیداست اجزای ذکر شده کمترین مقدار فاکتور اگزرژی - اقتصادی و بیشترین مقدار قیمت متناظر با تخریب اگزرژی را نیز دارا می‌باشند. مقادیر به دست آمده برای اجزای ذکر شده به این معنی است که قیمت تخریب اگزرژی بر قیمت ابتدایی غالب بوده که باعث کاهش فاکتور اگزرژی - اقتصادی می‌شود. در مورد چنین اجزایی در سیکل، افزایش قیمت ابتدایی به منظور کاهش مقدار تخریب اگزرژی 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 آلی و بخار عملکرد پمپ تاثیر چندانی بر روی عملکرد اگزرژی اقتصادی سیکل ندارد چون کمترین میزان $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$ 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 آلی 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 اگزرژی - 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 آلی دارد. در انتها قابل ذکر است که مقدار کلی فاکتور

جدول 3 صحت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی حاضر

شماره	ماده	\dot{E}_x (kW) تحقیق حاضر	\dot{E}_x (kW) مرجع [12]
1	R123	22655	22585
2	R123	5922	5861
3	R123	300.5	295.9
4	R123	570.6	565.8
5	آب	0	0
6	آب	967.5	927.1
8	هلیوم	602904	605934
9	هلیوم	571464	574557

جدول 4 نتایج انرژی و اگزرژی سیکل ترکیبی

دستگاه	\dot{Q}_k (kW)	\dot{E}_{x_f} (kW)	\dot{E}_{x_p} (kW)	\dot{E}_{x_D} (kW)	$\eta_{ex}(\%)$
سیکل بخار					
اوپراتور	211835	109597	93180	16417	85.02
توربین	66540	81822	66540	15282	81.32
پمپ	588.1	588.1	506.4	81.7	86.11
کندانسور	145884	11865	5013	6852	42.25
ر					
سیکل آلی					
اوپراتور	44798	11204	8908	2297	79.5
توربین	5760	7032	5760	1272	81.91
پمپ	310.6	310.6	266	44.6	85.62
کندانسور	39349	2142	771.6	1370.4	36.03

همان‌طور که در "شکل 3" مشاهده می‌شود، بازده انرژی و اگزرژی سیستم هم با افزایش اختلاف دمای پینچ اواپراتور بخار کاهش می‌یابد. در این حالت با کاهش نرخ حرارتی ورودی به اواپراتور سیکل بخار و افزایش نرخ گرمایی ورودی به اواپراتور 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 اواپراتور سیکل بخار، افزایش می‌یابد. در واقع هر چند تخریب اگزرژی 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 محرک خروجی از اواپراتور، کاهش نرخ حرارت ورودی به اواپراتور و کاهش اختلاف آنتالپی در توربین سیکل بخار می‌گردد که کاهش همزمان نرخ حرارت ورودی به اواپراتور و کاهش اختلاف آنتالپی سیال عامل در اواپراتور 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 محرک 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 اواپراتور سیکل بخار و افزایش نرخ حرارت ورودی به اواپراتور 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 متناقض 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 اواپراتور بخار است. همان‌طور که دیده می‌شود، با افزایش دمای اواپراتور 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 اواپراتور 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 اواپراتور بخار و به تبع آن کاهش نرخ انتقال حرارت در کندانسور بخار نرخ هزینه اولیه آن نیز کاهش می‌یابد. همچنین نرخ هزینه اولیه اواپراتور 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 اواپراتور بخار، نرخ حرارت ورودی به اواپراتور سیکل بخار کاهش و نرخ حرارت ورودی به اواپراتور 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 بازدهی انرژی سیستم، اثر متناقضی بر هم نهاده و باعث عدم تغییر واضح در بازده انرژی می‌شود. بر خلاف بازدهی انرژی، بازدهی اگزرژی با افزایش دمای اواپراتور 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 اواپراتور بخار، کاهش می‌یابد. در سیکل بخار، تخریب اگزرژی در اواپراتور و کندانسور کاهش می‌یابد. اما در توربین بخار، این مقدار به علت زیاد شدن اختلاف آنتروپی، 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 اواپراتور 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 اواپراتور بخار کار کلی خروجی سیستم کاهش پیدا می‌کند. در این مورد با افزایش دمای پینچ، دمای گاز اتلافی خروجی از اواپراتور سیکل بخار افزایش می‌یابد که با ثابت ماندن دمای گاز ورودی، کاهش نرخ گرمایی ورودی به اواپراتور 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 محرک ورودی به اواپراتور سیکل آلی با ثابت ماندن اختلاف دمای پینچ، همان‌طور که پیشتر گفته شد، افزایش نرخ گرمای 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

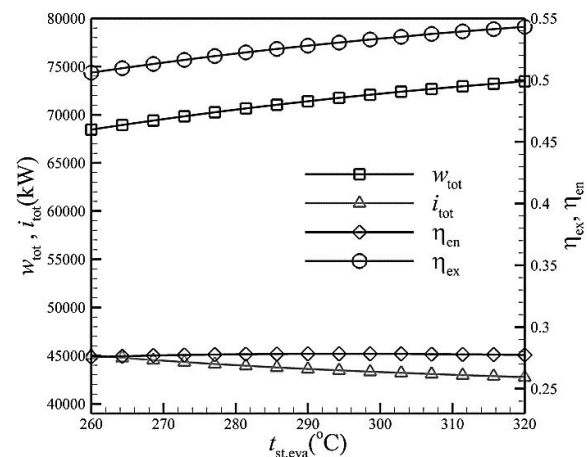


Fig. 2 Effect of steam evaporator temp on energy and exergy efficiency and exergy destruction

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

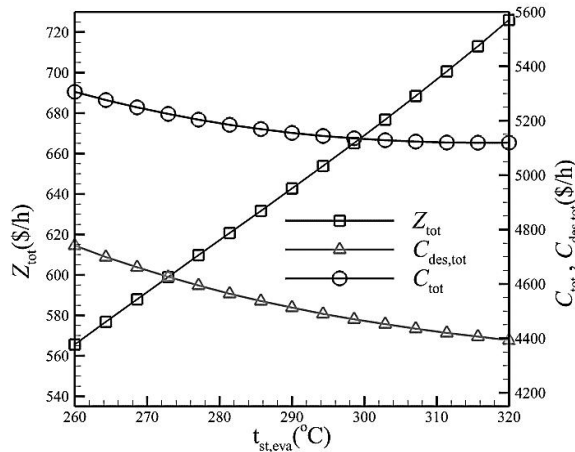


Fig. 5 Effect of steam evaporator temp on investment cost rate and exergy destruction cost rate and total cost rate

شکل 5 اثر دمای اواپراتور بخار بر نرخ هزینه ابتدایی و نرخ هزینه تخریب اگزرژی 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 6" مشخص است، نرخ هزینه متناظر با تخریب اگزرژی، با افزایش اختلاف دمای پینچ در اواپراتور 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 محرک و کاهش نرخ انتقال گرما در اواپراتور و به طبع آن افزایش بازگشت‌ناپذیری در این جزء باعث افزایش هزینه تخریب اگزرژی در اواپراتور 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 اگزرژی 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، بدیهی است.

"شکل 7" نشان دهنده‌ی اثر تغییرات فشار کندانسور سیکل بخار بر مولفه‌های اقتصادی سیستم است. همان‌طور که از شکل مشخص است نرخ 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 اواپراتور بخار در اثر تاثیر متناقض 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 7" مشخص است نرخ هزینه مرتبط با تخریب اگزرژی با افزایش فشار کندانسور بخار افزایش می‌یابد. در این حالت، نرخ هزینه تخریب اگزرژی در سیکل آلی به دلیل افزایش دبی و به تبع آن افزایش بازگشت ناپذیری اثر غالب را داشته که افزایش هزینه تخریب اگزرژی

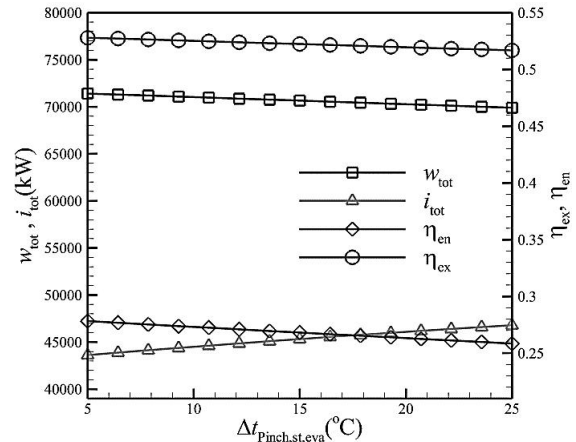


Fig. 3 Effect of steam evaporator pinch temp on energy and exergy efficiency and exergy destruction

شکل 3 اثر اختلاف دمای پینچ اواپراتور بخار بر روی بازده انرژی و اگزرژی و تخریب اگزرژی

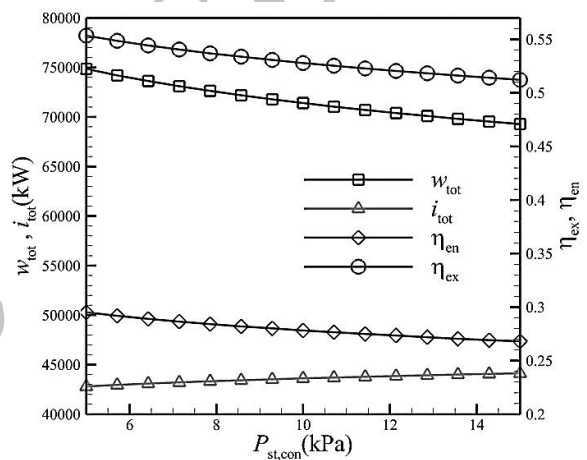


Fig. 4 Effect of steam condenser temp on energy and exergy efficiency and exergy destruction

شکل 4 اثر دمای کندانسور بخار بر روی بازده انرژی و اگزرژی و تخریب اگزرژی

افزایش دمای خروجی از اواپراتور، افزایش نرخ انتقال حرارت و غیره افزایش می‌یابد. در نهایت نرخ هزینه اولیه مربوط به سیکل بخار با بر هم کنش 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 اواپراتور سیکل بخار، تخریب اگزرژی کلی سیستم کاهش می‌یابد، در نتیجه همان‌طور که در "شکل 5" نیز مشخص است، نرخ هزینه مرتبط با تخریب اگزرژی نیز کاهش می‌یابد. در نهایت نرخ هزینه کلی سیستم که برابر با مجموع نرخ هزینه ابتدایی تجهیزات به‌علاوه نرخ هزینه ناشی از تخریب اگزرژی است، کاهش می‌یابد که نشان دهنده این مطلب است که کاهش نرخ هزینه مرتبط با تخریب اگزرژی در سیستم اثر غالب را دارد.

"شکل 6" اثر تغییرات اختلاف دمای پینچ اواپراتور سیکل بخار را بر روی مولفه‌های اقتصادی سیکل نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشخص است با افزایش اختلاف دمای پینچ اواپراتور بخار نرخ هزینه‌های اولیه

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

8- مراجع

- [1] P. Ahmadi, I. Dincer, Thermodynamic analysis and thermo-economic 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. Bahloul, 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-Sulaiman, 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. Heidarnajad, 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.

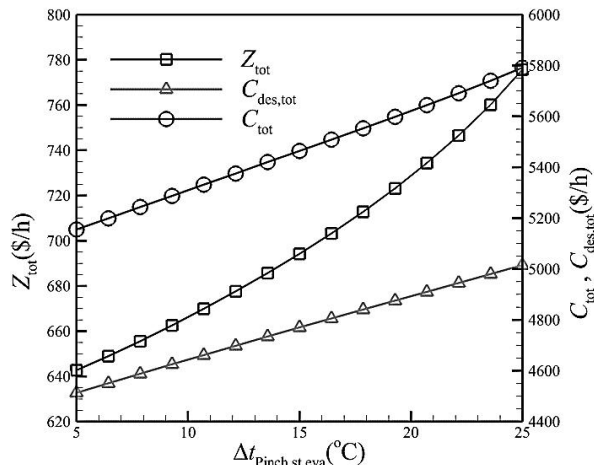


Fig. 6 Effect of steam evaporator pinch temp on investment cost rate and exergy destruction cost rate and total cost rate

شکل 6 اثر دمای پینچ اواپراتور بخار بر نرخ هزینه ابتدایی و نرخ هزینه تخریب اگزرژی و نرخ هزینه کلی

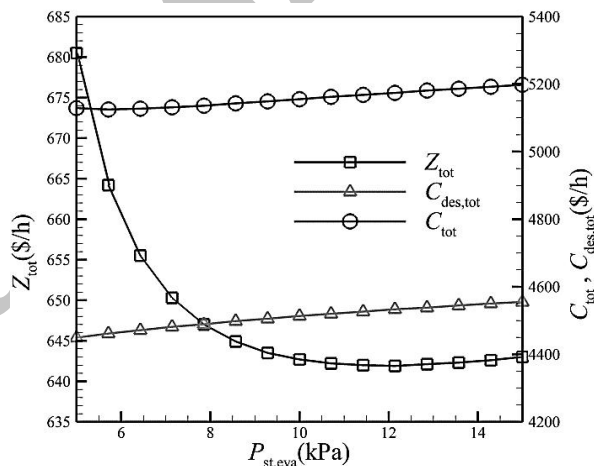


Fig. 7 Effect of steam condenser temp on investment cost rate and exergy destruction cost rate and total cost rate

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

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

7- نتیجه گیری

در این تحقیق ابتدا سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی با محرک گازهای اتلافی خروجی توربین گازی شبیه‌سازی شده، و سپس تاثیر تغییر پارامترهای مختلف بر روی عملکرد سیستم از منظر انرژی، اگزرژی و اگزرژی - اقتصادی بررسی می‌گردد. مقادیر بازده انرژی و اگزرژی به ترتیب 0.2782 و 0.5279 و کار کلی و بازگشت ناپذیری کلی به ترتیب 71401 کیلووات و 43616 کیلووات در حالت ورودی پایه به‌دست آمدند و اواپراتور، توربین و کندانسور سیکل بخار به‌عنوان اجزایی معرفی شدند که باید از منظر اگزرژی - اقتصادی مورد توجه قرار بگیرند. در انتها تحلیلی پارامتری به‌منظور