مجله مهندسی مکانیک مدرس، اسفند 1395، دوره 16، شماره 12، ص‌ص 733-744

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بررسی عملکرد اگزرژی- اقتصادی سیکل رانکین بازیاب آب-آمونیاک با محرک انرژی خورشیدی و دفع حرارت به گاز طبیعی

کورش جواهرده[1*]، حامد حبیبی[2]، محمد ذوقی[3]

1- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت
2- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه گیلان، رشت
3- دانش آموخته کارشناسی ارشد، دانشگاه گیلان، رشت
* رشت، صندوق پستی 1841، javaherdeh@guilan.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 29 شهریور 1395
پذیرش: 14 آذر 1395
ارائه در سایت: 11 دی 1395

کلید واژگان:
انرژی خورشیدی
سیکل رانکین آلی آب-آمونیاک
سیکل گاز طبیعی
اگزرژی
اگزرژی- اقتصادی

چکیده

در این تحقیق سیکل رانکین بازیاب آب- آمونیاک با محرک انرژی خورشیدی و دفع گرما به گاز طبیعی مایع شده در کندانسور، از منظر انرژی، اگزرژی و اگزرژی- اقتصادی شبیه‌سازی می‌شود. به منظور عملکرد سیکل در شرایط برقراری نقطه پینچ از یک روش نسبتاً جدید استفاده شده است که منجر به بهبود عملکرد ترمودینامیکی و افزایش توان خروجی سیستم می‌شود. همچنین با بکار بردن روابط جزییات انتقال حرارتی مربوط به مبدل حرارتی پوسته و لوله، مبدل‌های حرارتی شبیه‌سازی می‌شوند. نتایج حالت پایه نشان دهنده عملکرد مناسب سیکل گاز طبیعی از منظر ترمودینامیکی و اگزرژی-اقتصادی بوده و اهمیت به کارگیری سیکل گاز طبیعی را مشخص می‌سازد. کلکتور خورشیدی و کندانسور سیکل آب-آمونیاک نیز به عنوان اجزایی معرفی می‌شوند که باید بیشتر از سایر اجزا از منظر اگزرژی- اقتصادی مورد توجه قرار گیرند، چون بیشترین مقدار نرخ هزینه متعلق به این اجزا می‌باشد. نتایج تحلیل پارامتری نشان می‌دهد که در فشارهای بالای ورودی توربین آب-آمونیاک بازده اگزرژی و نرخ هزینه کلی سیستم مقادیر مناسب‌تری دارند در حالی که توان خالص خروجی سیستم رو به کاهش است. همچنین تغییرات پارامترهای خروجی با تغییر کسر جرمی آمونیاک دارای روند پیچیده‌ای می‌باشد. در نهایت با افزایش اختلاف دمای پینچ در مبدل‌های حرارتی میزان افت عملکرد ترمودینامیکی سیستم بیشتر از میزان بهبود عملکرد اقتصادی سیستم می‌باشد.

Exergoeconomic performance analysis of ammonia-water regenerative Rankine cycle driven by solar energy with LNG as its heat sink

Koroush Javaherdeh*, Hamed Habibi, 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 19 September 2016
Accepted 04 December 2016
Available Online 31 December 2016

Keywords:
Solar Energy
Ammonia-Water Rankine cycle
LNG cycle
Exergy
Exergoeconomic

ABSTRACT

In this research, ammonia-water regenerative Rankine cycle driven by solar energy with LNG as its heat sink in condenser is simulated from the energy, exergy and exergoeconomic viewpoints. A relatively new method is used for cycle to perform in pinch point condition which causes improvement in the thermodynamic performance and output power of the system. Also, heat exchangers are simulated by using heat transfer correlations of shell and tube heat exchanger in detail. The results of base condition show the suitable performance of natural gas cycle from the thermodynamic and exergoeconomic points of view and illustrate the importance of using the natural gas cycle. Solar collector and condenser of ammonia-water cycle, because of their high cost values, are introduced as the components that should be further considered from the exergoeconomic viewpoint. The parametric analysis results show that in high inlet pressure of ammonia-water turbine the exergy efficiency and the total cost rate of the system have more suitable values while the net output power of the system decreases. Also, by changing the ammonia mass fraction, change of output parameters has a complicated pattern. Finally, by increasing the pinch temperature difference in heat exchangers the decreased amount of the system's thermodynamic performance is more than the amount of the system's economical performance improvement.

1- مقدمه

در سال‌های اخیر استفاده فزاینده از سوخت‌های فسیلی مشکلات زیست محیطی فراوانی مانند آلودگی شهرها، تخریب لایه اوزون، باران‌های اسیدی و 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 مانند انرژی خورشیدی، انرژی زمین گرمایی، انرژی باد و همچنین انرژی

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:
K. Javaherdeh, H. Habibi, M. Zoghi, Exergoeconomic performance analysis of ammonia-water regenerative Rankine cycle driven by solar energy with LNG as its heat sink, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 12, pp. 733-744, 2016 (in Persian)

گرمای اتلافی برای تولید الکتریسیته بسیار مورد توجه قرار گرفته است. به منظور استفاده از انرژی گرمایی خورشید، کلکتور خورشیدی سهموی خطی به دلیل بازده بالا و قیمت مناسب نسبت به انواع کلکتورهای خورشیدی، یکی از بهترین تجهیزات انتقال انرژی خورشیدی به سیال دما متوسط و یا دما بالا بوده [1] که تحقیقات مختلفی در مورد بررسی عملکرد آن منتشر شده و به عنوان محرک سیکل‌های مختلف تولید قدرت بخار [2]، رانکین آلی [3]، سیکل کالینا [4] و همچنین سیکل‌های تولید برودت و سیکل‌های محرک همزمان سوخت فسیلی و انرژی خورشیدی [5] مورد استفاده قرار گرفته است.

سیکل رانکین آلی یکی از نویددهنده‌ترین تکنولوژی‌های تبدیل انرژی اتلافی دما پایین و دما متوسط به انرژی الکتریکی می‌باشد، بنابراین توجه بسیاری از محققان به این تکنولوژی جلب شده و تحقیقات بسیاری در مورد انتخاب سیال آلی و بهینه‌سازی پارامتری سیکل رانکین آلی انجام شده است. از سوی دیگر مشکل اصلی استفاده از سیکل رانکین آلی، بازده انرژی کم، محدودیت راه‌های موجود برای افزایش کار خروجی، انتخاب سیال آلی مناسب، اثر روی محیط اطراف و هماهنگی دمای اجزای سیکل با دمای منبع و چاه گرمایی می‌باشد [6]. همچنین تاکنون پیکره‌بندی‌های مختلفی راجع به سیکل رانکین آلی شامل سیکل آلی با پیش گرم کن میانی [7]، سیکل بازیابی [8]، سیکل با دو اواپراتور [9]، سیکل همراه با اجکتور [10] و غیره معرفی شده است.

استفاده از سیال عامل تک جزیی متداول با دمای تغییر فاز ثابت به دلیل عدم هماهنگی دمایی بین سیال بیرونی و سیال عامل، عامل اصلی تخریب اگزرژی در اواپراتور و کندانسور سیکل رانکین آلی می‌باشد. به منظور رفع این مشکل راه‌های مختلف از جمله استفاده از سیال عامل دو جزیی با دمای تغییر فاز متغیر، افزایش فشار تا بالای فشار بحرانی سیال عامل، استفاده از سیکل سه گانه رانکین آلی و همچنین استفاده از سیکل تک تبخیره رانکین آلی پیشنهاد شده است [11]. در این تحقیق از مخلوط آب- آمونیاک به عنوان سیال عامل در سیکل رانکین آلی استفاده می‌شود. سیال عامل دوجزیی آب- آمونیاک برخلاف سیالات تک جزیی، دارای دمای تغییر فاز متغیر می‌باشد که باعث هماهنگی دمایی در اواپراتور و کندانسور سیکل رانکین آلی بین منبع حرارتی و سیال عامل در اواپراتور (و یا چاه حرارتی و سیال عامل در کندانسور) و در نتیجه کاهش برگشت ناپذیری‌های متناظر با اختلاف دما در مبدل حرارتی می‌گردد [12].

با استفاده از سیالات آلی تک جزیی متداول در سیکل رانکین، اختلاف دمای کمینه (اختلاف دمای پینچ) در اواپراتور سیکل آلی بین دو جریان گرم و سرد همواره در نقطه مایع اشباع سیال آلی رخ می‌دهد، اما در اثر استفاده از سیال عامل دو جزیی آب- آمونیاک در سیکل آلی، موقعیت اختلاف دمای کمینه در اواپراتور با تغییر فشار و خصوصا تغییر درصد جرمی آمونیاک تغییر کرده و ممکن است در مکانی بین مایع اشباع و بخار اشباع رخ دهد [13]. این قضیه در مبدل حرارتی بازیاب سیکل آب- آمونیاک، به دلیل اینکه هر دو سیال گرم و سرد، آب- آمونیاک می‌باشند، آن‌طور که در مرجع [14] ذکر شده الگویی به مراتب پیچیده‌تر داشته که تعیین مکان دقیق اختلاف دمای پینچ را دشوار می‌نماید. از آنجا که یکی از اصلی‌ترین اهداف بررسی عملکرد سیکل‌های تولید قدرت، بیشینه نمودن کار خروجی سیکل بوده و کار خروجی بیشینه، متناظر با تولید دبی بیشینه و تحمیل اختلاف دمای کمینه مبدل حرارتی است، در این تحقیق از یک روش نسبتا جدید و معرفی شده توسط مراجع [14,13] به منظور یافتن محل و تحمیل اختلاف دمای کمینه در مبدل‌های حرارتی سیکل بازیاب آب- آمونیاک استفاده می‌شود. همچنین به دلیل این که ایجاد اختلاف دمای کمینه در مبدل، منجر به افزایش مساحت و قیمت مورد نیاز مبدل حرارتی می‌گردد، در این تحقیق، تحلیل اقتصادی نیز به منظور بررسی اثر تحمیل اختلاف دمای کمینه در مبدل‌های حرارتی بر روی متغیرهای اقتصادی انجام می‌گیرد که با توجه به اطلاعات نویسندگان تاکنون این روش جدید در بررسی عملکرد اقتصادی سیکل آب- آمونیاک به کار گرفته نشده و جزو نوآوری‌های این تحقیق به شمار می‌رود.

در اثر استفاده از سیالات متداول و ارزان مانند آب و هوا به منظور محیط دفع گرما در کندانسور سیکل رانکین آلی (و یا سایر سیکل‌های تولید قدرت)، نسبت فشار در سیکل تولید قدرت در اثر بالا بودن فشار کندانسور کاهش می‌یابد که موجب کاهش قدرت مطلوب خروجی و کاهش بازده سیکل می‌گردد. به منظور کاهش فشار پایینی، افزایش نسبت فشار و افزایش قدرت مطلوب خروجی در سیکل تولید قدرت، می‌توان از سیالات دیگری در کندانسور برای دفع گرما استفاده نمود. یکی از این سیالات، گاز طبیعی مایع شده است که در تحقیقات مختلفی به عنوان محیط دفع گرما در سیکل تولید قدرت مورد استفاده قرار گرفته است [16,15]. تحلیل انرژی، اگزرژی و اگزرژی- اقتصادی فرآیند مایع‌سازی گاز طبیعی در مراجع [18,17] به تفصیل شرح داده شده است. این فرآیند به منظور تسهیل در حمل و نقل و ذخیره‌سازی گاز طبیعی انجام می‌گیرد و گاز طبیعی مایع شده معمولا در دمای 161.5- درجه سلسیوس و فشار نزدیک به اتمسفر ذخیره‌سازی می‌شود [19]. در واقع گاز طبیعی مایع شده پیش از مصرف شهری باید تبخیر گردد، از سوی دیگر می‌تواند به عنوان چاه حرارتی سیکل‌های ترمودینامیکی نیز مورد استفاده قرار گیرد، پس در این صورت هم گاز طبیعی به منظور استفاده شهری تولید می‌گردد و هم قدرت تولیدی سیکل ترمودینامیکی در اثر کاهش فشار کندانسور، افزایش می‌یابد [16].

در بررسی عملکرد سیکل‌های ترمودینامیکی استفاده از روش‌هایی که اصول ترمودینامیکی را با اصول اقتصادی ترکیب می‌کنند رو به افزایش است. این ترکیب، اساس و پایه شاخه جدیدی به اسم اگزرژی- اقتصادی را تشکیل می‌دهد که هزینه متناظر با تخریب و اتلاف اگزرژی را در اجزای مختلف سیکل‌های ترمودینامیکی مشخص می‌کند. از جمله تحقیقات انجام شده در این شاخه، شوکتی و همکاران [20] سیکل‌های پایه، دو فشاره و دو سیاله رانکین آلی و همچنین سیکل کالینا را برای تولید قدرت و با محرک سیال زمین گرمایی از دیدگاه انرژی، اگزرژی و اگزرژی- اقتصادی مقایسه کردند. بویاقچی و همکاران [21] سیکل تولید همزمان قدرت، حرارت و برودت با محرک انرژی خورشیدی همراه با تانک ذخیره را برای دو فصل زمستان و تابستان از منظر انرژی، اگزرژی و اگزرژی- اقتصادی شبیه‌سازی نمودند. محمد خانی و همکاران [22] سیکل رانکین آلی بازیاب و غیر بازیاب با سیال عامل آب- آمونیاک را از منظر اگزرژی- اقتصادی مورد بررسی و مقایسه قرار دادند. در این تحقیق ابتدا تحلیل پارامتری به منظور بررسی تغییر فشار ورودی توربین و کسر جرمی آمونیاک بر روی بازده انرژی و اگزرژی و عملکرد اگزرژی- اقتصادی دو سیکل انجام و در انتها نتیجه‌گیری شد که سیکل بازیاب از منظر انرژی و اگزرژی (به دلیل بالاتر بودن بازده) و سیکل غیربازیاب از منظر اگزرژی-اقتصادی (به دلیل کمتر بودن هزینه تولید الکتریسیته) عملکرد بهتری دارد. خلجانی و همکاران [23] یک سیکل ترکیبی توربین گاز و رانکین آلی به منظور تولید همزمان حرارت و قدرت را

از منظر انرژی، اگزرژی و اگزرژی-اقتصادی مورد بررسی قرار دادند. فلاح و همکاران [24] سیکل کالینا با محرک انرژی زمین گرمایی را از منظر اگزرژی- اقتصادی مورد بررسی قرار دادند. آنها در این تحقیق از دو روش متداول و پیشرفته اگزرژی- اقتصادی به منظور بررسی عملکرد سیکل استفاده نمودند. نتایج تحلیل پیشرفته اگزرژی- اقتصادی حاکی از آن بود که پتانسیل بالایی برای بهبود عملکرد سیکل به ترتیب در کندانسور، توربین و اواپراتور وجود دارد. همچنین بالاترین میزان تخریب اگزرژی نیز در اواپراتور رخ می‌دهد.

در این تحقیق ابتدا سیکل رانکین بازیاب آب- آمونیاک با محرک کلکتور خورشیدی سهموی خطی و با دفع گرما به گاز طبیعی با استفاده از نرم افزار EES شبیه‌سازی شده و عملکرد سیکل در حالت ورودی پایه از منظر انرژی، اگزرژی و اگزرژی- اقتصادی مورد بررسی قرار می‌گیرد. سپس تاثیر تغییر پارامترهای مختلف از جمله تغییر فشار ورودی توربین، کسر جرمی آمونیاک و اختلاف دمای پینچ بر روی بازده اگزرژی، توان خروجی، برگشت‌ناپذیری کلی و پارامترهای اگزرژی- اقتصادی بررسی می‌گردد. همچنین به منظور شبیه‌سازی مبدل‌های حرارتی در این تحقیق از مبدل حرارتی پوسته و لوله با یک مسیر پوسته و یک مسیر لوله و به صورت جریان مخالف استفاده شده و این مبدل‌های حرارتی با استفاده از جزییات روابط انتقال حرارت مربوطه شبیه‌سازی می‌شود. تحقیق حاضر نوآوری‌هایی به شرح زیر دارد:

1- ترکیب کلکتور سهموی خطی، سیکل رانکین بازیاب آب- آمونیاک و زیر سیستم گاز طبیعی به منظور تحلیل اگزرژی- اقتصادی که تاکنون در تحقیق دیگری مشاهده نشده است.

2- تحلیل نقطه پینچ در مبدل‌های حرارتی با در نظر گرفتن دیاگرام توزیع دمای سیال آب- آمونیاک و استفاده از روش جدید به منظور بررسی عملکرد سیکل در شرایط تحمیل اختلاف دمای پینچ در اواپراتور.

3- بررسی عملکرد اقتصادی سیکل رانکین با استفاده از مبدل حرارتی پوسته و لوله و شبیه‌سازی با جزییات مبدل ذکر شده.

2- سیکل رانکین آلی بازیاب با محرک کلکتور خورشیدی و زیر سیستم گاز طبیعی

طرح شماتیکی سیکل رانکین آب- آمونیاک با محرک کلکتور خورشیدی و زیر سیستم گاز طبیعی در شکل 1 قابل مشاهده است. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود، از سیال خورشیدی (روغن therminol vp-1) با دمای 200 درجه سلسیوس به منظور تبخیر و فوق گرمایش سیال عامل آب-آمونیاک در اواپراتور سیکل آلی استفاده می‌شود. سپس سیال فوق گرم وارد توربین آب- آمونیاک (توربین 1) شده و با چرخاندن پره‌های توربین تولید قدرت می‌کند. سیال عامل در خروجی توربین نسبت به سیال خروجی از پمپ آب- آمونیاک دارای دمای بالاتری است که از آن در مبدل بازیاب به منظور پیش گرمایش سیال خروجی از پمپ استفاده می‌شود که باعث بهبود عملکرد سیکل آلی می‌گردد. سپس سیال خروجی از مبدل بازیاب وارد کندانسور شده، به جریان گاز طبیعی مایع شده دفع گرما کرده و به مایع اشباع تبدیل می‌شود. مایع اشباع نیز ابتدا وارد پمپ شده و پس از افزایش فشار وارد مبدل بازیاب شده و سیکل تکمیل می‌شود. همچنین همان‌طور که از شکل پیداست از گاز طبیعی مایع شده به عنوان محیط دفع گرما در کندانسور سیکل آلی استفاده می‌شود که در این صورت کاهش فشار پایینی سیکل و افزایش کار خروجی آن امکان پذیر می‌گردد. گاز طبیعی مایع شده در مخزن در دمای 161.5- درجه سلسیوس و فشار اتمسفر نگهداری می‌شود که بوسیله پمپ گاز طبیعی تا بالای فشار بحرانی افزایش فشار پیدا کرده و در کندانسور سیکل آلی به عنوان محیط دفع گرما و سپس در توربین گاز طبیعی (توربین 2) به منظور تولید قدرت مورد استفاده قرار می‌گیرد. در نهایت گاز کاهش فشار یافته خروجی از توربین گاز طبیعی برای مصارف گاز شهری استفاده می‌گردد. به منظور شبیه‌سازی سیکل ترکیبی فرضیات زیر در نظر گرفته می‌شود [25,14]:

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 متصل‌کننده اجزا ناچیز است.

4- در سیکل آب- آمونیاک سیال عامل خروجی اواپراتور، فوق‌گرم و سیال عامل خروجی کندانسور و ورودی پمپ، مایع اشباع می‌باشد.

5- پمپ‌ها و توربین‌ها بازده آیزونتروپیک مشخص دارند.

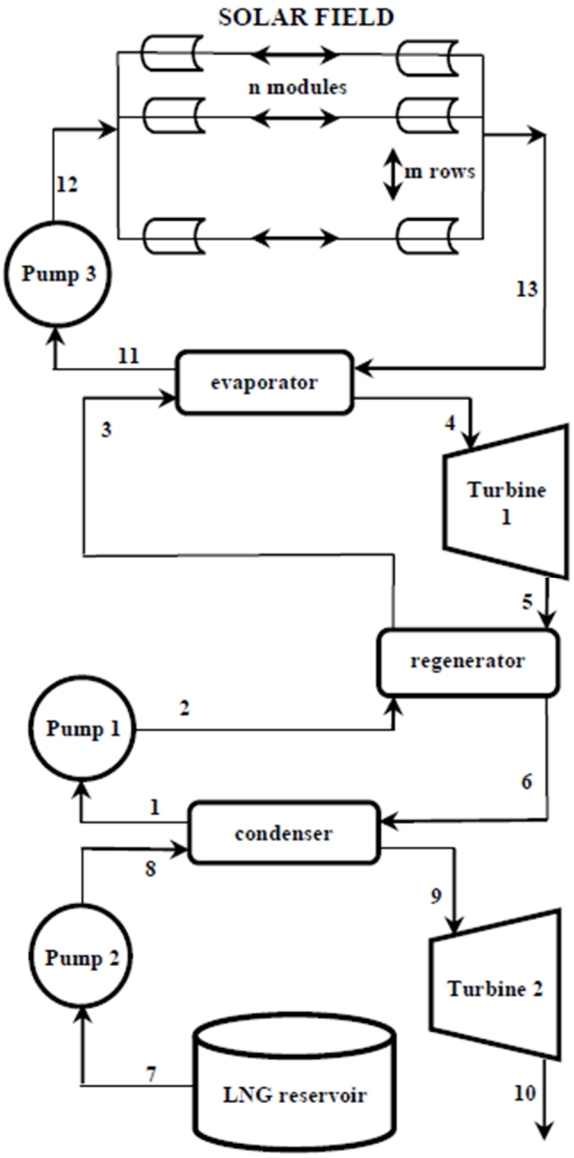

Fig. 1 Schematic of combined power cycle

شکل 1 طرح شماتیکی سیکل ترکیبی

6- پمپ‌ها و توربین‌ها آدیاباتیک می‌باشند.
7- گاز طبیعی، متان خالص در نظر گرفته می‌شود.
8- به منظور تحلیل اگزرژی، دما و فشار محیط به عنوان دما و فشار مرجع در نظر گرفته می‌شود.

همچنین مقادیر ورودی پایه برای شبیه‌سازی سیکل ترکیبی مطابق جدول 1 می‌باشد.

3- شبیه‌سازی سیکل ترکیبی

در این بخش ابتدا در قسمت 3-1 روابط کلی مربوط به تحلیل انرژی و اگزرژی اجزای سیکل گفته می‌شود. در قسمت 3-2 کلکتور خورشیدی سهموی خطی معرفی و روابط مربوطه شرح داده می‌شود. در قسمت 3-3 به روش جدید مورد استفاده برای برقراری شرایط اختلاف دمای پینچ مبدل‌های حرارتی پرداخته می‌شود و در قسمت 3-4 روابط مورد استفاده برای شبیه‌سازی مبدل حرارتی پوسته و لوله مورد بررسی قرار می‌گیرد.

3-1- توازن جرم، انرژی و اگزرژی

به منظور تحلیل ترمودینامیکی سیستم معادلات توازن جرم، انرژی و اگزرژی برای اجزای مختلف مطابق روابط (1) تا (3) نوشته می‌شوند.

$$\sum \dot{m}_{\mathrm{i}} = \sum \dot{m}_{\mathrm{e}} \tag{1}$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_{\mathrm{i}} h_{\mathrm{i}} = \dot{W} + \sum \dot{m}_{\mathrm{e}} h_{\mathrm{e}} \tag{2}$$

$$\dot{E}x_{\mathrm{Q}} + \dot{m}_{\mathrm{i}} ex_{\mathrm{i}} = \dot{E}x_{w} + \dot{m}_{\mathrm{e}} ex_{\mathrm{e}} + \dot{E}x_{\mathrm{D}} \tag{3}$$

که زیرنویس i و e به ترتیب ورودی به و خروجی از حجم کنترل و $\dot{E}x_{\mathrm{D}}$ تخریب اگزرژی در هر جزء بوده و $\dot{E}x_{\mathrm{Q}}$ اگزرژی متناظر با انتقال حرارت، $\dot{E}x_{\mathrm{W}}$ اگزرژی متناظر با توان و ex اگزرژی فیزیکی هر جریان بوده که از روابط (4) تا (6) بدست می‌آیند [26].

$$\dot{E}x_{\mathrm{Q}} = (1 - \frac{T_0}{T_{\mathrm{K}}})\dot{Q}_{\mathrm{K}} \tag{4}$$

$$\dot{E}x_{\mathrm{W}} = \dot{W} \tag{5}$$

$$ex = h - h_0 - T_0(s - s_0) \tag{6}$$

که زیرنویس 0 مربوط به خواص در دما و فشار محیط است. همچنین به منظور سنجش حقیقی کارآرایی هر جز در سیکل، بازده اگزرژی مطابق رابطه (7) تعریف می‌گردد [26].

$$\eta_{\mathrm{ex}} = \frac{\dot{E}x_{\mathrm{P}}}{\dot{E}x_{\mathrm{F}}} = 1 - \frac{\dot{E}x_{\mathrm{D}}}{\dot{E}x_{\mathrm{F}}} \tag{7}$$

که $\dot{E}x_{\mathrm{P}}$ و $\dot{E}x_{\mathrm{F}}$ 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.

3-2- کلکتور خورشیدی سهموی خطی

کلکتور سهموی خطی از انواع متداول کلکتور خورشیدی بوده که به منظور گرمایش سیال مورد استفاده تا حداکثر دمای حدود 400 درجه سلسیوس به کار می‌رود. این نوع کلکتور از صفحات منعکس کننده با خاصیت انعکاسی بالا ساخته شده که به شکل سهمی خمکاری شده است و تابش مستقیم خورشید را به مجموعه جذب کننده (HCE) که در راستای محور کانونی سهمی قرار دارد منعکس می‌کند. تصویر یک نوع متداول کلکتور سهمی خطی در شکل 2 نشان داده شده است. مجموعه جذب کننده کلکتور معمولا از دو لوله هم

جدول 1 مقادیر ورودی به منظور شبیه‌سازی

Table 1 Input data in the simulation

نماد	توضیح	مقدار
T_0(°C)	دمای محیط	25
p_0(kPa)	فشار محیط	101
T_{13}(°C)	دمای سیال خورشیدی ورودی به اواپراتور	200
$\dot{m}_{\mathrm{HTF}}(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}})$	دبی جرمی سیال خورشیدی	30
ROW	تعداد ردیف‌های کلکتور خورشیدی	20
$V(\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}})$	سرعت باد	2
$I_{\mathrm{b}}(\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2})$	شدت تشعشع خورشیدی	800
T_4(°C)	دمای ورودی توربین آب- آمونیاک	190
T_1(°C)	دمای خروجی مخلوط از کندانسور	0
ΔT_{pp}	اختلاف دمای نقطه پینچ	5
p_4(bar)	فشار ورودی توربین آب- آمونیاک	18
p_9(bar)	فشار ورودی توربین گاز طبیعی	50
p_{10}(bar)	فشار خروجی توربین گاز طبیعی	5
x	کسر جرمی آمونیاک	0.6
η_{t}	بازده آیزونتروپیک توربین	0.8
η_{p}	بازده آیزونتروپیک پمپ	0.7

مرکز تشکیل شده است. لوله داخلی که سیال داخل آن جریان دارد معمولا با یک ماده با ضریب جذب بالا برای جذب حداکثر تشعشع خورشیدی پوشانده می‌شود. فضای بین دو لوله نیز اکثرا به منظور کاهش اتلاف حرارتی از کلکتور به سمت هوای محیط و به خصوص در دماهای بالا خلاء می‌گردد و لوله خارجی نیز معمولا از جنس شیشه با ضریب عبور بالای امواج خورشیدی و به منظور کاهش اتلاف حرارتی از کلکتور به محیط بکار برده می‌شود [27]. بررسی عملکرد مجموعه جذب کننده کلکتور شامل نوشتن معادلات توازن انرژی در بخش‌های مختلف آن به منظور محاسبه شار مستقیم ورودی به مجموعه جذب کننده، اتلافات نوری مربوط به کلکتور و مجموعه جذب کننده، اتلافات حرارتی مربوط به مجموعه جذب کننده و جذب انرژی حرارتی نهایی به وسیله سیال داخل لوله می‌باشد. شکل 3-a شامل شماتیک یک بعدی حالت یکنواخت مجموعه جذب کننده کلکتور به منظور نوشتن معادلات توازن انرژی بر واحد طول کلکتور در بخش‌های مختلف آن می‌باشد و شکل 3-b مقاومت‌های انتقال حرارتی بخش‌های مختلف مجموعه جذب کننده را نشان می‌دهد [27]. اتلافات نوری نیز شامل نواقص در آینه‌های کلکتور، نواقص در ردیابی خورشید به منظور جذب حداکثر تشعشع خورشیدی، اثر سایه انداختن و تمیز نبودن کلکتور و مجموعه جذب کننده می‌باشد. مطابق شکل 3-a شار ورودی خورشیدی به وسیله پوشش شیشه‌ای ($\dot{q}'_{\mathrm{go,SolAbs}}$) و لوله جاذب ($\dot{q}'_{\mathrm{po,SolAbs}}$) دریافت می‌شود. بخشی از انرژی جذب شده توسط سطح خارجی صفحه جذب کننده از طریق مکانیزم انتقال حرارت رسانش به سطح داخلی صفحه جذب کننده ($\dot{q}'_{\mathrm{pi-po,cond}}$) و سپس از طریق مکانیزم انتقال حرارت جابجایی ($\dot{q}'_{\mathrm{f-pi,conv}}$) به سیال داخل لوله انتقال می‌یابد و مابقی به وسیله اتلاف حرارتی جابجایی ($\dot{q}'_{\mathrm{po-gi,conv}}$) و تشعشعی ($\dot{q}'_{\mathrm{po-gi,rad}}$) به سطح داخلی پوشش شیشه‌ای منتقل می‌گردد. انرژی انتقال یافته از طریق جابجایی و تشعشع به سطح داخلی پوشش شیشه‌ای ابتدا به وسیله رسانش ($\dot{q}'_{\mathrm{gi-go,cond}}$) به سطح خارجی آن انتقال می‌یابد و سپس از طریق تشعشع ($\dot{q}'_{\mathrm{go-s,rad}}$) و جابجایی ($\dot{q}'_{\mathrm{go-a,conv}}$) به محیط تلف می‌شود. با استفاده از موارد گفته

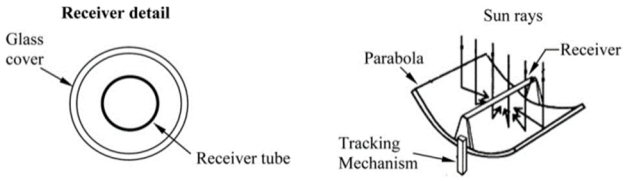

Fig. 2 Schematic of a parabolic trough collector

شکل 2 شماتیک کلکتور سهموی خطی

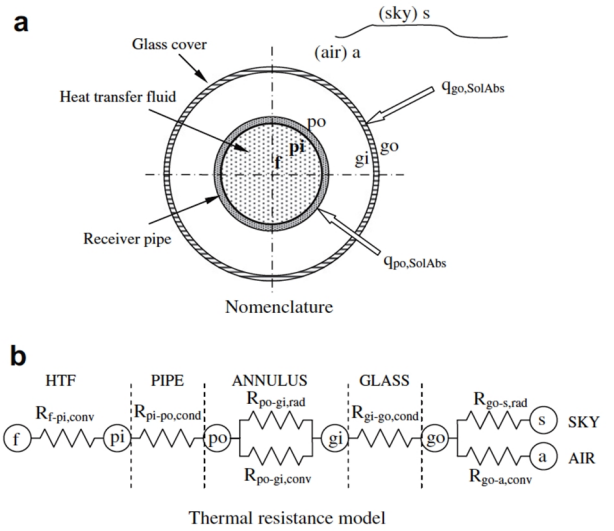

Fig. 3 Collector receiver model a) nomenclature, b) Thermal resistance network for the cross-section of the receiver

شکل 3 مجموعه جذب کننده کلکتور الف) نامگذاری بخش‌های مختلف، ب) مقامت-های انتقال حرارتی بخش‌های مختلف [27]

شده پایستگی انرژی در سطوح مختلف از سطح مقطع مجموعه جذب کننده کلکتور، روابط (8) تا (12) را به ازای واحد طول کلکتور نتیجه می‌دهد [27].

$$\dot{q}'_{\mathrm{f-pi,conv}} = \dot{q}'_{\mathrm{pi-po,cond}} \tag{8}$$

$$\dot{q}'_{\mathrm{po,SolAbs}} = \dot{q}'_{\mathrm{pi-po,cond}} + \dot{q}'_{\mathrm{po-gi,conv}} + \dot{q}'_{\mathrm{po-gi,rad}} \tag{9}$$

$$\dot{q}'_{\mathrm{po-gi,rad}} + \dot{q}'_{\mathrm{po-gi,conv}} = \dot{q}'_{\mathrm{gi-go,cond}} \tag{10}$$

$$\dot{q}'_{\mathrm{gi-go,cond}} + \dot{q}'_{\mathrm{go,SolAbs}} = \dot{q}'_{\mathrm{go-a,conv}} + \dot{q}'_{\mathrm{go-s,rad}} \tag{11}$$

$$\dot{q}'_{\mathrm{HeatLoss}} = \dot{q}'_{\mathrm{go-a,conv}} + \dot{q}'_{\mathrm{go-s,rad}} \tag{12}$$

به منظور شبیه‌سازی کلکتور، لوله جذب کننده از جنس مس، پوشش لوله جذب کننده به منظور جذب حداکثر تابش خورشیدی از جنس کروم سیاه و پوشش خارجی نیز همان‌طور که گفته شد از جنس شیشه می‌باشد. همچنین فضای بین صفحه جذب کننده و پوشش شیشه‌ای به منظور کاهش اتلاف حرارتی خلاء می‌گردد. در این تحقیق برای بدست آوردن ضرایب انتقال حرارت جابجایی و رسانشی و نرخ انتقال حرارت در بخش‌های مختلف کلکتور، همچنین ضرایب و روابط مربوط به اتلافات نوری پوشش شیشه‌ای و صفحه جذب کننده از روابط موجود در مراجع [28,27] استفاده شده است. خواننده می‌تواند برای توضیحات بیشتر به مراجع ذکر شده مراجعه کند.

در نهایت بازده انرژی کلکتور خورشیدی از رابطه (13) محاسبه می‌شود [28].

$$\eta_{\mathrm{en,col}} = \frac{\dot{q}'_{\mathrm{f-pi,conv}}}{\dot{q}'_{\mathrm{Sol}}} \tag{13}$$

به منظور بدست آوردن دمای قسمت‌های مختلف کلکتور، با داشتن دمای روغن therminol vp-1 ورودی و خروجی کلکتور، معادلات (8) تا (12) به طور همزمان حل شده و دمای سطح داخلی و خارجی لوله جذب کننده و پوشش شیشه‌ای محاسبه می‌شود. در انتها نیز بازده از رابطه (13) محاسبه می‌گردد و از مقدار بازده بدست آمده به منظور محاسبه مساحت مورد نیاز کلکتور خورشیدی طبق رابطه (14) استفاده می‌شود [29].

$$\eta_{\mathrm{en,col}} = \frac{\dot{m}_{HTF}\Delta h_{\mathrm{col}}}{A_{\mathrm{ap}}.I_b} \tag{14}$$

که در رابطه (14) $\dot{m}_{\mathrm{HTF}}$ دبی سیال خورشیدی، Δh_{col} اختلاف آنتالپی سیال خورشیدی در ورودی و خروجی کلکتور و A_{ap} مساحت مورد نیاز کلکتور خورشیدی می‌باشد. در این تحقیق با توجه به دبی کلکتور (30 kg/s) و مقدار توصیه شده مربوط به دبی یک ردیف کلکتور ($\dot{m}_{\mathrm{row}}$ = 1.5 kg/s) [30]، به منظور شبیه‌سازی، 20 ردیف موازی کلکتور خورشیدی در نظر گرفته می‌شود. همچنین، مجموع اگزرژی تخریب و اتلاف در کلکتور، از تفاضل اگزرژی سوخت و محصول کلکتور طبق روابط (15) تا (17) بدست می‌آید [30].

$$\dot{E}x_{\mathrm{p,col}} = \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{12} \tag{15}$$

$$\dot{E}x_{\mathrm{f,col}} = A_{\mathrm{ap}}\, I_{\mathrm{b}}\left(1 + 0.333\left(\frac{T_0 + 273}{T_{\mathrm{sun}} + 273}\right)^4 - 1.333\left(\frac{T_0+273}{T_{\mathrm{sun}}+273}\right)\right) \tag{16}$$

$$\dot{E}x_{\mathrm{dest\ \&\ loss,\ col}} = \dot{E}x_{\mathrm{f,col}} - \dot{E}x_{\mathrm{p,col}} \tag{17}$$

که T_{sun} دمای سطح خورشید و برابر 5527 درجه سلسیوس در نظر گرفته می‌شود [31].

در انتها ابعاد هندسی کلکتور LS-2 مورد استفاده مطابق جدول 2 می‌باشد [28].

3-3- اختلاف دمای پینچ مبدلهای حرارتی

3-3-1- اواپراتور

در این قسمت با برقراری شرایط پینچ در اواپراتور، دمای خروجی سیال خورشیدی طوری بدست می‌آید که دبی سیال آب- آمونیاک بیشینه مقدار ممکن خود را داشته باشد. در این صورت توان خروجی توربین آمونیاک نیز با توجه به بیشینه بودن دبی جرمی، بیشینه خواهد بود. همان طور که گفته شد محل وقوع نقطه پینچ در سیالات دو جزیی با تغییر فشار و کسر جرمی آمونیاک مکان مشخصی ندارد و ممکن است در نقطه مایع اشباع و یا در نقطه‌ای بین مایع اشباع و بخار اشباع در ناحیه دو فازی رخ دهد.

به منظور تعیین محل وقوع و برقراری شرایط نقطه پینچ از روش دمای فرضی خروجی طبق رابطه (18) استفاده می‌شود [13]. این روش برای مبدل‌هایی که نمودار توزیع دمای جریان محرک آن خطی و بدون تغییر فاز باشد قابل استفاده است. در این روش دمای فرضی خروجی سیال خورشیدی تابعی از نسبت اختلاف انتالپی بدون بعد (H) در نظر گرفته می‌شود [13].

$$T_{\mathrm{im,HTF,o}}(\mathrm{H}) = \frac{T(\mathrm{H}) + \Delta T_{\mathrm{pp}} - T_{\mathrm{HTF,i}}H}{1 - H} \tag{18}$$

در رابطه (18) زیرنویس‌های im، HTF، i و o به ترتیب بیانگر فرضی،

جدول 2 مشخصات هندسی کلکتور مورد استفاده

Table 2 geometric parameter of collector

پارامتر	توضیح	مقدار
$W_{\mathrm{aperture}}(m)$	عرض دهانه کلکتور	4.823
$D_{\mathrm{pi}}(m)$	قطر داخلی لوله جاذب	0.066
$D_{\mathrm{po}}(m)$	قطر خارجی لوله جاذب	0.07
$D_{\mathrm{gi}}(m)$	قطر داخلی پوشش شیشه‌ای	0.109
$D_{\mathrm{go}}(\mathrm{m})$	قطر خارجی پوشش شیشه‌ای	0.115

سیال محرک خورشیدی، ورودی و خروجی می‌باشند. همچنین H نسبت اختلاف انتالپی بدون بعد است که از رابطه (19) بدست می‌آید و نشان دهنده مکان سیال در مبدل حرارتی می‌باشد. H مقداری بین 0 و 1 دارد، مقدار 0 متناظر با ورودی سیال مخلوط به مبدل و مقدار 1 متناظر با خروجی سیال مخلوط از مبدل حرارتی می‌باشد [13].

$$H = \left(\frac{h-h_{\mathrm{i}}}{h_{\mathrm{o}}-h_{\mathrm{i}}}\right)_{\mathrm{cold}} = \left(\frac{h-h_{\mathrm{o}}}{h_{\mathrm{i}}-h_{\mathrm{o}}}\right)_{\mathrm{hot}} \quad (19)$$

در نهایت مقدار دمای خروجی سیال خورشیدی در شرایطی که اختلاف دمای پینچ در نظر گرفته شده در اواپراتور اتفاق بیفتد برابر مقدار بیشینه دمای فرضی خروجی است [13]. جدول 3 مکان وقوع نقطه پینچ را برای فشارهای مختلف ورودی توربین آب-آمونیاک در کسر جرمی 0.6 نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است، در محدوده وسیعی از فشارها نقطه پینچ بین نقطه ورودی و خروجی سیال در اواپراتور اتفاق می‌افتد.

3-3-2- کندانسور

در کندانسور با توجه به افزایش قابل ملاحظه دمای سیال گاز طبیعی فوق بحرانی و تغییرات محدودتر دمای سیال آب- آمونیاک از نقطه ورودی تا خروجی، نقطه پینچ در خروجی سیال گاز طبیعی رخ می‌دهد که برای تمام کسرهای جرمی و فشارها صادق می‌باشد. بنابراین می‌توان دمای سیال گاز طبیعی خروجی از کندانسور را با استفاده از اختلاف دمای پینچ و دمای بدست آمده سیال ورودی به کندانسور از رابطه (20) بدست آورد.

$$T_9 = T_6 - \Delta T_{\mathrm{pp}} \quad (20)$$

3-3-3- مبدل بازیاب

از آنجا که در مبدل بازیاب هر دو جریان، سیال آب- آمونیاک است و نمودار توزیع دمای آن الگوی پیچیده‌ای را در مبدل طی می‌کند نمی‌توان از روش اختلاف دمای فرضی معرفی شده استفاده نمود. در مبدل بازیاب، خطوط توزیع دمای دو جریان طوری کنترل می‌شود که حداقل اختلاف دمای دو جریان از اختلاف دمای پینچ در نظر گرفته شده برای مبدل کمتر نشود. برای این منظور از اختلاف دمای دو جریان در ورودی یا خروجی مبدل استفاده می‌شود، اما به دلیل پیچیدگی و تغییرات نمودار توزیع دمای دو جریان نمی‌توان یک اختلاف دمای ورودی یا خروجی ثابت را به این منظور در نظر گرفت. با بررسی‌های انجام شده مشخص شد که این اختلاف دما وابستگی زیادی به مقدار کسر جرمی آمونیاک دارد. در این بخش از روابط موجود در جدول 4 به منظور بدست آوردن دمای نقطه مجهول مورد نظر در مبدل بازیاب استفاده می‌شود. همان‌طور که از جدول 4 مشخص است کنترل خطوط جریان در مبدل بازیاب در کسر جرمی پایین‌تر، از نقطه خروجی توربین و در کسر جرمی بالاتر، از نقطه خروجی پمپ در سیکل آب- آمونیاک با دقت مناسبی انجام گرفته است. این رهیافت بر اساس اختلاف دمای کمتر دو جریان در نقاط یاد شده نسبت به هم حاصل شده است. به طور حتم کنترل خطوط جریان از سمتی که اختلاف دمای دو جریان کمتر باشد دقت بالاتری را به دست می‌دهد. در هر حال با داشتن خواص ترمودینامیکی نقاط 2 و 5، همچنین یکی از نقاط 3 و 6 به کمک موازنه انرژی در مبدل بازیاب طبق رابطه (21) خواص نقطه دیگر بدست می‌آید. بر این اساس خواص ترمودینامیکی در نقاط 3 و 6 بدست می‌آید [14].

$$h_3 - h_2 = h_5 - h_6 \quad (21)$$

3-4- مبدل حرارتی پوسته و لوله

همان‌طور که در مقدمه گفته شد در این تحقیق به منظور شبیه‌سازی مبدل‌های حرارتی از نوع مبدل پوسته و لوله با یک مسیر پوسته و یک مسیر لوله و به صورت جریان مخالف استفاده می‌شود. نرخ انتقال حرارت در بخش‌های مختلف مبدل حرارتی از رابطه (22) محاسبه می‌گردد:

$$\dot{Q} = FUA\Delta T_{\mathrm{lmtd}} \quad (22)$$

که A مساحت مورد نیاز مبدل حرارتی، ΔT_{lmtd} اختلاف دمای متوسط لگاریتمی، F ضریب تصحیح مبدل حرارتی برابر با 1 و U ضریب کلی انتقال حرارت در مبدل حرارتی است که از رابطه (23) بدست می‌آید [32].

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{\mathrm{sh}}}\right) + \left(d_o \frac{\ln\left(\frac{d_{\mathrm{o}}}{d_{\mathrm{i}}}\right)}{2k_{\mathrm{w}}}\right) + \left(\frac{d_{\mathrm{o}}}{d_{\mathrm{i}}}\left(\frac{1}{h_{\mathrm{t}}}\right)\right)} \quad (23)$$

که d_{i} و d_{o} و k_{w} به ترتیب قطر داخلی، قطر خارجی و ضریب هدایت گرمایی دیواره لوله مبدل و h_{sh} و h_{t} به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابجایی در سمت پوسته و لوله می‌باشند.

به منظور محاسبات در ناحیه دو فازی سیال (در اواپراتور و همچنین ناحیه دو فازی سیال گرم شونده در مبدل بازیاب)، فرآیند انتقال حرارت به 50 زیر بخش کوچک تقسیم شده است که نرخ انتقال حرارت در هر زیر بخش مقدار یکسان $\dot{Q}_1$ می‌باشد. سپس سطح مورد نیاز در هر زیر بخش از رابطه (24) بدست می‌آید [33].

$$\dot{Q}_{\mathrm{i}} = FU_{\mathrm{i}}A_{\mathrm{i}}\Delta T_{\mathrm{lmtd_i}} \quad (24)$$

که U_{i} ضریب کلی انتقال حرارت در هر زیر بخش، A_{i} مساحت هر زیر بخش و $\Delta T_{\mathrm{lmtd_i}}$ اختلاف دمای متوسط لگاریتمی بین دو سیال گرم و سرد در هر زیر بخش می‌باشد.

3-4-1- اواپراتور

در اواپراتور روغن محرک خورشیدی که در طول مبدل در فاز مایع است، در سمت پوسته و سیال عامل آب- آمونیاک را که در طول مبدل ابتدا به صورت دو فازی و سپس به صورت فوق گرم می‌باشد در سمت لوله در نظر گرفته می‌شود. ضریب انتقال حرارت جابجایی برای جریان سیال تک فاز روغن در سمت پوسته از رابطه (25) بدست می‌آید [32].

$$h_{\mathrm{sh,sp}} = h_{\mathrm{id}}\, J \quad (25)$$

که زیر نویس‌های sh و sp به ترتیب بیانگر پوسته و حالت تکفاز است و ضریب J حاصلضرب ضرایب تصحیح مربوطه بوده و مقدار توصیه شده آن به منظور طراحی مبدل پوسته و لوله حدود 0.6 می‌باشد [32]. h_{id} ضریب انتقال حرارت جریان متقاطع در پوسته از رابطه (26) بدست می‌آید [32].

جدول 3 مکان وقوع نقطه پینچ در اواپراتور

Table 3 Pinch point position within evaporator

محل وقوع نقطه پینچ	p_4 (bar)	H
ورودی سیال مخلوط	10	0
بین ورودی و خروجی سیال مخلوط	15	0.39
بین ورودی و خروجی سیال مخلوط	20	0.52
بین ورودی و خروجی سیال مخلوط	25	0.62

جدول 4 اختلاف دمای دو جریان در ورودی یا خروجی مبدل بازیاب

Table 4 Temperature difference of two streams at inlet or outlet of regenerator

اختلاف دما	محدوده کسر جرمی
$T_3=T_5-\Delta T_{\mathrm{pp}}-15$	$0.6 \le x \le 0.75$
$T_3=T_5-\Delta T_{\mathrm{pp}}-40$	$0.75 < x \le 0.8$
$T_6=T_2+\Delta T_{\mathrm{pp}}+35$	$0.8 < x \le 0.9$
$T_6=T_2+\Delta T_{\mathrm{pp}}+20$	$0.9 < x \le 0.95$
$T_6=T_2+\Delta T_{\mathrm{pp}}+5$	$0.95 < x < 1$

$$h_{\mathrm{id}} = J_{\mathrm{i}}\, c_{p_{\mathrm{sh}}} \left(\frac{\dot{m}_{\mathrm{sh}}}{A_{\mathrm{sh}}}\right) \cdot \left(\frac{k_{\mathrm{sh}}}{c_{p_{\mathrm{sh}}}\mu_{\mathrm{sh}}}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_{\mathrm{sh}}}{\mu_{w_{\mathrm{sh}}}}\right)^{0.14} \tag{26}$$

که A_{sh} سطح مقطع، $\dot{m}$دبی جرمی، k ضریب هدایت حرارتی، c_p گرمای ویژه و μ ویسکوزیته سیال بوده و زیرنویس w بیانگر دیواره است. J_{i} فاکتور کولبرن از رابطه (27) حاصل می شود [32].

$$J_{\mathrm{i}} = a_1 \left(\frac{1.33}{\frac{p_{\mathrm{T}}}{d_{\mathrm{o}}}}\right)^{a} \cdot (Re_{\mathrm{sh}})^{a_2} \tag{27}$$

که p_{T} گام لوله بوده و a از رابطه (28) بدست می‌آید [32].

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14(Re_{\mathrm{sh}})^{a_4}} \tag{28}$$

ضرایب a_1، a_2، a_3 و a_4 در مرجع [32] موجود می‌باشند.

در این قسمت ضریب انتقال حرارت جابجایی برای جریان سیال آب-آمونیاک فوق گرم در سمت لوله از رابطه (29) بدست می‌آید [32].

$$h_{\mathrm{t}} = \frac{k_t}{d_{\mathrm{i}}} \left(\frac{\frac{f}{8}(\mathrm{Re_t} - 1000)\mathrm{Pr_t}}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}(\mathrm{Pr_t}^{\frac{2}{3}} - 1)}\right) \tag{29}$$

که Re و Pr به ترتیب عدد رینولدز و پرانتل و زیر نویس t بیانگر لوله بوده و f ضریب اصطکاک از رابطه (30) بدست می‌آید [32].

$$f = (0.79\ \ln \mathrm{Re_t} - 1.64)^{-2} \tag{30}$$

ناحیه دو فازی اواپراتور، همان‌طور گفته شد، به زیربخش‌های کوچک تقسیم می‌شود و ضریب انتقال حرارت سیال مخلوط داخل لوله از روابط (31) تا (33) بدست می‌آید [33].

$$h_{\mathrm{t,i}} = E_{\mathrm{i}} h_{\mathrm{t,l,i}} \tag{31}$$

$$E_{\mathrm{i}} = 1 + 3000(\mathrm{Bo}F_{\mathrm{c,i}})^{0.86} + 1.12\left(\frac{Q_{\mathrm{i}}}{1 - Q_{\mathrm{i}}}\right)^{0.75}\left(\frac{\rho_{\mathrm{l}}}{\rho_{\mathrm{v}}}\right)^{0.41} \tag{32}$$

$$h_{\mathrm{t,l,i}} = 0.023\left[G_{\mathrm{t}}(1 - Q_i)\frac{d_{\mathrm{i}}}{\mu_{\mathrm{l}}}\right]^{0.8} \mathrm{Pr}_l^{0.4}\frac{k_{\mathrm{l}}}{d_{\mathrm{i}}} \tag{33}$$

که زیر نویس‌های l و v بیانگر مایع و بخار اشباع و Q_{i} کیفیت سیال در هر زیر بخش است. Bo، G_{t} و $F_{\mathrm{c,i}}$ به ترتیب عدد جوشش، سرعت جرمی و ضریب تصحیح برای سیال مخلوط در هر زیر بخش می‌باشند که از روابط 34 تا 36 بدست می‌آیند [33].

$$\mathrm{Bo} = \frac{q}{G_{\mathrm{t}} h_{\mathrm{fg}}} \tag{34}$$

$$G_{\mathrm{t}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{t}}}{A_{\mathrm{t}}} \tag{35}$$

$$F_{\mathrm{c,i}} = \left[1 + \left(\frac{h_{\mathrm{t,l,i}}}{q}\right)\Delta T_{\mathrm{glide}}\left[1 - \exp\left(\frac{-B_{\mathrm{o}} q}{\rho_{\mathrm{l}} h_{\mathrm{fg}} \beta_{\mathrm{l}}}\right)\right]\right]^{-1} \tag{36}$$

در روابط بالا q، h_{fg} و $\Delta T_{\mathrm{glide}}$ به ترتیب شار دیواره، گرمای نهان تبخیر و اختلاف دمای مایع و بخار اشباع و B_{o} و β_{l} ضریب پیمایش و ضریب انتقال جرم فاز مایع می‌باشند که به ترتیب برابر با 1 و $0.0003\ m/s$ فرض می‌شوند [33].

3-4-2- کندانسور

در کندانسور، گاز طبیعی فوق بحرانی در سمت لوله جریان دارد که ضریب انتقال حرارت آن از رابطه (37) محاسبه می‌شود [34].

$$h_{\mathrm{t,LNG}} = 0.0156\mathrm{Re_b}^{0.82}\mathrm{Pr_b}^{0.5}\left(\frac{\rho_{\mathrm{w}}}{\rho_{\mathrm{b}}}\right)^{0.3}\left(\frac{\overline{c_{\mathrm{p}}}}{c_{p_{\mathrm{b}}}}\right)^{n}\frac{k_{\mathrm{b}}}{d_{\mathrm{i}}} \tag{37}$$

که ρ چگالی سیال بوده و زیرنویس b بیانگر خواص در دمای توده سیال می‌باشد و $\overline{c_{\mathrm{p}}}$ و n از روابط (38) و (39) حاصل می شوند [34].

$$\overline{c_{\mathrm{p}}} = \frac{h_{\mathrm{w}} - h_{\mathrm{b}}}{T_{\mathrm{w}} - T_{\mathrm{b}}} \tag{38}$$

$$n = \begin{cases} 0.4 \quad , \quad T_{\mathrm{b}} < T_{\mathrm{b}} \leq T_{\mathrm{c}} \text{ یا } 1.2T_{\mathrm{c}} \leq T_b < T_{\mathrm{w}} \\ 0.4 + 0.2\left(\frac{T_{\mathrm{w}}}{T_{\mathrm{c}}} - 1\right) \ , \quad T_{\mathrm{b}} \leq T_{\mathrm{c}} < T_{\mathrm{w}} \\ 0.4 + 0.2\left(\frac{T_{\mathrm{w}}}{T_c} - 1\right) \\ \times\left[1 - 5\left(\frac{T_{\mathrm{b}}}{T_{\mathrm{c}}} - 1\right)\right] , T_{\mathrm{b}} < T_{\mathrm{w}} \text{ و } T_{\mathrm{c}} < T_{\mathrm{b}} \leq 1.2T_{\mathrm{c}} \end{cases} \tag{39}$$

که زیرنویس w و c به ترتیب بیانگر دیواره لوله و حالت بحرانی می‌باشد.

در سمت پوسته نیز سیال آب- آمونیاک جریان دارد که ضریب انتقال حرارت در ناحیه تک فاز آن از رابطه (25) و در ناحیه دو فازی از رابطه (40) بدست می‌آید [35].

$$h_{\mathrm{sh,tp}} = 0.95k_l\left[\frac{\rho_{\mathrm{l}}(\rho_{\mathrm{l}} - \rho_{\mathrm{v}})g}{\mu_{\mathrm{l}}\Gamma}\right]^{\frac{1}{3}} \tag{40}$$

که Γ از رابطه 41 بدست می‌آید [35].

$$\Gamma = \frac{\dot{m}}{N_{\mathrm{t}} l_{\mathrm{t,tp}}} \tag{41}$$

که N_{t} و $l_{\mathrm{t,tp}}$ به ترتیب تعداد لوله‌ها و طول لوله در ناحیه دو فازی می‌باشد.

3-4-3- مبدل بازیاب

در مبدل بازیاب در هر دو سمت لوله و پوسته سیال آب-آمونیاک جریان دارد. ضریب انتقال حرارت جریان سیال سرد شونده که در سمت پوسته جریان دارد در ناحیه تک فاز از رابطه (25) و در ناحیه دو فازی از رابطه (40) بدست می‌آید. همچنین ضریب انتقال حرارت جریان سیال گرم شونده که در سمت لوله قرار دارد در ناحیه تک فاز از رابطه (29) و در ناحیه دو فازی از روابط (31) تا (33) حاصل می‌شود. به منظور بدست آوردن سطح مورد نیاز در ناحیه دوفازی لوله این ناحیه به 50 زیر بخش تقسیم شده است. در نهایت با معلوم بودن سایر موارد، مساحت مورد نیاز مبدل حرارتی با استفاده از روابط (22) و (24) محاسبه می‌گردد.

4- تحلیل اگزرژی-اقتصادی

فرآیند هزینه‌گذاری اگزرژی شامل معادلات موازنه هزینه‌ای می‌باشد که برای هر یک از اجزای سیستم مطابق رابطه (42) به صورت جداگانه نوشته می‌شود [26].

$$\sum(c_e\dot{E}x_e)_{\mathrm{k}} + c_{\mathrm{w,k}}\dot{W}_{\mathrm{k}} = c_{\mathrm{Q,k}}\dot{E}_{\mathrm{Q,k}} + \sum(c_i\dot{E}x_i)_{\mathrm{k}} + \dot{Z}_{\mathrm{k}} \tag{42}$$

که c هزینه واحد اگزرژی و $\dot{Z}_{\mathrm{k}}$ نرخ هزینه برای جزء k ام می‌باشد و از رابطه (43) بدست می‌آید [26].

$$\dot{Z}_{\mathrm{k}} = \frac{Z_{\mathrm{k}}\ CRF\ \varphi}{N} \tag{43}$$

که 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 (44) بدست می‌آید [26].

$$CRF = \frac{i(1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \tag{44}$$

که i نرخ سود سرمایه برابر با 8 درصد و n تعداد سال‌های عملکرد سیستم برابر با 20 سال می‌باشد. همچنین $\varphi = 1.06$ بوده و با توجه به محرک خورشیدی سیکل ترکیبی N=2000 ساعت در نظر گرفته می‌شود [36]. در این تحقیق برای بدست آوردن قیمت ابتدایی کلکتور خورشیدی از روابط موجود در مرجع [37] و برای بدست آوردن قیمت ابتدایی اجزای سیکل آب- آمونیاک و گاز طبیعی از روابط موجود در مراجع [38,22]

استفاده می‌شود.

روابط موازنه 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 اگزرژی تمام جریان‌ها محاسبه می‌شود [39]. معادلات اصلی و کمکی مربوط به تحلیل اگزرژی- اقتصادی اجزای مختلف سیکل ترکیبی تحقیق حاضر در جدول 5 آمده است [40,39,17].

تعریف سوخت و محصول برای محاسبات بازده اگزرژی 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 (45) و (46) بدست می‌آید [26].

$$c_{\mathrm{F,k}} = \frac{\dot{C}_{\mathrm{F,k}}}{\dot{E}x_{\mathrm{F,k}}} \tag{45}$$

$$c_{\mathrm{P,k}} = \frac{\dot{C}_{\mathrm{P,k}}}{\dot{E}x_{\mathrm{P,k}}} \tag{46}$$

و هزینه تخریب اگزرژی از رابطه (47) محاسبه می‌گردد [26].

$$\dot{C}_{\mathrm{dest,k}} = c_{\mathrm{F,k}}\, \dot{E}x_{\mathrm{D,k}} \tag{47}$$

در نهایت فاکتور اگزرژی-اقتصادی در هر جز مطابق رابطه (48) بدست می‌آید [26].

$$f_{\mathrm{k}} = \frac{\dot{Z}_{\mathrm{k}}}{\dot{Z}_{\mathrm{k}} + \dot{C}_{\mathrm{dest,k}}} \tag{48}$$

5- پارامترهای خروجی

به منظور تحلیل عملکرد سیکل ترکیبی توان خالص خروجی ، بازده اگزرژی و نرخ هزینه کل سیکل ترکیبی از روابط (49) تا (51) محاسبه می‌شوند.

$$\dot{W}_{\mathrm{net}} = (\dot{W}_{\mathrm{t,AW}} + \dot{W}_{\mathrm{t,LNG}}) - (\dot{W}_{\mathrm{p},AW} + \dot{W}_{\mathrm{p,LNG}} + \dot{W}_{\mathrm{p,sol}}) \tag{49}$$

$$\eta_{\mathrm{ex}} = \frac{\dot{W}_{\mathrm{net}}}{\dot{E}x_{\mathrm{f,col}} + \dot{E}x_{\mathrm{LNG}}} \tag{50}$$

$$\dot{C}_{\mathrm{tot}} = \sum \dot{Z}_{\mathrm{k}} + \sum \dot{C}_{\mathrm{dest,k}} \tag{51}$$

6- نتایج و بحث

6-1- نتایج حالت پایه

کلیه معادلات پایستگی جرم و انرژی و روابط برگشت‌ناپذیری، همچنین روابط مربوط به تحلیل اگزرژی- اقتصادی در اجزای مختلف سیکل ترکیبی به وسیله نرم‌افزار EES شبیه‌سازی می‌شود. در ابتدا به منظور صحت سنجی

جدول 5 توازن هزینه و معادلات کمکی به منظور تحلیل اگزرژی-اقتصادی

Table 5 Cost balance and auxiliary equation for exergoeconomic analysis

جزء	رابطه اصلی	رابطه کمکی
اواپراتور	$\dot{C}_{11} + \dot{C}_4 = \dot{C}_{13} + \dot{C}_3 + \dot{Z}_{\mathrm{eva}}$	$c_{13} = c_{11}$
توربین 1	$\dot{C}_5 + c_{\mathrm{el},AW}.\dot{W}_{\mathrm{t,AW}} = \dot{C}_4 + \dot{Z}_{\mathrm{t,AW}}$	$c_4 = c_5$
کندانسور	$\dot{C}_1 + \dot{C}_9 = \dot{C}_6 + \dot{C}_8 + \dot{Z}_{\mathrm{con}}$	$c_8 = c_9$
بازیاب	$\dot{C}_6 + \dot{C}_3 = \dot{C}_2 + \dot{C}_5 + \dot{Z}_{\mathrm{reg}}$	$c_5 = c_6$
پمپ 1	$\dot{C}_1 + c_{\mathrm{el,AW}}.\dot{W}_{\mathrm{p,AW}} + \dot{Z}_{\mathrm{p,AW}} = \dot{C}_2$	
توربین 2	$\dot{C}_{10} + c_{\mathrm{el,LNG}}.\dot{W}_{\mathrm{t,LNG}} = \dot{C}_9 + \dot{Z}_{\mathrm{t,LNG}}$	$c_9 = c_{10}$
پمپ 2	$\dot{C}_7 + c_{\mathrm{el,LNG}}\dot{W}_{\mathrm{p,LNG}} + \dot{Z}_{\mathrm{p,LNG}} = \dot{C}_8$	$c_7 = 13.6(\frac{\$}{\mathrm{GJ}})$
کلکتور	$\dot{C}_{13} = \dot{C}_{12} + c_{\mathrm{f,col}}.\dot{E}x_{\mathrm{f,col}} + \dot{Z}_{\mathrm{col}}$	$c_{\mathrm{f,col}} = 0$
پمپ 3	$\dot{C}_{12} = \dot{C}_{11} + c_{\mathrm{el,sol}}\dot{W}_{\mathrm{p,sol}} + \dot{Z}_{\mathrm{p,sol}}$	$c_{\mathrm{el,sol}} = 10(\frac{\$}{\mathrm{GJ}})$

نتایج، مقادیر بازده کلکتور بدست آمده از شبیه‌سازی کلکتور خورشیدی با مقادیر گزارش شده در مرجع [41] و مقادیر نرخ اگزرژی نقاط مختلف سیکل ترکیبی بدون مزرعه خورشیدی با مقادیر گزارش شده در مرجع [14] در شرایط و مقادیر ورودی یکسان مقایسه شده و به ترتیب در جداول 6 و 7 آورده شده است. قابل ذکر است شماره نقاط در جدول 7 مطابق شکل 1 می‌باشد.

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 اگزرژی، مقادیر خروجی مربوط به نرخ انرژی و اگزرژی‌های اجزای مختلف سیکل و همچنین بازده اگزرژی اجزای مختلف سیکل در جدول 8 آمده است. همان‌طور که از جدول 8 مشخص است بیشترین مقدار تخریب اگزرژی به ترتیب در کلکتور، کندانسور و اواپراتور اتفاق می‌افتد. بخش بزرگی از تخریب اگزرژی در کلکتور خورشیدی مربوط به اتلاف حرارتی در کلکتور است. اما با این وجود مقدار بازده اگزرژی کلکتور برابر با 0.4045 می‌باشد که مقدار مناسبی است. علیرغم استفاده از سیال دو جزئی و برقراری شرایط پینچ در مبدل‌های حرارتی، این مقدار تخریب اگزرژی در کندانسور و اواپراتور اجتناب ناپذیر است که به دلیل تک جزئی بودن سیالات محرک و میزان زیاد تبادل حرارت در هر دو مبدل می‌باشد. همچنین کاهش میزان اگزرژی جریان سیال گاز طبیعی ضمن تبخیر و اختلاف دمای زیاد دو سیال در طی عبور از مبدل کندانسور باعث ایجاد تخریب اگزرژی بیشتری در کندانسور می‌شود. با اعمال اختلاف دمای مناسب طبق جدول 4 مشاهده می‌شود که میزان تخریب اگزرژی در مبدل بازیاب، نسبت به گرمای مبادله شده بین دو جریان کم است که تا حدودی باعث کاهش بازگشت ناپذیری کل سیکل ترکیبی می‌شود. در حالت پایه مقادیر نرخ اگزرژی محرک خورشیدی و سیال متان خروجی از مخزن به ترتیب برابر با 14.63 و 10.13 مگاوات و توان خروجی توربین در سیکل آب-آمونیاک و سیکل گاز طبیعی به ترتیب برابر با 1.693 و 2.329 مگاوات می‌باشد که اهمیت سیکل گاز طبیعی را مشخص می‌سازد. همچنین توان

جدول 6 صحت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی کلکتور خورشیدی

Table 6 validation of solar collector simulation

اختلاف دمای متوسط سیال خورشیدی و محیط	η_{col} تحقیق حاضر	η_{col} مرجع [41]
50	71.95	73.85
100	71.82	73.09
150	71.23	71.83
200	70.26	70.06
250	68.8	67.79

جدول 7 صحت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی سیکل ترکیبی

Table 7 validation of combined cycle simulation

شماره نقاط	$\dot{E}x$ (kW) تحقیق حاضر	$\dot{E}x$ (kW) مرجع [14]
1	3.77	4.17
2	3.87	4.26
3	6.54	6.25
4	35.8	30.1
5	14.11	10.2
6	7.998	5.9
7	112.8	140.3
8	112.9	140.4
9	37.68	46.1
10	0.98	1.59

خالص خروجی سیستم 3.852 مگاوات و بازده اگزرژی کلی 0.155 می‌باشد.

در انتها جدول 9 نشان‌دهنده‌ی نتایج اگزرژی- اقتصادی برای سیکل ترکیبی است. با توجه به جدول 9 مشخص است که کلکتور و کندانسور سیکل آب- آمونیاک باید بیشتر از سایر اجزا از منظر اگزرژی- اقتصادی مورد توجه قرار گیرند چون بیشترین مقدار $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$ متعلق به این اجزا می‌باشد. همچنین همان‌طور که از جدول پیداست اواپراتور، کندانسور و مبدل بازیاب کمترین مقدار فاکتور اگزرژی- اقتصادی را 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 به‌وسیله 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. همچنین مقدار هزینه واحد انرژی الکتریکی تولید شده بوسیله توربین در سیکل آب- آمونیاک و گاز طبیعی در حالت پایه به ترتیب مقادیر 76.081 دلار بر گیگاژول و 25.36 دلار بر گیگاژول می‌باشد. هزینه واحد انرژی الکتریکی تولیدی نیز طبق توصیه مرجع [22] پارامتر مهمی در تحلیل اگزرژی- اقتصادی سیکل‌های تولید قدرت بوده و کمتر بودن آن در سیکل گاز طبیعی نشان دهنده این موضوع است که سیکل گاز طبیعی از این منظر عملکرد بهتری نسبت به سیکل آب- آمونیاک دارد. در انتها قابل ذکر است که مقدار کلی فاکتور اگزرژی- اقتصادی برای سیکل ترکیبی 24.9 درصد می‌باشد. این مقدار نشان دهنده این است که 75.1 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.

جدول 8 نتایج انرژی و اگزرژی سیکل ترکیبی

Table 8 Energy and exergy results for combined cycle

دستگاه	$\dot{W}$ یا $\dot{Q}$(kW)	$\dot{E}x_f$(kW)	$\dot{E}x_p$(kW)	$\dot{E}x_D$(kW)	η_{ex}
کلکتور	10919	14631	5919	8712	0.4045
اواپراتور	10919	5991	2796	3123	0.4723
توربین 1	1693	2043	1693	349.4	0.829
بازیاب	1785	315.1	57.04	258	0.181
کندانسور	9241	4525	505.3	5030	0.1117
پمپ 1	15.44	15.44	10.39	5.053	0.6728
توربین 2	2329	3140	2329	810.2	0.7419
پمپ 2	154.8	154.8	32.94	121.9	0.2127

جدول 9 نتایج اگزرژی-اقتصادی سیکل ترکیبی

Table 9 exergoeconomic results for combined cycle

دستگاه	$c_f(\frac{\$}{GJ})$	$c_p(\frac{\$}{GJ})$	$\dot{C}_D(\frac{\$}{h})$	$\dot{Z}(\frac{\$}{h})$	f
کلکتور	0	8.455	265.2	180.2	0.4045
اواپراتور	8.48	18.332	96.7	3.804	0.0376
توربین 1	57.192	76.081	71.91	43.28	0.3757
بازیاب	57.192	319.157	53.12	0.6815	0.01267
کندانسور	14.035	126.69	254.2	1.882	0.0074
پمپ 1	76.081	127.524	1.384	0.54	0.2807
توربین 2	14.035	25.368	40.94	54.11	0.5693
پمپ 2	25.368	148.051	11.13	3.415	0.2347

6-2- تحلیل پارامتری

حساسیت پارامترهای خروجی سیکل ترکیبی نسبت به فشار ورودی توربین آب-آمونیاک و به ویژه کسر جرمی آمونیاک به مراتب بیشتر از دمای خروجی کندانسور و دمای ورودی توربین آب- آمونیاک است. به همین دلیل مقدار دمای خروجی کندانسور و دمای ورودی توربین آب- آمونیاک در شرایط عملکرد مناسب سیستم طبق جدول 1 ثابت در نظر گرفته می‌شود و با ثابت ماندن سایر پارامترها اثر فشار ورودی توربین آب- آمونیاک، کسر جرمی آمونیاک و اختلاف دمای پینچ در مبدل‌های حرارتی بر پارامترهای خروجی بررسی می‌شود. محدوده تغییرات فشار ورودی توربین از 10 تا 25 بار و حداقل مقدار کسر جرمی آمونیاک، به منظور فوق گرم بودن سیال مخلوط ورودی به توربین آب- آمونیاک در محدوده فشار یاد شده، 0.6 در نظر گرفته می‌شود.

در شکل 4 تغییرات توان خالص خروجی سیکل ترکیبی بر حسب افزایش فشار ورودی توربین آب- آمونیاک در کسرهای جرمی مختلف قابل ملاحظه است. به دلیل ناچیز بودن مقادیر توان مصرفی در پمپ‌ها در مقابل توان تولیدی در توربین‌ها، مجموع مقادیر توان تولیدی در دو توربین سیکل ترکیبی تعیین کننده تغییرات توان خالص خروجی کل سیکل ترکیبی است. همان‌طور که از شکل 4 مشخص است در تمام کسرهای جرمی، تغییرات توان خالص خروجی سیکل ترکیبی با افزایش فشار ورودی توربین آب- آمونیاک دارای یک نقطه بیشینه در یک فشار مشخص می‌باشد که این نقطه بیشینه در کسرهای جرمی پایین‌تر در فشارهای بالاتر و در کسرهای جرمی بالاتر در فشارهای پایین‌تر رخ می‌دهد. نکته قابل توجه این است که در فشار بالای 24 بار در هر کسر جرمی آمونیاک، توان خالص خروجی سیکل ترکیبی افت قابل ملاحظه‌ای دارد. همچنین با افزایش کسر جرمی آمونیاک در همه فشارها، توان خالص خروجی تا کسر جرمی حدود 0.91 رو به افزایش بوده و پس از آن تا کسر جرمی 0.99 به میزان کمی کاهش نشان می‌دهد. در فشارهای پایین و کسر جرمی بالای 0.75 با افزایش کسر جرمی آمونیاک میزان توان خالص خروجی سیکل ترکیبی افزایش شدیدی نشان می‌دهد که دلیل آن افزایش ناگهانی توان خروجی توربین گاز طبیعی بوده که این افزایش ناگهانی نیز در اثر افزایش شدید دبی سیال متان در محدوده یاد شده می‌باشد. به طور کلی حساسیت توان خالص خروجی سیکل ترکیبی نسبت به فشار ورودی توربین آب- آمونیاک و کسر جرمی آمونیاک در کسرهای جرمی پایین‌تر بیشتر بوده و در کسر جرمی بالاتر از 0.85 تغییرات قابل ملاحظه ای ندارد که به دلیل نزدیک شدن رفتار سیال به سیال تک جزئی است. بیشترین مقدار توان خالص خروجی در محدوده تغییرات یاد شده برابر با 4.442 مگاوات بوده که در کسر جرمی 0.91 و در فشار ورودی توربین آب- آمونیاک برابر با 14.2 بار اتفاق می‌افتد. در این کسر جرمی رفتار سیال مخلوط به رفتار سیال تک جزئی نزدیک شده که سبب افزایش بازگشت ناپذیری‌ها در سیستم می‌شود. افزایش تخریب اگزرژی نیز سبب کاهش بازده اگزرژی کل و افزایش هزینه تخریب اگزرژی کل سیستم می‌شود به طوری که در این نقطه میزان بازده اگزرژی کل برابر با 0.135 و هزینه کل سیستم برابر با 1525 دلار بر ساعت می‌باشد.

در شکل 5 تغییرات بازده اگزرژی سیکل ترکیبی بر حسب افزایش فشار ورودی توربین آب- آمونیاک در کسرهای جرمی مختلف قابل ملاحظه است.

مطابق شکل 5 به طور کلی در هر فشار مشخص با افزایش کسر جرمی آمونیاک تغییرات بازده اگزرژی سیکل ترکیبی روندی کاهشی نشان می‌دهد که این تغییرات در کسرهای جرمی بالای 0.75 شدیدتر است. این روند کاهشی ناشی از افزایش قابل توجه نرخ اگزرژی کل ورودی به سیستم می‌باشد. طبق رابطه 16، نرخ اگزرژی ورودی خورشیدی با توجه به ثابت بودن سایر پارامترها، تابع سطح مورد نیاز کلکتور خورشیدی است و نرخ اگزرژی ورودی گاز طبیعی مایع شده، تنها تابع دبی جرمی سیال متان می‌باشد. در واقع قسمت عمده‌ای از تغییرات بازده اگزرژی در اثر تغییرات این دو پارامتر است. قابل ذکر است که تغییرات دبی جرمی متان، تابع تغییرات دبی جرمی سیال آب- آمونیاک است و تغییرات سطح مورد نیاز کلکتور خورشیدی نیز با توجه به ثابت بودن دمای سیال خورشیدی خروجی از کلکتور، تابع تغییرات دمای سیال خورشیدی ورودی به کلکتور می‌باشد. از سوی دیگر همان‌طور که از شکل 5 مشخص است با افزایش فشار ورودی توربین آب- آمونیاک در هر کسر جرمی مشخص بازده اگزرژی رو به افزایش است و حساسیت بازده اگزرژی سیکل ترکیبی نسبت به تغییرات فشار ورودی توربین و کسر جرمی آمونیاک در کسرهای جرمی بالاتر بیشتر است. بیشترین مقدار بازده اگزرژی کل سیستم در محدوده تغییرات یاد شده برابر با 0.164 می‌باشد که در کسر جرمی 0.811 و در فشار ورودی توربین آب- آمونیاک برابر با 25 بار اتفاق می‌افتد. در این نقطه توان خالص خروجی و هزینه کل سیستم به ترتیب برابر با 4.18 مگاوات و 1150 دلار بر ساعت می‌باشد.

با نگاهی به نتایج جدول 9 مشخص است که بیشترین سهم در هزینه کل مربوط به هزینه تخریب اگزرژی می‌باشد که وابسته به میزان تخریب اگزرژی در سیکل ترکیبی است. روند تغییرات هزینه کل سیستم نسبت به تغییرات فشار ورودی توربین آب- آمونیاک و کسر جرمی امونیاک کاملاً مشابه با روند تغییرات بازگشت ناپذیری کل سیستم می‌باشد. با توجه به شکل 6 مشخص است که در کسرهای جرمی پایین تغییرات هزینه کل نسبت به افزایش فشار ورودی توربین آب- آمونیاک حساسیت بالایی نشان نمی‌دهد. در حالی که در کسرهای جرمی بالاتر روند کاهشی شدیدی دارد. به طور کلی در یک فشار ورودی توربین مشخص افزایش کسر جرمی آمونیاک منجر به افزایش هزینه کل شده که این افزایش در فشارهای کمتر شدیدتر است.

شکل 7 اثر اختلاف دمای پینچ را بر روی پارامترهای خروجی سیستم در کسر جرمی 0.8 و فشار ورودی توربین آب- آمونیاک برابر با 18 بار نشان می‌دهد. با توجه به شکل 8 با افزایش اختلاف دمای پینچ در اواپراتور، هزینه کل سیستم و توان خالص خروجی سیکل ترکیبی هر دو به میزان حدود 6 درصد کاهش نشان می‌دهند. اما در اثر کاهش نرخ اگزرژی کل ورودی به سیستم، میزان بازده اگزرژی کل تقریبا ثابت باقی می‌ماند. در واقع با افزایش اختلاف دمای پینچ در اواپراتور، می‌توان تا حدودی هزینه کل سیستم را در

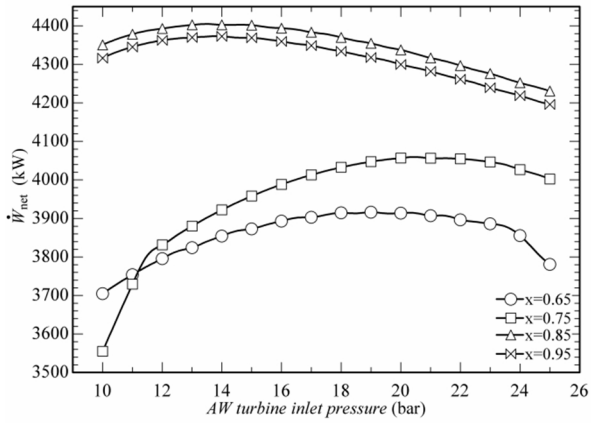

Fig. 4 Effect of ammonia-water turbine inlet pressure on total net output power of the combined cycle

شکل 4 اثر فشار ورودی توربین آب- آمونیاک بر روی کل توان خالص خروجی سیکل ترکیبی

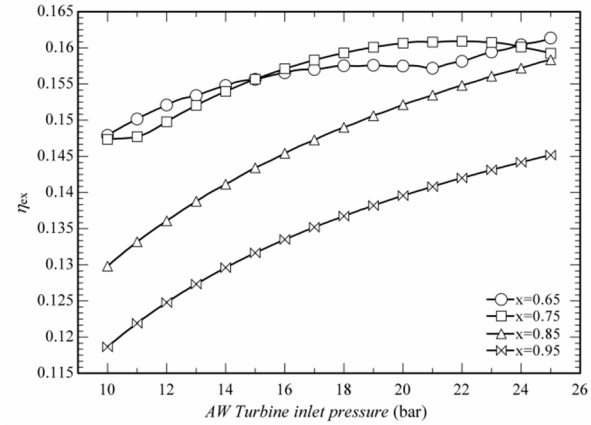

Fig. 5 Effect of ammonia-water turbine inlet pressure on exergy efficiency of the combined cycle

شکل 5 اثر فشار ورودی توربین آب- آمونیاک بر روی بازده اگزرژی سیکل ترکیبی

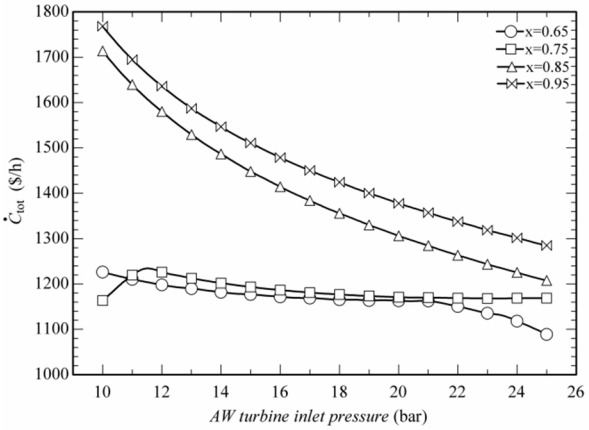

Fig. 6 Effect of ammonia-water turbine inlet pressure on total cost rate of the system

شکل 6 اثر فشار ورودی توربین آب-آمونیاک بر روی نرخ هزینه کل سیستم

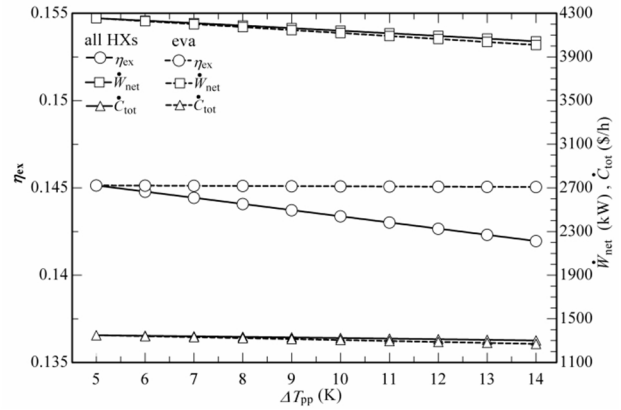

Fig. 7 Effect of pinch temperature difference on output parameters

شکل 7 اثر اختلاف دمای پینچ بر روی پارامترهای خروجی

بازده اگزرژی ثابت کاهش داد. اما این کاهش هزینه، کاهش توان خالص خروجی سیکل ترکیبی را در پی خواهد داشت. از سوی دیگر با افزایش همزمان اختلاف دمای پینچ در هر سه مبدل سیکل، هزینه کل سیستم به مقدار کمی (حدود 3.6 درصد) کاهش می‌یابد که ناشی از کاهش هزینه اولیه و کاهش تخریب اگزرژی کل سیستم و هزینه مربوط به آن می‌باشد. اما در اثر کاهش 5 درصدی توان خالص خروجی سیستم، مقدار بازده اگزرژی کل سیکل ترکیبی نیز به میزان 2.1 درصد کاهش می‌یابد. بنابراین افزایش همزمان اختلاف دمای پینچ در هر سه مبدل به مقداری که سبب افت عملکرد ترمودینامیکی سیکل ترکیبی می‌شود باعث کاهش هزینه کل سیستم نمی‌گردد.

7- نتیجه‌گیری

در این تحقیق سیکل رانکین بازیاب آب- آمونیاک به صورت ترکیب با سیکل گاز طبیعی به منظور تولید توان، شبیه‌سازی و مورد مطالعه قرار گرفت.

- نتایج حالت پایه حاکی از اتلاف اگزرژی زیاد در اجزاء کلکتور خورشیدی، کندانسور و اواپراتور می‌باشد که مجموع اتلاف اگزرژی در این سه جزء نقش تعیین کننده‌ای را در هزینه کل سیستم ایفا می‌کنند. مشخص شد که میزان اگزرژی ورودی گاز طبیعی مایع شده مقدار قابل توجهی دارد و همچنین توان خروجی سیکل گاز طبیعی همواره بیشتر از سیکل آب- آمونیاک است که اهمیت به کارگیری سیکل گاز طبیعی را مشخص می‌سازد. همچنین هزینه واحد انرژی الکتریکی تولیدی در سیکل گاز طبیعی نسبت به سیکل آب- آمونیاک کمتر است که نشان دهنده عملکرد بهتر سیکل گاز طبیعی از منظر اگزرژی- اقتصادی می‌باشد. در مبدل بازیاب در اثر کنترل دمای خطوط دو جریان علاوه بر بهبود عملکرد کل سیستم، هزینه مبدل حرارتی مقدار قابل توجهی ندارد به طوری که تنها 4.9 درصد از هزینه کل سیستم را شامل می‌شود.
- نتایج تحلیل پارامتری نشان داد که بیشترین مقدار توان خالص خروجی سیستم در کسر جرمی 0.91 اتفاق می‌افتد، در حالی که میزان بازده اگزرژی و هزینه کل سیستم در این کسر جرمی مقادیر مناسبی ندارند. با کاهش حدود 10 درصدی کسر جرمی در مقدار 0.811 و در فشار ورودی توربین آب- آمونیاک برابر با 25 بار به بیشترین مقدار بازده اگزرژی سیستم خواهیم رسید که در این نقطه هزینه کل سیستم نسبت به نقطه یاد شده 25 درصد کاهش نشان می‌دهد، در حالی که توان خالص خروجی فقط به میزان 6 درصد کاهش می‌یابد. بنابراین پیشنهاد می‌شود فشار ورودی توربین آب- آمونیاک تا حدی که سبب کاهش چشمگیر توان خالص خروجی سیستم نشود افزایش یابد.
- در انتها با بررسی اثر اختلاف دمای پینچ مشخص شد که عملکرد سیستم از نظر ترمودینامیکی در اختلاف دمای پینچ کمتر بهتر می‌باشد در حالی که با افزایش اختلاف دمای پینچ، هزینه کل سیستم مقداری کاهش می‌یابد. به طور کلی افزایش اختلاف دمای پینچ در مبدل‌های حرارتی به منظور کاهش هزینه کل سیستم به دلیل افت عملکرد ترمودینامیکی سیکل ترکیبی پیشنهاد نمی‌شود.

8- مراجع

[1] F. Cabrera, A. Fernández-García, R. Silva, M. Pérez-García, Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications, *Renewable and sustainable energy reviews*, Vol. 20, No.1, pp. 103-118, 2013.

[2] F. A. Al-Sulaiman, Energy and sizing analyses of parabolic trough solar collector integrated with steam and binary vapor cycles, *Energy*, Vol. 58, No. C, pp. 561-570, 2013.

[3] Y.-L. He, D.-H. Mei, W.-Q. Tao, W.-W. Yang, H.-L. Liu, Simulation of the parabolic trough solar energy generation system with Organic Rankine Cycle, *Applied Energy*, Vol. 97, No. 1, pp. 630-641, 2012.

[4] M. Ashouri, A. M. K. Vandani, M. Mehrpooya, M. H. Ahmadi, A. Abdollahpour, Techno-economic assessment of a Kalina cycle driven by a parabolic Trough solar collector, *Energy Conversion and Management*, Vol. 105, No. 1, pp. 1328-1339, 2015.

[5] O. Behar, A. Khellaf, K. Mohammedi, S. Ait-Kaci, A review of integrated solar combined cycle system (ISCCS) with a parabolic trough technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 39, No. 1, pp. 223-250, 2014.

[6] J. Roy, M. Mishra, A. Misra, Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under different heat source temperature conditions, *Applied Energy*, Vol. 88, No. 9, pp. 2995-3004, 2011.

[7] M. Imran, B. S. Park, H. J. Kim, D. H. Lee, M. Usman, M. Heo, Thermo-economic optimization of Regenerative Organic Rankine Cycle for waste heat recovery applications, *Energy Conversion and Management*, Vol. 87, No. 1, pp. 107-118, 2014.

[8] J. Roy, A. Misra, Parametric optimization and performance analysis of a regenerative Organic Rankine Cycle using R-123 for waste heat recovery, *Energy*, Vol. 39, No. 1, pp. 227-235, 2012.

[9] T. Li, J. Zhu, K. Hu, Z. Kang, W. Zhang, Implementation of PDORC (parallel double-evaporator organic Rankine cycle) to enhance power output in oilfield, *Energy*, Vol. 68, No. 1, pp. 680-687, 2014.

[10] X. Li, C. Zhao, X. Hu, Thermodynamic analysis of organic Rankine cycle with ejector, *Energy*, Vol. 42, No. 1, pp. 342-349, 2012.

[11] T. Ho, S. S. Mao, R. Greif, Comparison of the Organic Flash Cycle (OFC) to other advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation and solar thermal energy, *Energy*, Vol. 42, No. 1, pp. 213-223, 2012.

[12] J. Wang, Z. Yan, M. Wang, Y. Dai, Thermodynamic analysis and optimization of an ammonia-water power system with LNG (liquefied natural gas) as its heat sink, *Energy*, Vol. 50, No. 1, pp. 513-522, 2013.

[13] K. H. Kim, H. J. Ko, K. Kim, Assessment of pinch point characteristics in heat exchangers and condensers of ammonia–water based power cycles, *Applied Energy*, Vol. 113, No. 1, pp. 970-981, 2014.

[14] K. H. Kim, K. C. Kim, Thermodynamic performance analysis of a combined power cycle using low grade heat source and LNG cold energy, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 70, No. 1, pp. 50-60, 2014.

[15] Y. Song, J. Wang, Y. Dai, E. Zhou, Thermodynamic analysis of a transcritical CO 2 power cycle driven by solar energy with liquified natural gas as its heat sink, *Applied energy*, Vol. 92, No. 1, pp. 194-203, 2012.

[16] J. Wang, J. Wang, Y. Dai, P. Zhao, Thermodynamic analysis and optimization of a transcritical CO 2 geothermal power generation system based on the cold energy utilization of LNG, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 70, No. 1, pp. 531-540, 2014.

[17] M. Mehrpooya, H. Ansarinasab, Advanced exergoeconomic evaluation of single mixed refrigerant natural gas liquefaction processes, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 26, No. 1, pp. 782-791, 2015.

[18] A. Vatani, M. Mehrpooya, A. Palizdar, Advanced exergetic analysis of five natural gas liquefaction processes, *Energy Conversion and Management*, Vol. 78, No. 1, pp. 720-737, 2014.

[19] M. R. Gómez, R. F. Garcia, J. R. Gómez, J. C. Carril, Review of thermal cycles exploiting the exergy of liquefied natural gas in the regasification process, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 38, No. 1, pp. 781-795, 2014.

[20] N. Shokati, F. Ranjbar, M. Yari, Exergoeconomic analysis and optimization of basic, dual-pressure and dual-fluid ORCs and Kalina geothermal power plants: A comparative study, *Renewable Energy*, Vol. 83, No. 1, pp. 527-542, 2015.

[21] 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.

[22] 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.

[23] 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.

[24] M. Fallah, S. M. S. Mahmoudi, M. Yari, R. A. Ghiasi, Advanced exergy analysis of the Kalina cycle applied for low temperature enhanced geothermal system, *Energy Conversion and Management*, Vol. 108, No. 1, pp. 190-201, 2016.

[25] K. H. Kim, C. H. Han, K. Kim, Effects of ammonia concentration on the thermodynamic performances of ammonia–water based power cycles, *Thermochimica Acta*, Vol. 530, No. 1, pp. 7-16, 2012.

[26] A. Bejan, G. Tsatsaronis, *Thermal design and optimization*, pp.405-462, New York: John Wiley & Sons, 1996.

[27] S. A. Kalogirou, A detailed thermal model of a parabolic trough collector

Chemical Engineering: Chemical & biochemical reactors & process control, pp. 640-750, London: Elsevier, 1994.
[36] A. M. Elsafi, Exergy and exergoeconomic analysis of sustainable direct steam generation solar power plants, *Energy Conversion and Management*, Vol. 103, No. 1, pp. 338-347, 2015.
[37] P. Kurup, C. Turchi, *Parabolic Trough Collector Cost Update for the System Advisor Model (SAM)*, NREL (National Renewable Energy Laboratory (NREL), Golden, CO (United States)), 2015.
[38] 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.
[39] 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.
[40] 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.
[41] V. E. Dudley, G. J. Kolb, A. R. Mahoney, T. R. Mancini, C. W. Matthews, M. Sloan, D. Kearney, *Test results: SEGS LS-2 solar collector*, Sandia National Labs., Albuquerque, NM (United States), Appendix D, Page D-6, Table D-1, 1994..
receiver, *Energy*, Vol. 48, No. 1, pp. 298-306, 2012.
[28] R. Forristall, *Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver*: National Renewable Energy Laboratory, 2003.
[29] D. Tempesti, D. Fiaschi, Thermo-economic assessment of a micro CHP system fuelled by geothermal and solar energy, *Energy*, Vol. 58, No. 1, pp. 45-51, 2013.
[30] A. Rovira, M. J. Montes, F. Varela, M. Gil, Comparison of heat transfer fluid and direct steam generation technologies for integrated solar combined cycles, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 52, No. 2, pp. 264-274, 2013.
[31] S. A. Kalogirou, *Solar energy engineering: processes and systems*, pp. 49-110, London: Elsevier, 2013
[32] S. Kakac, H. Liu, A. Pramuanjaroenkij, *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*, pp. 283-343, London: CRC press, 2012.
[33] 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.
[34] Y.-Z. Wang, Y.-X. Hua, H. Meng, Numerical studies of supercritical turbulent convective heat transfer of cryogenic-propellant methane, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 24, No. 3, pp. 490-500, 2010.
[35] J. M. Coulson, J. F. Richardson, D. G. Peacock, *Coulson & Richardson's*