

تحلیل ترمو اقتصادی و بهینه‌سازی چندهدفه چرخه‌های بازیافت تلفات گرمایی یک موتور ژنراتور گازسوز

سمیرا مرامی میلانی

دانشجوی دکتری، دانشکده مکانیک برق و کامپیوتر، دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات، تهران، ایران

رحیم خوشبختی سرای*

استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، شهر جدید سهند، تبریز، ایران

محمد نجفی

دانشیار، دانشکده مکانیک برق و کامپیوتر، دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات، تهران، ایران

چکیده

در این تحقیق یک موتور ژنراتور گازسوز با توان ۳۴/۳ کیلووات به عنوان محرک اولیه برای چرخه‌های ترمودینامیکی پایین‌دست در نظر گرفته شده است که شامل چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز برای بازیافت تلفات حرارت گازهای اگزوز خروجی موتور و چرخه مثلثی برای بازیافت حرارت اتلافی آب خنک‌کاری موتور می‌باشد. عملکرد چرخه‌های تحتانی از نظر ترمودینامیکی و ترمو-اقتصادی بررسی شده و سپس آنالیز حساسیت و بهینه‌سازی چندهدفه با در نظر گرفتن توابع هدف بازده اگزوزی و هزینه سرمایه‌گذاری ویژه بر روی چرخه‌ها انجام گرفته است. همچنین، نقطه بهینه بر روی نمودار جبهه پرتو بر اساس معیار LINMAP انتخاب شده است. نتایج نشان می‌دهد تخریب اگزوزی در گرمکن و چگالنده چرخه مثلثی و تبخیرکن چرخه رانکین آلی نسبت به سایر اجزا بیشتر است. در بین متغیرهای تصمیم‌گیری، بازده ایزنتروپیک توربین‌ها و دمای چگالنده چرخه مثلثی تاثیر قابل توجهی در توابع هدف دارند. استفاده از سیستم بازیافت تلفات گرمایی در حالت بهینه منجر به افزایش ۶/۰۹٪ بازده اگزوزی سیستم کلی شامل موتور ژنراتور و چرخه‌های پایین‌دستی می‌شود. **واژه‌های کلیدی:** موتور گازسوز، بازیافت حرارت اتلافی، چرخه رانکین آلی، چرخه مثلثی، اگزوزی-اقتصادی، بهینه‌سازی چندهدفه.

Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of waste heat recovery cycles of a gas engine

S. Marami Milani

Department of Mechanics, Electrical Power and Computer, Science and Research Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran

R. Khoshbakhti Saray

Department of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Sahand New Town, Tabriz, Iran

M. Najafi

Faculty of Mechanics, Electrical Power and Computer, Science and Research Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran

Abstract

In this work, Organic Rankine cycle with open feed heater and Trilateral Flash cycle are used for waste heat recovery of exhaust gas and cooling water of a 34.3 kW stationary gas engine. The thermodynamic and thermo-economic performance of the bottoming cycles have been investigated, and then sensitivity analysis and multi-objective optimization has been done considering the objective functions of exergy efficiency and the special investment cost of the cycles. The optimal point is selected based on the LINMAP method on the Pareto Front. The results show that the exergy destruction rates in the heater and condenser of the Trilateral Flash cycle and the evaporator of the organic Rankin cycle are more than those of other components. Among the decision variables, the turbines isentropic efficiency and the condenser temperature of Trilateral Flash cycle have a significant effect on the objective functions. Employing waste heat recovery system on a gas engine results in an increase of 6.09% of the exergy efficiency of the overall system, including gas engine and bottoming cycles in the optimized state.

Keywords: Stationary gas engine, Waste heat recovery, Organic Rankine cycle with open feed heater, Trilateral flash cycle, Exergo-economic, Multi-objective optimization.

۱- مقدمه

دیگر، دی اکسیدکربن خروجی از سیستم‌های احتراقی یک گاز گلخانه‌ای می‌باشد. بهبود اقتصاد سوخت، استفاده از سوخت‌هایی با نسبت هیدروژن به کربن بالا و یا استفاده از سوخت‌های تجدیدپذیر منجر به کاهش انتشار این گاز گلخانه‌ای می‌شود. گاز طبیعی که عمدتاً از متان تشکیل شده است، به دلیل خواص شیمیایی مناسب با نسبت هیدروژن به کربن بالا [۲] و عدد اکتان بالا یکی از سوخت‌های مناسب جایگزین می‌باشد. از این رو موتورهای گازسوز به دلیل مزایای بالا بودن بازده حرارتی، کاهش قابل توجه انتشار دی اکسیدکربن، ذرات جامد و همچنین منابع وسیع گاز طبیعی و هزینه پایین آن بویژه در کشور ایران مورد توجه قرار گرفته و استفاده از حرارت اتلافی گازهای خروجی موتور به عنوان منبع گرمایی چرخه تولید توان می‌تواند سیستمی کارا ایجاد کند. از این‌رو، با توجه به اینکه چرخه رانکین آلی مانند چرخه رانکین بخار است، با این تفاوت که به جای آب از یک

افزایش جهانی قیمت سوخت از یک طرف و کاهش منابع سوخت‌های فسیلی و همچنین افزایش تولید گازهای گلخانه‌ای در جهان از طرف دیگر، سبب گردید تا کشورهای پیشرفته و به تبع آنها سایر کشورها، سیاست‌های متنوعی را جهت کاهش مصرف انرژی و انتشار گازهای گلخانه‌ای اتخاذ نمایند [۱]. یکی از این سیاست‌ها که در سالهای اخیر بطور چشمگیری در جهان توسعه یافته است، بهره‌گیری از تکنولوژی بازیافت حرارت اتلافی به‌منظور کاهش مصرف انرژی و همچنین کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای در جهان می‌باشد. در این راستا سهم اصلی مصرف سوخت فسیلی به موتورهای احتراق داخلی تعلق دارد. از این رو استفاده از فن‌آوری‌های بازیافت تلفات گرمایی موتورهای احتراق داخلی مورد توجه محققان قرار گرفته است. از طرف

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: khoshbakhti@sut.ac.ir

سیال آلی از قبیل مبردها یا هیدروکربنها به عنوان سیال عامل استفاده می‌شود [۳] و از آنجاییکه چرخه رانکین بخار به منابع حرارتی دما بالا نیاز دارد تا سیال خروجی از توربین به صورت بخار باشد [۴]. از اینرو، برای بازیافت تلفات گرمایی گازهای خروجی اگزوز موتورهای احتراق داخلی که جزو منابع حرارتی دما متوسط می‌باشند، استفاده از چرخه های رانکین آلی ارجحیت دارد [۵]. بنابراین در میان چرخه‌های ترمودینامیکی مرسوم، چرخه رانکین آلی برای بازیافت حرارت از منابع دما پایین و متوسط، به دلیل راندمان بالا، قابلیت اطمینان و انعطاف‌پذیری آن از اهمیت بالایی برخوردار است [۶]. بنابراین استفاده بهینه از این تلفات گرمایی توسط چرخه رانکین آلی منجر به دستیابی به سیستم کارا تر و تولید توان بیشتر به ازای مصرف سوخت معینی توسط موتور ژنراتور گازسوز می‌شود. انتخاب سیال عامل مناسب نقش مهمی در عملکرد چرخه دارد. سیال بنزن به دلیل خواص پتانسیل گرمایش جهانی پایین، پتانسیل تخریب ازون پایین، دمای بحرانی بالا، گرمای نهان بالا و همچنین شیب مثبت فاز بخار اشباع در نمودار دما-آنترنپی (سیال خشک) به عنوان سیال عامل چرخه رانکین آلی در کار حاضر انتخاب شده است.

لیو و همکارانش [۷]، ترکیب‌بندی‌های مختلف چرخه رانکین آلی بهینه را که برای بازیافت تلفات گرمایی موتور دیزل معرفی شده‌اند، با استفاده از معیار بازده حرارتی نسبی ارزیابی کرده‌اند. تلفات گرمایی موتور که از چندین منبع ناشی می‌شود، با استفاده از تحلیل نقطه تنگش، در یک منحنی ترکیبی واحد ادغام شده‌اند و بازده حرارتی نسبی به صورت نسبت بازده حرارتی چرخه رانکین آلی به چرخه رانکین آلی بهینه تعریف شده است. نتایج نشان می‌دهد، بازده حرارتی چرخه رانکین آلی پایه با استفاده از سیال عامل سیکلوپنتان، $9/28\%$ است، درحالیکه با استفاده از ترکیب‌بندی رانکین آلی بهینه، بازده حرارتی $14/23\%$ قابل دستیابی است. نتو و همکارانش [۸] با به‌کارگیری چرخه رانکین آلی برای بازیافت تلفات گرمایی موتور احتراق داخلی به منظور افزایش توان الکتریکی تولیدی و در نتیجه کاهش مصرف سوخت و گازهای گلخانه‌ای، یک مطالعه فنی و اقتصادی انجام دادند. برای این منظور، دو نوع چگالنده در چرخه رانکین شامل چگالنده با آب خنک‌کاری و چگالنده با برج خنک‌کن بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد در هر دو مورد با استفاده از سیال عامل تولوئن، توان الکتریکی تولیدی تا ۲۰ درصد افزایش می‌یابد و دوره بازگشت سرمایه چرخه رانکین آلی ۶ سال است. دیمی و همکارش [۹] به بررسی چرخه رانکین آلی جهت بازیافت تلفات گرمایی موتور احتراق داخلی از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک پرداخته‌اند. همچنین تاثیر سیال عامل در عملکرد چرخه و تاثیر دمای بیشینه چرخه در حجم سیال خروجی از توربین مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد، بیشترین توان خالص خروجی برای سیال کاری R245fa بوده و با افزایش دمای بیشینه چرخه، دبی حجمی سیال خروجی کاهش می‌یابد.

در سال‌های اخیر، چرخه مثلثی^۱ به دلیل تطابق مناسب پروفیل دمای سیال عامل در تبخیرکن و منبع گرمایی توجه محققین زیادی را

به خود جلب کرده است. این ویژگی باعث کاهش تلفات و نابودی اگزوزی در طی فرآیند انتقال حرارت به سیال عامل می‌شود [۱۰]. چرخه مثلثی یک چرخه مناسب برای بازیافت حرارت به منظور تولید توان از منبع گرمایی دما-پایین غیرهمدم است [۱۱]. از این‌رو به منظور بازیافت تلفات گرمایی آب خنک‌کاری موتور می‌تواند چرخه مناسبی باشد.

فیشر [۱۲] چرخه‌های بهینه شده مثلثی و رانکین آلی را مقایسه کرد. در این مطالعه، سیال عامل چرخه مثلثی، آب است. سیال عامل و پارامترهای فرآیند چرخه رانکین به عنوان متغیرهای بهینه‌سازی در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می‌دهد که تحت شرایط بهینه، بازده اگزوزی چرخه مثلثی ۱۴ تا ۲۹ درصد بیشتر از چرخه رانکین است. زامفیرسکو و همکارش [۱۳]، تحلیل ترمودینامیکی چرخه مثلثی با سیال عامل آب-آمونیاک را انجام دادند. در این تحقیق تاثیر بازده منبسط‌کننده، غلظت آمونیاک و نرخ جریان سیال خنک‌کن، مورد بررسی قرار گرفته است. سپس چرخه بهینه مثلثی با چهار نوع چرخه رانکین آلی و چرخه کالینا مقایسه شده و به دلیل توانایی بهتر در بازیافت حرارت این چرخه عملکرد بهتری را نشان می‌دهد. همچنین نتایج نشان می‌دهد، با استفاده از آب-آمونیاک، بازده اگزوزی چرخه ۳۰ درصد می‌باشد که این مقدار برای سیال عامل آب ۲۳ درصد است. بنابراین استفاده از آب-آمونیاک منجر به بهبود ۷٪ بازده اگزوزی می‌شود. بیانچی و همکارانش [۱۴]، یک اکسپندر twin-screw برای منبع گرمایی دما پایین، به منظور تولید توان توسط چرخه مثلثی را به صورت عددی بررسی کرده‌اند. در این راستا تاثیر کیفیت ورودی سیال عامل R245fa و سرعت چرخش در عملکرد اکسپندر مطالعه شده است. نتایج نشان می‌دهد در دور 3750rpm و فشار ورودی ۵ بار، در صورت افزایش کیفیت سیال ورودی از ۰ به ۱، بازده حجمی و بازده آیزنتروپیک به ترتیب از $24/8\%$ و $37/6\%$ به $61/2\%$ و $83/1\%$ افزایش می‌یابد. لی و همکارانش [۱۵]، مدل‌سازی ترمودینامیکی چرخه‌های رانکین آلی، چرخه فلش آلی^۲ و چرخه مثلثی را در محیط نرم افزار MATLAB انجام داده‌اند. نتایج نشان می‌دهد، توان خروجی چرخه مثلثی در مقایسه با چرخه رانکین آلی ۳۷٪ و نسبت به چرخه فلش آلی ۵۸٪ بیشتر است. چرخه فلش آلی نسبت به چرخه‌های دیگر کمترین مقدار توان خروجی، بازده انرژی و بازده اگزوزی را دارد.

۶۳ درصد از پتانسیل تلفات گرمایی جهان در درجه حرارت کمتر از ۱۰۰ درجه سلسیوس رخ می‌دهد. بنابراین، با وجود کم بودن مقدار مزایای زیادی از نقطه نظر انرژی، محیط زیست و اقتصادی دارد [۱۶]. از بین چرخه‌های ترمودینامیکی که برای بازیافت حرارت استفاده می‌شود، چرخه مثلثی از نظر تئوری پتانسیل بالاتری برای بازیافت حرارت از منبع دما پایین تک‌فاز نسبت به چرخه رانکین دارد [۱۷]. بنابراین، با توجه به این که دمای آب خنک‌کاری موتور در حدود ۸۰ درجه سلسیوس است، به عنوان یک منبع دمایی برای چرخه مثلثی در نظر گرفته شده است. از این‌رو در کار حاضر، چرخه مثلثی به عنوان چرخه بازیافت حرارت از تلفات گرمایی آب خنک‌کاری موتور مورد بررسی قرار

² Organic Flash Cycle

¹ Trilateral Flash Cycle

قطر سیلندر	۱۰۰ میلی‌متر
سوخت مصرفی	گاز طبیعی
کورس پیستون	۱۲۷ میلی‌متر
نسبت تراکم	۹/۵ : ۱
تعداد سیلندر	چهار سیلندر
نوع تنفس	طبیعی
توان اسمی	۴۶ اسب بخار
دمای آب خروجی خنک‌کاری	۳۵۳ کلوین
دمای آب ورودی خنک‌کاری	۳۴۵ کلوین

توربین در سطح فشار میانی در نقطه ۶ که وارد منبع تغذیه باز شده است، مخلوط می‌شود تا مایع اشباع در سطح فشار میانی تولید شود، مایع اشباع در نقطه ۳ وارد پمپ ۲ شده و تا سطح فشار تبخیرکن افزایش فشار و دما می‌یابد. سیال در نقطه ۴ وارد تبخیرکن شده و پس از تبادل حرارت با گازهای داغ خروجی اگزوز به صورت بخار اشباع در نقطه ۵ تبخیرکن را به سمت توربین ترک می‌کند. بخشی از سیال داخل توربین پس از انبساط تا سطح فشار میانی در نقطه ۶ توربین را به سمت منبع تغذیه باز ترک کرده و مابقی سیال تا سطح فشار چگالنده نقطه ۷ انبساط می‌یابد. بخار فراگرم وارد چگالنده شده و تا حالت مایع اشباع در نقطه ۱ چگالش می‌یابد و چرخه تکرار می‌شود.

۲-۳- چرخه مثلثی

آب گرم خنک‌کاری موتور با دمای ۸۰ درجه سلسیوس و فشار ۱/۳ بار از موتور خارج شده و پس از تبادل گرما با سیال عامل چرخه مثلثی با دمای ۷۲ درجه سلسیوس و فشار ۱/۳ بار به موتور بازگردانی می‌شود. مایع سرد در نقطه ۱۳ وارد گرمکن شده و تحت حرارت آب خنک‌کاری موتور دمای آن تا حد مایع اشباع نقطه ۱۲ بالا می‌رود. مایع اشباع به منظور تولید توان وارد منبسط‌کننده شده و تا سطح فشار چگالنده (نقطه ۱۴) کاهش فشار می‌یابد و به صورت سیال دوفازی وارد چگالنده شده و تا حالت مایع اشباع (نقطه ۱۵) چگالش می‌یابد. مایع اشباع وارد پمپ شده و تا سطح فشار گرمکن افزایش فشار می‌یابد و چرخه تکرار می‌گردد.

۳- فرضیات و مدل‌سازی

به منظور ساده‌سازی تحلیل و مدل‌سازی سیستم فرضیات زیر در نظر گرفته شده است.

- ۱- تمام فرآیندهای چرخه‌ها در حالت پایا عمل می‌کنند.
- ۲- از اتلافات گرمایی صرف‌نظر شده است.
- ۳- از افت فشار در لوله‌ها صرف‌نظر شده است.
- ۴- تغییرات اگزوزی پتانسیل و جنبشی در مقایسه با اگزوزی فیزیکی و شیمیایی ناچیز است.
- ۵- اصول مخلوطهای گاز ایده‌آل برای محصولات احتراق به کار برده شده است.
- ۶- دما و فشار محیط به ترتیب ۲۹۸ کلوین و ۱ بار می‌باشد.
- ۷- ارزش حرارتی پایین سوخت متان 41 kJ/mol ۲۳۶۱۸۰ می‌باشد.

گرفته است.

به منظور دستیابی به سیستم‌های بازیافت حرارت اتلافی با عملکرد مطلوب و هزینه پایین، بهینه‌سازی ترمو-اقتصادی چرخه‌ها مورد نیاز است. روست و همکارانش [۱۸]، شکل‌های مختلف چرخه رانکین آلی با سیال عامل‌های مختلف برای بازیافت حرارت اتلافی گازهای اگزوز و سیستم خنک‌کاری موتور خودروی سواری را مورد بررسی و بهینه‌سازی چند هدفه قرار داده‌اند. نتایج نشان می‌دهد انتخاب چرخه و سیال عامل بهینه، بستگی به فضای موجود در وسیله نقلیه دارد. علاوه بر این، مناسب‌ترین سیال عامل برای این منظور دارای مشخصات زیر است: (۱) نقطه جوش نزدیک به دمای منبع سرد (۲) فشار بحرانی بالا (۳) وزن مولکولی بالا.

با توجه به اینکه بهینه‌سازی چندهدفه و آنالیز حساسیت سیستم بازیافت تلفات گرمایی با چرخه‌های پیشنهادی برای موتور ژنراتور انجام نیافته است از این‌رو در کار حاضر یک موتور ژنراتور ۳۴/۳ کیلووات به عنوان محرک اولیه چرخه‌های ترمودینامیکی پایین‌دستی، شامل چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز برای بازیافت تلفات گرمایی گازهای خروجی اگزوز و چرخه مثلثی به عنوان یک سیستم بازیافت حرارت از آب خنک‌کاری موتور گازسوز در نظر گرفته شده است. در این راستا، چرخه‌های پایین‌دستی از دیدگاه انرژی و اگزوزی بررسی شده و در نهایت با در نظر گرفتن توابع هدف بازده اگزوزی و هزینه سرمایه‌گذاری ویژه جهت بهبود عملکرد و کاهش هزینه، آنالیز حساسیت توابع هدف نسبت به متغیرهای تصمیم‌گیری انجام یافته و در نهایت بهینه‌سازی دوهدفه با استفاده از الگوریتم ژنتیک انجام پذیرفته و نتایج بدست آمده با نتایج حالت پایه مقایسه می‌شود.

۲- مشخصات سیستم

سیستم کلی به دو زیرمجموعه شامل موتور گازسوز به عنوان محرک اولیه و چرخه‌های بازیافت تلفات گرمایی پایین‌دستی شامل چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز و چرخه مثلثی تقسیم می‌شود.

۲-۱- محرک اولیه

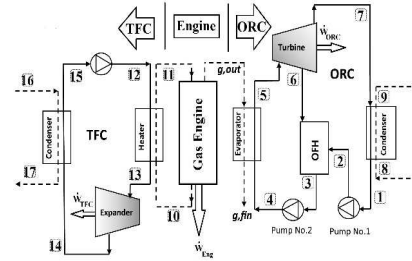
محرک اولیه چرخه‌های تولید توان که در این کار مورد مطالعه قرار گرفته است، موتور احتراق داخلی گازسوز چهار سیلندر با توان اسمی ۳۴/۳ کیلووات است. از آنجایی که هدف استفاده از تلفات گرمایی موتور ژنراتور گازسوز است، مطالعات عمده و بهینه‌سازی در بار کامل موتور انجام می‌پذیرد که موتور عمدتاً در این شرایط کار می‌کند. مشخصات موتور مورد مطالعه مطابق جدول ۱ می‌باشد.

۲-۲- چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز

در شکل ۱ طرحواره چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز و چرخه مثلثی نشان داده شده است. سیال عامل به صورت مایع اشباع در نقطه ۱ وارد پمپ ۱ شده و تا سطح فشار میانی افزایش فشار می‌یابد. در نقطه ۲ سیال سرد وارد منبع تغذیه باز شده و با سیال گرم خروجی از

جدول ۱- مشخصات موتور گازسوز

نوع موتور	MN440-45GN
حجم جایجایی	۳/۹۹ لیتر



شکل ۱- طرحواره چرخه‌های بازیافت حرارت اتلافی

۳-۱- مدل‌سازی ترمودینامیکی

اساس مدل‌سازی ترمودینامیکی در تحلیل هر یک از اجزا با استفاده از قوانین بقای جرم، بقای انرژی (قانون اول ترمودینامیک) و موازنه انرژی به صورت زیر انجام می‌پذیرد [۱۹]:

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e = 0 \quad (1)$$

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

$$\dot{E}_Q + \sum \dot{m}_i \epsilon_i = \dot{E}_W + \sum \dot{m}_e \epsilon_e + \dot{E}_{D_{int}} \quad (3)$$

در رابطه (۳)، $\dot{E}_Q = \dot{Q}(1 - \frac{T_0}{T})$ و $\dot{E}_W = \dot{W}$ برابر نرخ انرژی مربوط به انتقال گرما و کار بوده، اندیس‌های i و e به ترتیب بیانگر انرژی‌های ورودی و خروجی به حجم کنترل می‌باشد. ϵ برابر مجموع انرژی‌های ترمودینامیکی و شیمیایی می‌باشد. با صرف‌نظر از انرژی جنبشی و پتانسیل، انرژی هر جریان برابر با مجموع انرژی‌های فیزیکی و شیمیایی خواهد بود. از آنجایی که ترکیب سیال عامل در چرخه رانکین آبی و مثلی همواره ثابت است، بنابراین اختلاف انرژی شیمیایی در نقاط مختلف صفر است و در محاسبات، انرژی شیمیایی برای سیال عامل این چرخه‌ها در نظر گرفته نمی‌شود. از این‌رو انرژی هر جریان به صورت انرژی فیزیکی از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$\epsilon^{PH} = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (4)$$

همچنین انرژی شیمیایی گازهای خروجی از انرژی از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۱۹]:

$$\epsilon^{CH} = \sum x_i \epsilon_i^{CH} + \bar{R} T_0 \sum x_i \ln x_i \quad (5)$$

که ϵ_i^{CH} کسر مولی و انرژی شیمیایی ویژه مولی سیال عامل و \bar{R} ثابت جهانی گاز است.

بر این اساس، بازده انرژی و بازده انرژی کل سیستم از روابط زیر محاسبه می‌گردند:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,ORC} + W_{net,TFC}}{(\dot{H}_{out} - \dot{H}_{in}) + (\dot{H}_{19} - \dot{H}_{20})} \times 100 \quad (6)$$

$$\epsilon = \frac{W_{net,ORC} + W_{net,TFC}}{(\dot{E}_{out} - \dot{E}_{in}) + (\dot{E}_{19} - \dot{E}_{20})} \times 100 \quad (7)$$

۳-۲- مدل‌سازی ترمو-اقتصادی

برای تحلیل انرژی-اقتصادی یک سیستم دیدگاه‌های مختلفی در ادبیات فن مطرح شده است. در این مطالعه روش هزینه انرژی ویژه^۱ استفاده شده است. در این روش موازنه هزینه و معادلات کمکی برای همه اجزای سیستم نوشته می‌شود که بیان‌کننده این است که تمام

¹ Specific exergy cost method

هزینه‌های جریان‌های خروجی برابر با مجموع هزینه‌های ورودی و هزینه سرمایه‌گذاری و تعمیر و نگهداری هر جزء است. مطابق با این تعریف، موازنه هزینه سیستم برای هر جزء به صورت زیر نوشته می‌شود [۱۹]:

$$\sum \dot{C}_{out,k} + \dot{C}_{inv,k} = \dot{C}_{in,k} + \sum \dot{C}_{fix,k} + \dot{Z}_k \quad (8)$$

در رابطه فوق \dot{C} نرخ هزینه انرژی می‌باشد که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\dot{C} = \epsilon \dot{E} \quad (9)$$

و ϵ هزینه واحد هر جریان است، $\dot{C}_{in,k}$ و $\dot{C}_{out,k}$ به ترتیب نشانگر هزینه‌های مرتبط با انتقال کار و گرما است. \dot{Z}_k نرخ هزینه جزء k ام از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۲۰]:

$$\dot{Z}_k = PEC_k \cdot CRF \cdot \phi / (N \times 3600) \quad (10)$$

که PEC_k هزینه خرید جزء k ام، به دلار آمریکا است.

$CRF = \frac{r(1+r)^N}{(1+r)^N - 1}$ مدت زمان عملکرد سالانه سیستم و ϕ میانگین ضریب ظرفیت چرخه است که ۰/۸۵ در نظر گرفته شده است [۱۹]. ضریب معادل‌سازی هزینه تعمیر و نگهداری سیستم است که در کار حاضر ۱/۰۶ در نظر گرفته شده است [۲۰]. CRF ضریب بازگشت سرمایه است که وابسته به نرخ بهره i که برابر ۱۲٪ و عمر مفید سیستم می‌باشد که ۲۰ سال در نظر گرفته شده است و به صورت زیر تعریف شده است [۱۹]:

$$CRF = \frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \quad (11)$$

برای به‌دست آوردن هزینه سوخت که در اینجا گاز آگروز و آب خنک کاری موتور می‌باشد، موتور گازسوز به عنوان حجم کنترل در نظر گرفته شده و موازنه هزینه سوخت متان از رابطه زیر تعریف می‌شود.

$$\dot{C}_{out} + \dot{C}_{fuel} + \dot{C}_{CO} + \dot{Z}_{eng} = \dot{C}_{in} + \dot{C}_{g,out} + \dot{C}_{m,eng} \quad (12)$$

هزینه خرید موتور ۴۲۰۰ دلار و هزینه هوای ورودی به موتور صفر در نظر گرفته شده است. همچنین هزینه سوخت متان از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۲۱]:

$$\dot{C}_{fuel} = \phi_f \dot{m}_{fuel} LHV \times 3600 \quad (13)$$

در رابطه فوق هزینه سوخت متان وارد شده به موتور ϕ_f برابر ۰/۰۹۱ دلار بر مگاژول ارزش حرارتی پایین سوخت در نظر گرفته شده است. ارزش حرارتی پایین سوخت نیز $LHV = 50/15$ MJ/kg می‌باشد [۲۲].

معادلات کمکی برای حل معادله (۱۳) عبارتند از:

$$\frac{\dot{C}_{19}}{\dot{E}_{19}} = \frac{\dot{C}_{g,out}}{\dot{E}_{g,out}} \quad (14)$$

$$\frac{\dot{C}_{g,out}}{\dot{E}_{g,out}} = \frac{\dot{C}_{m,eng}}{\dot{W}_{eng}} \quad (15)$$

$$\frac{\dot{C}_{17}}{\dot{E}_{17}} = \frac{\dot{C}_{20}}{\dot{E}_{20}} \quad (16)$$

با در نظر گرفتن تبخیرکن، مبادله‌کن گرمایی داخلی، گرمکن و چگالنده به عنوان مبدل حرارتی هزینه خرید این تجهیزات مطابق جدول ۲ محاسبه می‌گردد. با توجه به اینکه روابط ارائه شده در مرجع [۲۳] بر حسب یورو می‌باشد از نسبت تبدیل ۱/۲۳ برای تبدیل واحد به دلار استفاده شده است. همچنین به منظور تبدیل هزینه خرید

بج سال				
$\frac{272}{148}$	۲۳	۲۰	$1.5 \times (225 + 170 \times \dot{V}_{air})$	توربین
$\frac{272}{167}$	۲۳	۲۰	$190 + 310 \times A$	مبادله کن گرمایی
$\frac{272}{148}$	۲۳	۲۰	$900 \times (\dot{W}_p/300)^{0.25}$	پمپ
$\frac{272}{100}$	۲۶	۲۰	$\log_{10} PEC^0 = K_1 + K_2 \log_{10} \dot{Q} + K_3$ $K_1 = 2.0829$ $K_2 = 0.9074$ $K_3 = -0.0243$	منبع تغذیه باز

جدول ۲- معادلات کمکی برای حل دستگاه معادلات هزینه‌ها

معادلات کمکی	اجزا	چرخه
$\frac{\dot{C}_{M,out}}{\dot{E}_{M,out}} = \frac{\dot{C}_{M,in}}{\dot{E}_{M,in}}$	تبخیر کن	رانکین آلی
$\frac{\dot{C}_{W1}}{\dot{W}_1} = \frac{\dot{C}_{W2}}{\dot{W}_2}$	توربین	
$\frac{\dot{C}_s}{\dot{E}_s} = \frac{\dot{C}_k}{\dot{E}_k} = \frac{\dot{C}_g}{\dot{E}_g}$		
$\dot{C}_0 = 0$	چگالنده	چرخه مثلثی
$\frac{\dot{C}_{10}}{\dot{E}_{10}} = \frac{\dot{C}_{20}}{\dot{E}_{20}}$	گرمکن	
$\frac{\dot{C}_{W1}}{\dot{W}_1} = \frac{\dot{C}_{W2}}{\dot{W}_2}$	اکسپندر	
$\frac{\dot{C}_{20}}{\dot{E}_{20}} = \frac{\dot{C}_{25}}{\dot{E}_{25}}$	چگالنده	
$\dot{C}_{25} = 0$		

چگالنده چرخه رانکین آلی و مثلثی، بازده آیزنتروپیک توربین چرخه رانکین آلی و مثلثی، بازده آیزنتروپیک پمپ چرخه رانکین آلی و مثلثی، دمای تبخیر در تبخیرکن چرخه رانکین آلی، سطح فشار منبع تغذیه باز چرخه رانکین آلی، دمای سیال ورودی به اکسپندر چرخه مثلثی می‌شود.

۴- بحث و نتایج

آنالیز انرژی، اگزرژی، اگزرژی-اقتصادی و بهینه‌سازی دوده‌ده بر روی چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی و چرخه مثلثی به‌منظور بازیافت تلفات گرمایی موتور گازسوز انجام پذیرفته است. پارامترهای ورودی برای مدلسازی ترمودینامیکی چرخه‌های پایین‌دستی در جدول ۴ آمده است.

۴-۱- صحنه گذاری نتایج

در کار حاضر، ابتدا نرم افزار EES برای مدل‌سازی و محاسبات

تجهیزات از سال پایه به سال جاری، هزینه محاسبه شده، در ضریب تصحیح سال مربوطه ضرب شده است [۱۹]. مطابق مرجع [۲۴] هزینه خرید تجهیزات مخلوط‌کن، شیر و جداساز در چرخه کالینا صفر در نظر گرفته شده است. معادلات کمکی برای حل دستگاه معادلات (۸) در جدول ۳ آمده است. با حل دستگاه معادلات فوق هزینه اگزرژی هر جریان به دست آمده و می‌توان کارایی هزینه‌ای اجزای سیستم را با در نظر گرفتن پارامترهای اگزرژی-اقتصادی بررسی کرد. این پارامترها عبارتند از [۱۹]:

- هزینه متوسط در واحد اگزرژی سوخت

$$C_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (17)$$

- هزینه متوسط در واحد اگزرژی محصول

$$C_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}_{P,k}} \quad (18)$$

- نرخ هزینه نابودی اگزرژی

$$\dot{C}_{D,k} = C_{F,k} \dot{E}_{D,k} \quad (19)$$

- اختلاف هزینه نسبی

$$\eta_k = \frac{C_{F,k} - C_{P,k}}{C_{F,k}} \quad (20)$$

- فاکتور اگزرژی-اقتصادی

$$f_k = \frac{Z_k}{Z_k + \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k}} \quad (21)$$

هزینه سرمایه‌گذاری ویژه که در کار حاضر برای تحلیل اگزرژی-اقتصادی به کار رفته است به صورت نسبت نرخ هزینه سرمایه‌گذاری کل به توان خالص خروجی تعریف می‌شود [۲۵]:

$$SIC = \frac{C_{TCI}}{W_{net}} \quad (22)$$

که در آن $C_{TCI} - 143 \times PEC_{total}$ بوده و PEC_{total} هزینه کل خرید تجهیزات است.

۳-۳- بهینه‌سازی دوده‌ده

به منظور ارزیابی نقاط بهینه عملکرد و طراحی سیستم بازیافت حرارت اتلافی، از دو جنبه ترمودینامیکی و عوامل اقتصادی به صورت همزمان، روش بهینه‌سازی چندهدفه به کار رفته است. در مورد مسائل بهینه‌سازی چندهدفه که چندین تابع هدف مورد نظر است، ممکن است تنها یک حل بهینه وجود نداشته باشد، بلکه عمدتاً مجموعه‌ای از جواب‌های بهینه وجود دارند که نسبت به بقیه جواب‌ها ارجحیت دارند. این جواب‌ها به عنوان جواب پارتو شناخته می‌شوند. هیچ یک از این جواب‌ها مطلقاً بهتر از دیگری نیست و هر یک از آنها به عنوان یک جواب بهینه، قابل قبول است. در کار حاضر، دو تابع هدف جهت بهینه‌سازی چرخه‌های بازیافت حرارت اتلافی موتور گازسوز، شامل بیشینه کردن بازده اگزرژی و کمینه کردن هزینه سرمایه‌گذاری ویژه به کار رفته است. متغیرهای تصمیم‌گیری به کار رفته در محاسبات بهینه‌سازی چندهدفه شامل دمای

جدول ۲- هزینه خرید تجهیزات

اجزاء چرخه	هزینه خرید (€ & \$)	سال	مرج ع	ضریب تصحیح
------------	---------------------	-----	-------	------------

مشخصات سیال عامل بنزن برای چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز و سیال عامل نرمال پنتان برای چرخه مثلثی به کار رفته است. سپس بهینه‌سازی دوده‌های چرخه‌های پایین‌دستی با نرم‌افزار Matlab با استفاده از الگوریتم ژنتیک انجام یافته است. نتایج منتشر شده توسط صفریان [۶] و یاری [۲۷] برای اعتباردهی به مدل ترمودینامیکی چرخه‌ها به کار رفته و در جداول ۵ و ۶ نشان داده شده است. با توجه به جداول مذکور نتایج مدل‌سازی با داده‌های موجود در مراجع مطابقت خوبی نشان می‌دهند.

۴-۲- نتایج مدل‌سازی ترمودینامیکی و اگزرژی-اقتصادی

سهم هر جزء در میزان تخریب اگزرژی چرخه‌های رانکین آلی با منبع تغذیه باز و مثلثی در شکل ۲ ارائه شده است. مشاهده می‌شود که بیشتر تخریب اگزرژی در گرمکن چرخه مثلثی اتفاق می‌افتد و تبخیرکن چرخه رانکین آلی و چگالنده چرخه مثلثی در رده‌های بعدی قرار دارند. تخریب اگزرژی در اجزای چرخه‌های ترمودینامیکی، ناشی از سه منبع برگشت‌ناپذیری شامل واکنش شیمیایی، انتقال گرما و اصطکاک است. بنابراین، از آنجایی که واکنش شیمیایی در چرخه‌های مورد مطالعه اتفاق نمی‌افتد، بالاترین میزان بازگشت‌ناپذیری در اجزایی اتفاق می‌افتد که تبادل حرارت انجام می‌دهند. از این‌رو، انتقال گرما در تبخیرکننده و چگالنده موجب افزایش میزان تخریب اگزرژی در این اجزا می‌شود که منجر به افزایش مقدار پارامتر $Z + C_D + C_{Loss}$ در این اجزا می‌شود که در جدول ۷ ارائه شده است. بنابراین به منظور بهبود کارایی چرخه‌ها، مبادله‌کن‌های گرمایی با راندمان انتقال گرمای بالا و نرخ تخریب اگزرژی پایین ترجیح داده می‌شود. هزینه اتلاف اگزرژی (C_{Loss}) از چرخه‌ها ناشی از اگزرژی تخلیه شده به محیط از طریق جریان گاز اگزروز خروجی از تبخیرکن چرخه رانکین آلی است. با کاهش دمای این جریان، تلفات اگزرژی نیز کاهش می‌یابد؛ ولی از طرف دیگر، کاهش دمای گاز اگزروز خروجی موتور به دمای کمتر از ۱۲۰ درجه سلسیوس موجب چگالش بخار و در نتیجه خوردگی در سیستم اگزروز می‌شود.

با حل دستگاه معادلات مربوط به هزینه اجزای سیستم و معادلات کمکی مربوطه، هزینه جریان اگزرژی در تمام نقاط چرخه‌ها به دست می‌آید که این نتایج در جدول ۸ آورده شده است. نتایج نشان می‌دهد که تبخیرکن چرخه رانکین آلی و گرمکن چرخه مثلثی و همچنین چگالنده چرخه مثلثی دارای مقدار بالاتر $Z + C_D + C_{Loss}$ است، بنابراین، مهمترین اجزاء از دیدگاه اگزرژی-اقتصادی محسوب می‌شوند. فاکتور اگزرژی-اقتصادی این اجزا نشان می‌دهد که هزینه تخریب اگزرژی بیشتر از هزینه خرید و نگهداری این اجزا بوده و همچنین مطابق نتایج هزینه تخریب اگزرژی آنها نسبت به سایر اجزا بیشتر است. مقایسه فاکتور تفاوت هزینه نسبی اجزا نشان می‌دهد که چگالنده چرخه‌ها بیشترین مقدار را دارد که در هر دو مورد فاکتور اگزرژی-اقتصادی آنها نشان می‌دهد که تفاوت هزینه نسبی این اجزا، بیشتر به علت بالاتر بودن اگزرژی است. بنابراین کاهش نابودی اگزرژی در این اجزا می‌تواند موجب بهبود هزینه‌ای کل سیستم شود هرچند که ممکن است هزینه سرمایه‌گذاری این اجزاء افزایش یابد. مقادیر پایین فاکتور اگزرژی-اقتصادی در تبخیرکن و توربین چرخه

رانکین آلی اتفاق می‌افتد. از این‌رو به منظور افزایش فاکتور اگزرژی-اقتصادی در تبخیرکن پیشنهاد می‌شود هزینه سرمایه‌ای آن با افزایش سطح مبدل افزایش یابد. همچنین در مورد توربین، جهت کاهش هزینه‌های نابودی اگزرژی، استفاده از توربین‌های با بازده بالاتر باعث کاهش اصطکاک و در نتیجه کاهش بازگشت‌ناپذیری شده و موجب افزایش فاکتور اگزرژی-اقتصادی می‌شود. از طرف دیگر، مقادیر بالای هزینه سرمایه‌گذاری یک جزء منجر به مقادیر

جدول ۴- پارامترهای ورودی در مدل‌سازی ترمودینامیکی

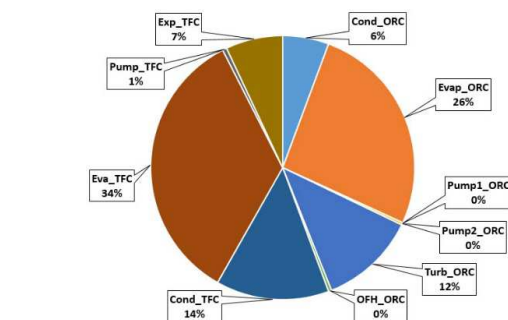
مقادیر	پارامتر	چرخه
۳۰.۸	دمای چگالنده (K)	رانکین آلی
۵۵	دمای تبخیرکن (K)	
۸۰	بازده آیزنتروپیک توربین (%)	
۸۰	بازده آیزنتروپیک پمپ‌ها (%)	
۱/۴	فشار منبع تغذیه باز (bar)	مثلثی
۱۰	اختلاف دمای نقطه تنگش گرمکن (K)	
۸۰	بازده آیزنتروپیک توربین (%)	
۸۰	بازده آیزنتروپیک پمپ‌ها (%)	
۳۰	دمای چگالنده (K)	

جدول ۵- مقایسه نتایج مدل‌سازی چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز و نتایج ارائه شده در مرجع [۶]

کار حاضر	داده های مرجع [۶]
توان توربین (kW)	۵۹/۹۵
بازده انرژی (%)	۲۲
دبی جرمی سیال (kg/s)	۱/۹۷
توان خالص خروجی (kW)	۵۴/۹۹

جدول ۶- مقایسه نتایج مدل‌سازی چرخه مثلثی و نتایج ارائه شده در مرجع [۲۷]

کار حاضر	داده های مرجع [۲۷]
بازده انرژی (%)	۸/۱۷
بازده اگزرژی (%)	۴۲/۲۵
توان خالص خروجی (kW)	۲۳۶۴



شکل ۲- سهم اجزای مختلف چرخه‌ها در میزان تخریب اگزرژی

جدول ۷- پارامترهای اگزورزی-اقتصادی اجزای چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز و چرخه مثلثی در حالت پایه

اجزای چرخه	$C_f(\frac{\$}{GJ})$	$C_p(\frac{\$}{GJ})$	$C_D(\frac{\$}{h})$	$C_{loss}(\frac{\$}{h})$	$Z(\frac{\$}{h})$	$Z + C_D + C_{loss}(\frac{\$}{h})$	r (%)	f (%)
تبخیرکن رانکین	۲۲/۸	۳۱/۴۵	۰/۱۶۳۸	۰/۲۹۸۹	۰/۰۱۱	۰/۴۷۳۷	۳۷/۹۲	۲/۳۳
توربین	۳۲/۳۲	۳۸/۶	۰/۱۰۵	-	۰/۰۱۴۶	۰/۱۱۹۶	۱۹/۴	۱۲/۲۱
منبع تغذیه باز	۳۳/۱۵	۶۰/۴۸	۰/۰۰۳۴	-	۰/۰۰۱۸	۰/۰۰۵۲	۸۲/۴۲	۳۴/۳۶
چگالنده	۳۲/۳۲	۲۲۹/۴۶	۰/۰۰۵۰۱	-	۰/۰۲۸۵	۰/۰۷۸۶	۶۰۹/۸۶	۳۶/۲۸
پمپ ۱	۳۸/۶	۱۵۲/۱۷	۰/۰۰۰۰۱	-	۰/۰۰۰۲	۰/۰۰۰۲۱	۲۹۴/۱۶	۹۴/۲۳
پمپ ۲	۳۸/۶	۵۶/۴	۰/۰۰۰۳۱	-	۰/۰۰۰۶	۰/۰۰۰۹۱	۴۶/۱۲	۶۵/۶۸
گرمکن چرخه مثلثی	۲۲/۸۱	۴۲/۷۶	۰/۲۱۴۴	-	۰/۰۷۰۹	۰/۲۸۵۳	۸۷/۵۲	۲۴/۸۵
اکسپندر	۴۴/۱۳	۵۳/۵	۰/۰۸۴۶	-	۰/۰۲۹۲	۰/۱۱۳۸	۲۱/۲۳	۲۵/۶۷
چگالنده	۴۴/۱۳	۲۷۶/۳	۰/۱۶۷۷	-	۰/۱۲۱۹	۰/۲۸۹۶	۵۲۶	۴۲/۱
پمپ	۵۳/۵	۷۶/۹	۰/۰۰۰۷۶	-	۰/۰۰۰۶۳	۰/۰۱۳۹	۴۳/۷۴	۴۵/۱۳

بنزن بالا است، بنابراین بر اساس شکل ۵ که تغییرات دمای منبع گرمایی و سیال عامل چرخه رانکین را نسبت به پارامتر بی‌بعد $H = \frac{Q}{m\dot{m}h}$ [۲۸] نشان می‌دهد، نقطه تنگش در ورودی تبخیرکن چرخه رانکین آلی اتفاق می‌افتد. سیال عامل در ورودی تبخیرکن، مایع زیر سرد با درجه حرارت کمتر از ۱۲۰ درجه سلسیوس است. از سوی دیگر، دمای گاز اگزوز در خروجی تبخیرکن به ۱۲۰ درجه سلسیوس محدود می‌شود. به عبارت دیگر برای اختلاف دمای نقطه تنگش بیش از مقدار محاسبه شده در این وضعیت، بازیافت حرارت اتلافی چرخه کاهش می‌یابد. بنابراین اثر تغییرات اختلاف دمای نقطه تنگش تبخیرکن چرخه رانکین آلی بر عملکرد ترمودینامیکی و اگزورزی-اقتصادی چرخه در این کار بررسی نشده است.

شکل ۶ اثر دمای تبخیر در چرخه رانکین آلی را بر روی اگزورزی و همچنین هزینه سرمایه‌گذاری ویژه نشان می‌دهد. با افزایش دمای تبخیر،

بالای فاکتور اگزورزی-اقتصادی می‌شود. در این راستا پیشنهاد می‌شود بررسی گردد که آیا کاهش هزینه سرمایه‌گذاری آن جزء، از منظر اگزورزی-اقتصادی مقرون به‌صرفه است یا نه، حتی اگر این امر منجر به کاهش بازده این جزء شود. مقدار ضریب اگزورزی-اقتصادی اکثر اجزای سیستم چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز و چرخه مثلثی پایین می‌باشد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که در این اجزاء سهم هزینه های تخریب اگزورزی بالا می‌باشد. بنابراین جهت بهبود سیستم از نظر اگزورزی-اقتصادی، می‌توان با افزایش هزینه اولیه اجزاء، هزینه نابودی اگزورزی را کاهش داد. شایان ذکر است پیشنهادهای ارائه شده در این بخش درخصوص هر جزء بوده و بایستی اولویت آنها در بررسی عملکرد کل مجموعه مدنظر قرار گیرد.

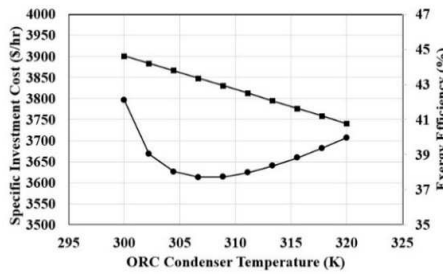
۳-۴- آنالیز حساسیت

در این بخش تاثیر متغیرهای چرخه بر بازده اگزورزی و هزینه سرمایه‌گذاری ویژه سیستم بازیافت تلفات گرمایی مورد بررسی قرار می‌گیرند.

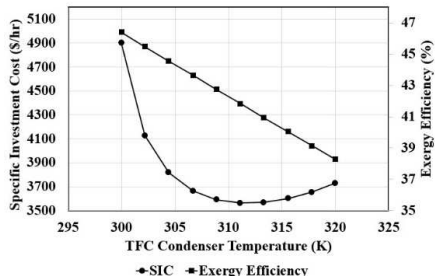
تاثیر دمای چگالنده بر بازده اگزورزی و همچنین هزینه سرمایه‌گذاری ویژه در شکل ۳ نشان داده شده است. کاهش پارامترهای ارزیابی ترمودینامیکی با افزایش دمای چگالنده، به دلیل کاهش اختلاف فشار ورودی و خروجی توربین است. کاهش اختلاف فشار باعث کاهش توان تولیدی و در نتیجه کاهش بازده ترمودینامیکی و کاهش هزینه سرمایه‌گذاری کل می‌شود. در دامهای پایین‌تر، با افزایش دمای چگالنده، کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری بیشتر از کاهش تولیدی بوده و در نتیجه هزینه سرمایه‌گذاری ویژه روند نزولی دارد تا به کمینه مقدار خود برسد. از این نقطه به بعد با افزایش دمای چگالنده کاهش توان خروجی بر کاهش هزینه سرمایه‌گذاری غالب بوده و نمودار رفتار صعودی نشان می‌دهد.

مطابق شکل ۴ بازده توربین تاثیر قابل توجهی در عملکرد ترمودینامیکی و ترمو-اقتصادی سیستم دارد. بازده توربین بالاتر موجب افزایش توان خروجی و در نتیجه افزایش راندمان ترمودینامیکی سیستم می‌شود. همچنین این امر موجب افزایش هزینه خرید تجهیزات توربین می‌شود. ولی از آنجایی که افزایش توان خروجی خیلی بیشتر از افزایش هزینه خرید تجهیزات است، در نتیجه افزایش بازده توربین در کل موجب کاهش چشم‌گیر هزینه سرمایه‌گذاری ویژه می‌شود.

با توجه به اینکه تفاوت دما بین منبع گرمایی و دمای بحرانی سیال

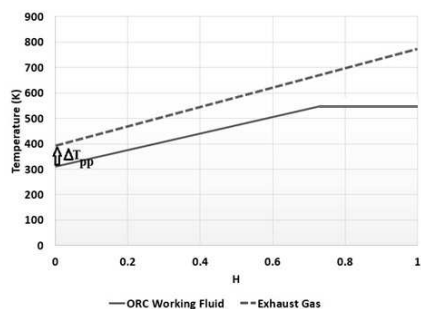


الف) چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز

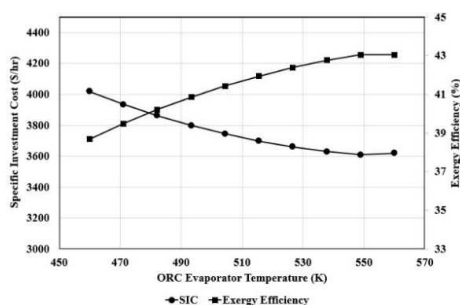


ب) چرخه مثلثی

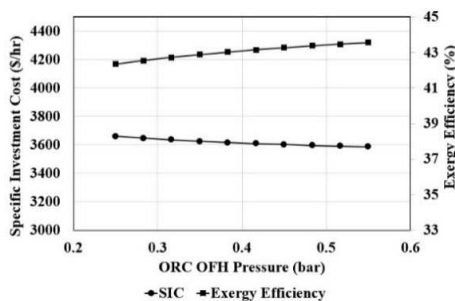
شکل ۳- تاثیر دمای چگالنده در توابع هدف



شکل ۵- تغییرات دمای منبع گرمایی و سیال عامل چرخه رانکین را نسبت به پارامتر بی بعد H



شکل ۶- تاثیر دمای تبخیر چرخه رانکین آلی بر توابع هدف

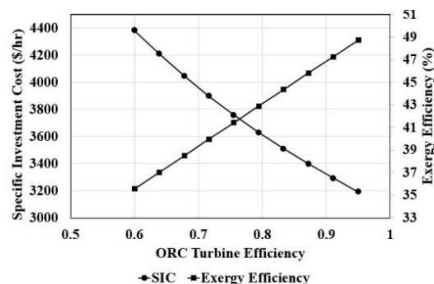


شکل ۷- تاثیر سطح فشار منبع تغذیه باز بر توابع هدف

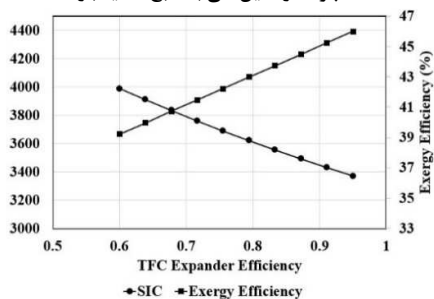
در نتیجه افزایش اختلاف فشار بیشتر از کاهش توان به سبب کاهش دبی جرمی بیشتر است در نتیجه توان خالص خروجی در کل افزایش یافته و از این رو بازده اگزرژی سیستم همان‌طور که در شکل ۹ نشان داده شده است افزایش می‌یابد. افزایش توان خالص خروجی چرخه، هزینه‌های خرید تجهیزات را افزایش می‌دهد. تا نقطه بهینه افزایش توان خروجی بر هزینه سرمایه‌گذاری کل غالب بوده و در نتیجه هزینه سرمایه‌گذاری ویژه تا این نقطه با افزایش دمای سیال ورودی به توربین کاهش می‌یابد. با افزایش بیشتر دمای سیال، افزایش هزینه سرمایه‌گذاری بیشتر از توان خالص خروجی بوده و در نتیجه هزینه سرمایه‌گذاری ویژه افزایش می‌یابد.

۴-۴- بهینه‌سازی دوهدفه

شکل ۱۰ نمودار جبهه پرتو را برای مساله بهینه‌سازی چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز و مثلثی با در نظر گرفتن دو تابع هدف بازده اگزرژی و هزینه سرمایه‌گذاری ویژه نشان می‌دهد. مطابق شکل با افزایش بازده اگزرژی از ۴۵/۶۸٪ تا ۵۲/۹۵٪، هزینه سرمایه‌گذاری ویژه



الف) چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز



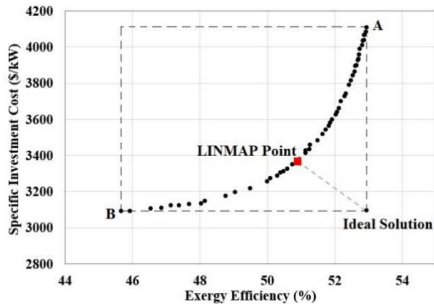
ب) چرخه مثلثی

شکل ۴- تاثیر بازده توربین در توابع هدف

توان خالص خروجی چرخه افزایش می‌یابد، که در نتیجه بازده اگزرژی در چرخه نیز افزایش می‌یابد. با افزایش دمای تبخیر، دبی جرمی سیال عامل کاهش می‌یابد که منجر به کاهش هزینه خرید تجهیزات می‌شود. کاهش هزینه خرید تجهیزات و افزایش توان خالص خروجی با افزایش دمای تبخیر، موجب کاهش قابل‌توجهی در هزینه سرمایه‌گذاری ویژه سیستم می‌شود.

با افزایش فشار منبع تغذیه باز چرخه رانکین آلی، بازده اگزرژی افزایش می‌یابد، همچنین هزینه سرمایه‌گذاری ویژه تا نقطه مشخصی به طور جزئی کاهش و سپس افزایش می‌یابد. به عبارتی، با توجه به اینکه نسبت افزایش توان خالص خروجی و افزایش هزینه سرمایه‌گذاری کل با تغییرات سطح فشار منبع تغذیه باز تقریباً ثابت است از این رو تاثیر قابل‌توجهی در هزینه سرمایه‌گذاری ویژه سیستم ندارد (شکل ۷). افزایش راندمان پمپ موجب کاهش توان مورد نیاز برای پمپ و در نتیجه افزایش توان خالص خروجی سیستم می‌شود. از این رو مطابق شکل ۸ افزایش بازده پمپ باعث افزایش بازده اگزرژی و کاهش هزینه سرمایه‌گذاری سیستم می‌شود. ولی از آنجایی که مقدار توان مورد نیاز پمپ ناچیز است، بنابراین همان‌طور که انتظار می‌رفت، تغییرات بازده پمپ تاثیر زیادی در متغیرهای ترمودینامیکی و ترمو-اقتصادی سیستم ندارد.

چرخه مثلثی، برای بازیافت گرما از آب خنک‌کاری موتور استفاده می‌شود. از آنجایی که دمای آب خنک‌کاری در ورودی و خروجی موتور مقادیر ثابت است، از این رو مقدار معینی از گرما را می‌توان توسط این چرخه بازیابی کرد. افزایش دمای سیال ورودی به توربین موجب کاهش اختلاف دمای نقطه تنگش در گرمکن چرخه مثلثی و همچنین کاهش دبی جرمی سیال عامل می‌شود. کاهش دبی جرمی باعث کاهش توان تولیدی شده، از طرف دیگر افزایش دمای سیال ورودی به توربین موجب افزایش اختلاف فشار در ورودی و خروجی توربین شده و در نتیجه توان تولیدی افزایش می‌یابد. از آنجایی که تاثیر افزایش توان



شکل ۱۰- نمودار جبهه پرتو چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز و مثلثی

جدول ۸- مقادیر متغیرهای تصمیم‌گیری در نقطه LINMAP

مقادیر نقطه LINMAP	پارامتر
۳۰۷/۱۴	دمای چگالنده رانکین آلی (K)
۵۵۴/۶	دمای تبخیرکن رانکین آلی (K)
۸۹/۹۹	بازده آیزنتروپیک توربین رانکین آلی (%)
۸۳/۸۹	بازده آیزنتروپیک پمپ ۱ رانکین آلی (%)
۹۴/۲۵	بازده آیزنتروپیک پمپ ۲ رانکین آلی (%)
۰/۴۲	فشار منبع تغذیه باز رانکین آلی (bar)
۶/۱۲	اختلاف دمای نقطه تنگش گرمکن چرخه مثلثی (K)
۸۹/۹۹	بازده آیزنتروپیک توربین چرخه مثلثی (%)
۹۴/۲۹	بازده آیزنتروپیک پمپ چرخه مثلثی (%)
۳۰۶/۶۹	دمای چگالنده چرخه مثلثی (K)

جدول ۹- نتایج مقادیر بهینه و حالت پایه

نقطه LINMAP	حالت پایه	پارامتر
۵۰/۹	۴۱/۸۲	بازده اگزرژی (%)
۳۳۶۸	۳۶۴۵	هزینه سرمایه‌گذاری ویژه (\$/kW)
۱۰/۱۵	۱۱/۳۵	نرخ نابودی اگزرژی (kW)
۷/۲۴	۵/۹۵	توان خالص خروجی (kW)

بازده اگزرژی ۵۰/۹٪ و هزینه سرمایه‌گذاری ویژه ۳۳۶۸\$/kW است که در مقایسه با حالت پایه به ترتیب ۲۱/۷۱٪ افزایش و ۷/۱۶٪ کاهش یافته‌اند. همچنین توان خالص خروجی در مقایسه با حالت پایه ۱۰/۱۵ kW و نرخ نابودی اگزرژی ۱۰/۵۷٪ کاهش یافته است.

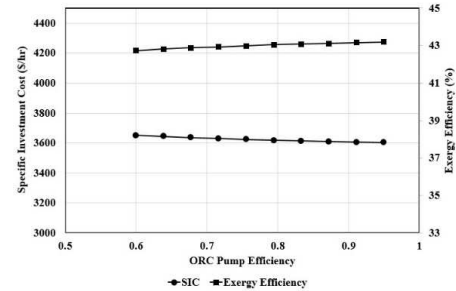
۵- نتیجه‌گیری

در این مطالعه، تلفات گرمایی گاز اگزوز و آب خنک‌کاری موتور ژنراتور گازسوز ۳۴/۳kW به عنوان محرک اولیه چرخه‌های ترمودینامیکی رانکین آلی با منبع تغذیه باز و چرخه مثلثی به کار رفته است. چرخه‌های ترمودینامیکی از دیدگاه انرژی، اگزرژی و اگزرژی-اقتصادی مدل‌سازی شده و سپس با در نظر گرفتن توابع هدف بازده اگزرژی و هزینه سرمایه‌گذاری ویژه، بهینه‌سازی دودهدفه انجام گرفته است. نتایج اصلی به صورت زیر خلاصه می‌شود:

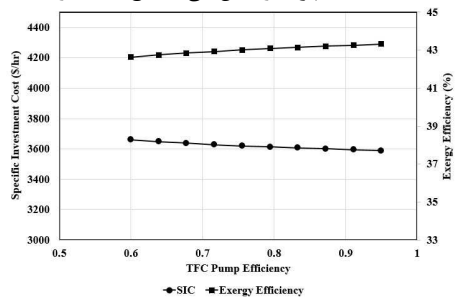
-تخریب اگزرژی در گرمکن چرخه مثلثی و تبخیرکن چرخه رانکین آلی و چگالنده چرخه مثلثی در مقایسه با سایر اجزا بیشتر است.
-تبخیرکن چرخه رانکین آلی و گرمکن چرخه مثلثی و همچنین چگالنده چرخه مثلثی دارای مقدار بالاتر $Z + C_D + C_{I,SS}$ است،

از ۳۰۹۲ \$/kW تا ۴۱۰۶ \$/kW افزایش می‌یابد. مطابق با شکل بیشترین و کمترین بازده اگزرژی در نقاطی اتفاق افتاده است که متعاقباً بیشترین و کمترین مقدار نرخ هزینه سرمایه‌گذاری ویژه را دارند. به طوری که اگر تابع هدف بهینه‌سازی تنها بازده اگزرژی در نظر گرفته شود، آن نقطه‌ای که بیشترین میزان بازده اگزرژی را دارد (نقطه A) نقطه بهینه خواهد بود و اگر نرخ هزینه سرمایه‌گذاری ویژه به عنوان تابع هدف بهینه‌سازی باشد، آن نقطه که کمترین میزان هزینه سرمایه‌گذاری ویژه را دارد (نقطه B) نقطه بهینه خواهد بود. باید توجه داشت که بهینه‌سازی چندهدفه و در نمودار جبهه پرتو، هر نقطه می‌تواند به عنوان نقطه بهینه انتخاب شود. بنابراین انتخاب نقطه بهینه نهایی بستگی به معیارها و اولویت‌های طراح دارد. نقطه ایده‌آل یک نقطه فرضی است که در آن هر دو تابع هدف مستقلاً بهینه می‌باشند. واضح است که این نقطه بر روی نمودار پرتو واقع نمی‌باشد. معیار انتخاب نقطه بهینه بر روی نمودار پرتو در کار حاضر، نزدیک‌ترین نقطه روی نمودار پرتو به نقطه ایده‌آل فرضی است. برای این منظور معیار انتخاب LINMAP [۲۹] به کار رفته است.

متغیرهای تصمیم‌گیری و مقادیر بهینه در نقطه LINMAP به ترتیب در جداول ۸ و ۹ ارائه شده است. مطابق جدول ۹ در نقطه بهینه LINMAP

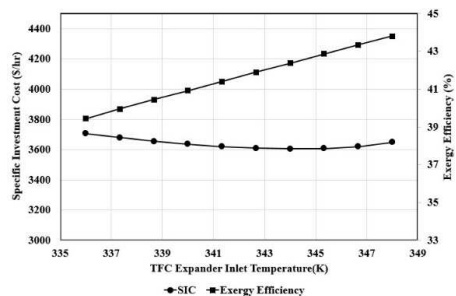


الف) چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز



ب) چرخه مثلثی

شکل ۸- تاثیر بازده آیزنتروپیک پمپ بر توابع هدف



شکل ۹- تاثیر دمای ورودی توربین چرخه مثلثی بر توابع هدف

- [12] Fischer J., Comparison of trilateral cycles and organic Rankine cycles. *Energy*, Vol.36, No.10, pp. 6208-6219, 2011.
- [13] Zamfirescu C. and Dincer I., Thermodynamic analysis of a novel ammonia-water trilateral Rankine cycle. *Thermochimica Acta*, Vol.477, No. 1-2, pp. 7-15, 2008.
- [14] Bianchi G., et al., Numerical modeling of a two-phase twin-screw expander for Trilateral Flash Cycle applications. *International Journal of Refrigeration*, Vol.88, pp. 248-259, 2018.
- [15] Li Z., et al., Comparison study of Trilateral Rankine Cycle, Organic Flash Cycle and basic Organic Rankine Cycle for low grade heat recovery. *Energy Procedia*, Vol. 142, pp. 1441-1447, 2017.
- [16] Bianchi G., et al., Two-phase chamber modeling of a twin-screw expander for Trilateral Flash Cycle applications. *Energy Procedia*, Vol. 129, pp. 347-354, 2017.
- [17] Smith I.K., Development of the trilateral flash cycle system: Part 1: fundamental considerations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 207, No.3, pp. 179-194, 1993.
- [18] Rosset K., et al., Multi-objective optimization of turbo-ORC systems for waste heat recovery on passenger car engines. *Energy*, Vol. 159, pp. 751-765, 2018.
- [19] Bejan A., Tsatsaronis G. and Moran M., *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons, New York, 1996.
- [20] Bahloul K., Khoshbakhti Saray R. and Sarabchi N., Parametric investigation and thermo-economic multi-objective optimization of an ammonia-water power/cooling cycle coupled with an HCCI (homogeneous charge compression ignition) engine. *Energy*, Vol.86, pp. 672-684, 2015.
- [21] Ahmadi P. and Dincer I., Thermodynamic and exergoenvironmental analyses, and multi-objective optimization of a gas turbine power plant. *Applied Thermal Engineering*, Vol.31, No.14-15, pp. 2529-2540, 2011.
- [22] Petrakopoulou F., et al., Exergoeconomic and exergoenvironmental analyses of a combined cycle power plant with chemical looping technology. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, Vol. 5, No. 3, pp. 475-482, 2011.
- [23] Quoilin S., et al., Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied thermal engineering*, Vol. 31, No.14-15, pp. 2885-2893, 2011.
- [24] Vieira L.S., Donatelli J.L. and Cruz M.E., Exergoeconomic improvement of a complex cogeneration system integrated with a professional process simulator. *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No. 8, pp. 1955-1967, 2009.
- [25] Kolahi M., et al., Thermodynamic and economic performance improvement of ORCs through using zeotropic mixtures: case of waste heat recovery in an offshore platform. *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 8, pp. 51-70, 2016.
- [26] Turton R., et al., *Analysis, synthesis and design of chemical processes*. Pearson Education, United Kingdom, 2008.
- [27] Yari M., et al., Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source. *Energy*, Vol. 83, pp. 712-722, 2015.
- [28] Kim K.H., Ko H.J. and Kim K.J.A.E., Assessment of pinch point characteristics in heat exchangers and condensers of ammonia-water based power cycles. *Applied Energy*, Vol. 113, pp. 970-981, 2014.
- [29] Sayyaadi H. and Mehrabipour R.J.E., Efficiency enhancement of a gas turbine cycle using an optimized tubular recuperative heat exchanger. *Energy*, Vol. 38, No.1, pp. 362-375, 2012.
- بنابراین، مهمترین اجزاء از دیدگاه انرژی-اقتصادی محسوب می‌شوند.
- مقادیر پایین فاکتور انرژی-اقتصادی در تبخیرکن و توربین چرخه رانکین آلی اتفاق می‌افتد.
- در بین متغیرهای تصمیم‌گیری، بازده آیزنتروپیک توربین چرخه رانکین آلی و مثلثی و همچنین دمای چگالنده چرخه مثلثی تاثیر قابل توجهی در بازده انرژی و هزینه سرمایه‌گذاری ویژه دارند.
- سطح فشار منبع تغذیه باز و بازده آیزنتروپیک پمپ چرخه رانکین آلی و مثلثی تاثیر قابل ملاحظه‌ای در توابع هدف ندارند.
- در نقطه بهینه بازده انرژی و هزینه سرمایه‌گذاری ویژه در مقایسه با حالت پایه به ترتیب ۲۱/۷٪ و ۷/۶٪ بهبود یافته‌اند.
- در حالت بهینه توان خالص خروجی سیستم بازیافت تلفات گرمایی ۱۲۹kW نسبت به حالت پایه افزایش می‌یابد.
- با استفاده از سیستم بازیافت تلفات گرمایی موتور ژنراتور گازسوز، بازده انرژی کل سیستم شامل موتور ژنراتور و چرخه‌های پایین‌دستی، ۶/۰۹٪ افزایش می‌یابد. این در حالی است که با استفاده از چرخه‌های بازیافت تلفات گرمایی هزینه سرمایه‌گذاری ویژه ۳۳۶۸\$/kW به سیستم تحمیل می‌شود.
- ### ۶- مراجع
- [1] Varga Z. and Palotai B., Comparison of low temperature waste heat recovery methods. *Energy*, Vol.137, pp. 1286-1292, 2017.
- [2] Heywood J.B.J.E.E.U., *Combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, New York, 1988.
- [۳] غائی ه، یاری م، و قوامی گرگری س، شبیه‌سازی یک سیستم نوین تولید یکپارچه هیدروژن و توان با تلفیق چرخه ORC و سیستم ریفرمینگ بخار آب زیست‌گاز خورشیدی. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۹، ش. ۲، ص ۱۸۹-۱۹۸، ۱۳۹۸.
- [4] Lu Y., Roskilly A.P., and Yu X., The Development and Application of Organic Rankine Cycle for Vehicle Waste Heat Recovery, in *Organic Rankine Cycle Technology for Heat Recovery*, IntechOpen, United Kingdom, 2018.
- [5] Ge Z., et al., Thermodynamic performance analyses and optimization of dual-loop organic Rankine cycles for internal combustion engine waste heat recovery. *Applied sciences*, Vol.9, No.4, pp. 680-703, 2019.
- [6] Safarian S. and Aramoun F., Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs). *Energy reports*, Vol.1, pp. 1-7, 2015.
- [7] Liu P., Shu G. and Tian H.J.E., How to approach optimal practical Organic Rankine cycle (OP-ORC) by configuration modification for diesel engine waste heat recovery. *Energy*, Vol.174, pp. 543-552, 2019.
- [8] Neto R.d.O., et al., Technical and economic analyses of waste heat energy recovery from internal combustion engines by the Organic Rankine Cycle. *Energy Conversion and Management*, Vol. 129, pp. 168-179, 2016.
- [۹] دیمی دشت بیاض م، و محمدی س، بررسی انرژی و انرژی و بهبود چرخه رانکین آلی برای بازیافت گرمای تلف شده. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۸، ش. ۴، ص ۱۵۳-۱۶۱، ۱۳۹۷.
- [10] Ho T., Mao S.S. and Greif R., Increased power production through enhancements to the Organic Flash Cycle (OFC). *Energy*, Vol. 45, No.1, pp. 686-695, 2012.
- [11] Ajimotokan H., *A study of Trilateral Flash Cycles for Low-Grade Waste Heat Recovery-To-Power Generation*. PhD. Thesis, Cranfield University, School of Engineering. Energy and Power Engineering Division, 2014.