

تحلیل ترمو اقتصادی و بهینه سازی چندهدفه چرخه های 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، samira.marami@gmail.com

رحیم خوشبختی سرای *

استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، شهر جدید سهند، تبریز، ایران، khoshbakhti@sut.ac.ir

محمد نجفی

دانشیار، دانشکده مکانیک برق و کامپیوتر، دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات، تهران، ایران، najafi@srbiau.ac.ir

چکیده

در این تحقیق یک موتور ژنراتور گازسوز با توان ۳۴/۳ کیلووات به عنوان محرک اولیه برای چرخه های ترمودینامیکی پایین دست در نظر گرفته شده است که شامل چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز برای بازیافت تلفات حرارت گازهای اگزوز خروجی موتور و چرخه مثلی برای بازیافت حرارت اتلافی آب خنک کاری موتور می باشد. عملکرد چرخه های تحتانی از نظر ترمودینامیکی و ترمو-اقتصادی بررسی شده و سپس آنالیز حساسیت و بهینه سازی چندهدفه با در نظر گرفتن توابع هدف بازده اگزوزی و هزینه سرمایه گذاری ویژه بر روی چرخه ها انجام گرفته است. همچنین، نقطه بهینه بر روی نمودار جبهه پرتو بر اساس معیار LINMAP انتخاب شده است. نتایج نشان می دهد تخریب اگزوزی در گرمکن و چگالنده چرخه مثلی و تبخیرکن چرخه رانکین آلی نسبت به سایر اجزا بیشتر است. در بین متغیرهای تصمیم گیری، بازده آیزنتروپیک توربین ها و دمای چگالنده چرخه مثلی 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 چرخه های پایین دستی می شود. **واژه های کلیدی:** موتور گازسوز، بازیافت حرارت اتلافی، چرخه رانکین آلی، چرخه مثلی، اگزوزی-اقتصادی، بهینه سازی 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 سیستم های احتراقی یک گاز گلخانه ای می باشد. بهبود اقتصاد سوخت، استفاده از سوخت هایی با نسبت هیدروژن به کربن بالا و یا استفاده از سوخت های تجدیدپذیر منجر به کاهش انتشار این گاز گلخانه ای می شود. 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 سوخت های مناسب جایگزین می باشد. 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 می تواند سیستمی کارا ایجاد کند. از این رو، با توجه به اینکه چرخه رانکین آلی

افزایش جهانی قیمت سوخت از یک طرف و کاهش منابع سوخت های فسیلی و همچنین افزایش تولید گازهای گلخانه ای در جهان از طرف دیگر، سبب گردید تا کشورهای پیشرفته و به تبع آنها سایر کشورها، سیاست های متنوعی را جهت کاهش مصرف انرژی و انتشار گازهای گلخانه ای اتخاذ نمایند [۱]. یکی از این سیاست ها که در سالهای اخیر بطور چشمگیری در جهان توسعه یافته است، بهره گیری از تکنولوژی بازیافت حرارت اتلافی به منظور کاهش مصرف انرژی و همچنین کاهش انتشار گازهای گلخانه ای در جهان می باشد. در این راستا سهم اصلی مصرف سوخت فسیلی به موتورهای احتراق داخلی تعلق دارد. از این رو استفاده از فن آوری های بازیافت تلفات گرمایی موتورهای احتراق داخلی مورد توجه محققان قرار گرفته است. از طرف

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

تاریخ دریافت: ۹۸/۰۸/۲۸

تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۴/۰۹

مانند چرخه رانکین بخار است، با این تفاوت که به جای آب از یک سیال آلی از قبیل مبردها یا هیدروکربنها به عنوان سیال عامل استفاده می شود [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 می باشند، استفاده از چرخه های رانکین آلی ارجحیت دارد [۵]. بنابراین در میان چرخه های ترمودینامیکی مرسوم، چرخه رانکین آلی برای بازیافت حرارت از منابع دما پایین و متوسط، به دلیل راندمان بالا، قابلیت اطمینان و انعطاف پذیری آن از اهمیت بالایی برخوردار است [۶]. بنابراین استفاده بهینه از این تلفات گرمایی توسط چرخه رانکین آلی منجر به دستیابی به سیستم کارتر و تولید توان بیشتر به ازای مصرف سوخت معینی توسط موتور ژنراتور گازسوز می شود. 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-آنترپپی (سیال خشک) به عنوان سیال عامل چرخه رانکین آلی در کار حاضر انتخاب شده است.

لیو و همکارانش [۷]، ترکیب بندی های مختلف چرخه رانکین آلی بهینه را که برای بازیافت تلفات گرمایی موتور دیزل معرفی شده اند، با استفاده از معیار بازده حرارتی نسبی ارزیابی کرده اند. تلفات گرمایی موتور که از چندین منبع ناشی می شود، با استفاده از تحلیل نقطه تنگش، در یک منحنی ترکیبی واحد ادغام شده اند و بازده حرارتی نسبی به صورت نسبت بازده حرارتی چرخه رانکین آلی به چرخه رانکین آلی بهینه تعریف شده است. نتایج نشان می دهد، بازده حرارتی چرخه رانکین آلی پایه با استفاده از سیال عامل سیکلوپنتان، $9/28\%$ است، درحالیکه با استفاده از ترکیب بندی رانکین آلی بهینه، بازده حرارتی $14/23\%$ قابل دستیابی است. نتو و همکارانش [۸] با به کارگیری چرخه رانکین آلی برای بازیافت تلفات گرمایی موتور احتراق داخلی به منظور افزایش توان الکتریکی تولیدی و در نتیجه کاهش مصرف سوخت و گازهای گلخانه ای، یک مطالعه فنی و اقتصادی انجام دادند. برای این منظور، دو نوع چگالنده در چرخه رانکین شامل چگالنده با آب خنک کاری و چگالنده با برج خنک کن بررسی شده است. نتایج نشان می دهد در هر دو مورد با استفاده از سیال عامل تولوئن، توان الکتریکی تولیدی تا ۲۰ درصد افزایش می یابد 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 پرداخته اند. 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 می دهد، بیشترین توان خالص خروجی برای سیال کاری R245fa بوده و با افزایش دمای بیشینه چرخه، دبی حجمی سیال خروجی کاهش می یابد.

در سال های 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 اگزرژی در طی فرآیند انتقال حرارت به سیال عامل می شود [۱۰]. چرخه مثلثی یک چرخه مناسب برای بازیافت حرارت به منظور تولید توان از منبع گرمایی دما-پایین غیرهمدم است [۱۱]. از این رو به منظور بازیافت تلفات گرمایی آب خنک کاری موتور می تواند چرخه مناسبی باشد.

فیشر [۱۲] چرخه های 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 بهینه سازی در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می دهد که تحت شرایط بهینه، بازده اگزرژی 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 منبسط کننده، غلظت آمونیاک و نرخ جریان سیال خنک کن، 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 می دهد. همچنین نتایج نشان می دهد، با استفاده از آب-آمونیاک، بازده اگزرژی چرخه ۳۰ درصد می باشد که این مقدار برای سیال عامل آب ۲۳ درصد است. بنابراین استفاده از آب-آمونیاک منجر به بهبود ۷٪ بازده اگزرژی می شود. 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 کرده اند. در این راستا تاثیر کیفیت ورودی سیال عامل R245fa و سرعت چرخش در عملکرد اکسپندر مطالعه شده است. نتایج نشان می دهد در دور 3750 rpm 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 می یابد. لی و همکارانش [۱۵]، مدل سازی ترمودینامیکی چرخه های رانکین آلی، چرخه فلش آلی^۲ و چرخه مثلثی را در محیط نرم افزار MATLAB انجام داده اند. نتایج نشان می دهد، توان خروجی چرخه مثلثی در مقایسه با چرخه رانکین آلی 37% و نسبت به چرخه فلش آلی 58% بیشتر است. چرخه فلش آلی نسبت به چرخه های دیگر کمترین مقدار توان خروجی، بازده انرژی و بازده اگزرژی را دارد.

۶۳ درصد از پتانسیل تلفات گرمایی جهان در درجه حرارت کمتر از ۱۰۰ درجه سلسیوس رخ می دهد. بنابراین، با وجود کم بودن مقدار اگزرژی در منابع دما پایین، بازیافت تلفات گرمایی دما پایین، بی شک مزایای زیادی از نقطه نظر انرژی، محیط زیست و اقتصادی دارد [۱۶]. از بین چرخه های ترمودینامیکی که برای بازیافت حرارت استفاده می شود، چرخه مثلثی از نظر تئوری پتانسیل بالاتری برای بازیافت حرارت از منبع دما پایین تک فاز نسبت به چرخه رانکین دارد [۱۷]. بنابراین، با توجه به این که دمای آب خنک کاری موتور در حدود ۸۰ درجه سلسیوس است، به عنوان یک منبع دما پایین برای چرخه مثلثی در نظر گرفته شده است. از این رو در کار حاضر، چرخه مثلثی به عنوان چرخه

² Organic Flash Cycle

¹ Trilateral Flash Cycle

جدول ۱- مشخصات موتور گازسوز

نوع موتور	MN440-45GN
حجم جابجایی	۳/۹۹ لیتر
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 آگروز 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 آگزرژی پتانسیل و جنبشی در مقایسه با آگزرژی 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 41.236 kJ/kmol می‌باشد.

بازیافت حرارت از تلفات گرمایی آب خنک‌کاری موتور مورد بررسی قرار 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 آگروز 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 براین، 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 آگروز 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 آگزرژی بررسی شده و در نهایت با در نظر گرفتن توابع هدف بازده آگزرژی 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.

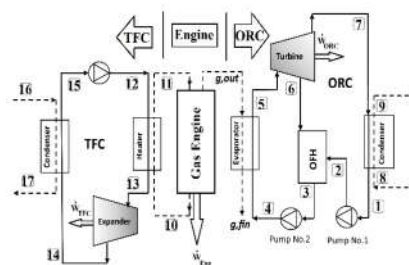
۲-۱- محرک اولیه

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 عمده‌ها 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



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]:

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

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

$$\dot{E}_Q + \sum \dot{m}_i e_i = \dot{E}_W + \sum \dot{m}_e e_e + \dot{E}_{D,Q} \quad (3)$$

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. e برابر مجموع انرژی‌های ترمومکانیکی و شیمیایی می‌باشد. با صرف نظر 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:

$$e^{PH} = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (4)$$

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

$$e^{CH} = \sum x_k e_k^{CH} + \bar{R} T_0 \sum x_k \ln x_k \quad (5)$$

که x_k و e_k^{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:

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

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

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]:

$$\sum c_{ex,k} + c_{inv,k} = c_{q,k} + \sum c_{k,k} + \dot{Z}_k \quad (8)$$

در رابطه فوق c نرخ هزینه انرژی می‌باشد که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$c = e \dot{Z} \quad (9)$$

و e هزینه واحد هر جریان است، $c_{q,k}$ و $c_{k,k}$ 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 آمریکاست. $CRF = 0.05 \times 24 \times 365 \times 3600$ 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]:

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

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 سیستم برای موتور گازسوز به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$c_{air} + c_{fuel} + c_{co} + \dot{Z}_{eng} = c_{19} + c_{g,out} + c_{m,eng} \quad (12)$$

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]:

$$c_{fuel} = \phi_f m_{fuel} LHV \times 3600 \quad (13)$$

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 $LHV = 50/15 \text{ MJ/kg}$ می‌باشد [۲۲].

معادلات کمکی برای حل معادله (۱۳) عبارتند از:

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

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

$$\frac{c_{19}}{\dot{E}_{19}} = \frac{c_{20}}{\dot{E}_{20}} \quad (16)$$

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

جدول ۲- هزینه خرید تجهیزات

اجزاء چرخه	هزینه خرید (€ & \$)	سال	مرح ع	ضربه ب تصحیح سال
توربین	$1.5 \times (225 + 170 \times \dot{V}_{exp})$	۲۰۰۹	۲۳	$\frac{272}{148}$
مبادله کن گرمایی	$190 + 310 \times A$	۲۰۱۰	۲۳	$\frac{272}{167}$
پمپ	$900 \times (\dot{W}_p/300)^{0.25}$	۲۰۰۹	۲۳	$\frac{272}{148}$
منبع تغذیه باز	$\log_{10} PEC^0 = F_1 + K_1 \log_{10} Q + K_2 (\log_{10} K_1 = 2.0829$ $K_2 = 0.9074$ $K_3 = -0.0243$	۲۰۰۹	۲۶	$\frac{272}{100}$

جدول ۳- معادلات کمکی برای حل دستگاه معادلات هزینه‌ها

چرخه	اجزاء	معادلات کمکی
رانکین آلی	تبخیر کن	$\frac{\dot{C}_{hot,1}}{\dot{E}_{hot,1}} = \frac{\dot{C}_{hot,2}}{\dot{E}_{hot,2}}$
	توربین	$\frac{\dot{C}_{wt,1}}{\dot{W}_{t1}} - \frac{\dot{C}_{wt,2}}{\dot{W}_{t2}}$
		$\frac{\dot{C}_{wt,2}}{\dot{W}_{t2}} = \frac{\dot{C}_{wt}}{\dot{W}_t}$
		$\frac{\dot{C}_3}{\dot{E}_3} = \frac{\dot{C}_6}{\dot{E}_6} = \frac{\dot{C}_7}{\dot{E}_7}$
چرخه مثلی	چگالنده	$\dot{C}_0 = 0$
	گرمکن	$\frac{\dot{C}_{10}}{\dot{E}_{10}} = \frac{\dot{C}_{20}}{\dot{E}_{20}}$
	اکسپندر	$\frac{\dot{C}_{wt,2}}{\dot{W}_{t2}} = \frac{\dot{C}_{wt}}{\dot{W}_t}$
	چگالنده	$\frac{\dot{C}_{24}}{\dot{E}_{24}} = \frac{\dot{C}_{25}}{\dot{E}_{25}}$
		$\dot{C}_{25} = 0$

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

۴- بحث و نتایج

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

تجهیزات از سال پایه به سال جاری، هزینه محاسبه شده، در ضربه 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

$$\gamma_k = \frac{c_{F,k} - c_{P,k}}{c_{F,k}} \quad (20)$$

- فاکتور اگزرژی-اقتصادی

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

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]:

$$SIC = \frac{\dot{C}_{TCI}}{\dot{W}_{net}} \quad (22)$$

که در آن $\dot{C}_{TCI} = 143 \times PEC_{total}$ بوده و PEC_{total} هزینه کل خرید تجهیزات است.

۳-۳- بهینه‌سازی دودهفه

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

۴-۱- صحنه گذاری نتایج

در کار حاضر، ابتدا نرم افزار EES برای مدل سازی و محاسبات 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 بهینه سازی دودهدفه چرخه های پایین دستی با نرم افزار Matlab با استفاده از الگوریتم ژنتیک انجام یافته است. نتایج منتشر شده توسط صفریان [۶] و یاری [۲۷] برای اعتباردهی به مدل ترمودینامیکی چرخه ها به کار رفته و در جداول ۵ و ۶ نشان داده شده است. با توجه به جداول مذکور نتایج مدل سازی با داده های موجود در مراجع مطابقت خوبی نشان می دهند.

۴-۲- نتایج مدل سازی ترمودینامیکی و انرژی-اقتصادی

سهم هر جزء در میزان تخریب انرژی چرخه های رانکین آلی با منبع تغذیه باز و مثلثی در شکل ۲ ارائه شده است. مشاهده می شود که بیشتر تخریب انرژی در گرمکن چرخه مثلثی اتفاق می افتد و تبخیرکن چرخه رانکین آلی و چگالنده چرخه مثلثی در رده های بعدی قرار دارند. تخریب انرژی در اجزای چرخه های ترمودینامیکی، ناشی از سه منبع برگشتناپذیری شامل واکنش شیمیایی، انتقال گرما و اصطکاک است. بنابراین، از آنجایی که واکنش شیمیایی در چرخه های مورد مطالعه اتفاق نمی افتد، بالاترین میزان بازگشتناپذیری در اجزایی اتفاق می افتد که تبادل حرارت انجام می دهند. از این رو، انتقال گرما در تبخیرکننده و چگالنده موجب افزایش میزان تخریب انرژی در این اجزا می شود که منجر به افزایش مقدار پارامتر $\dot{Q}_{loss} + \dot{Q}_D + \dot{Q}_F$ در این اجزا می شود که در جدول ۷ ارائه شده است. بنابراین به منظور بهبود کارایی چرخه ها، مبادله کن های گرمایی با راندمان انتقال گرمایی بالا و نرخ تخریب انرژی پایین ترجیح داده می شود. هزینه اتلاف انرژی ($\dot{Q}_{loss}$) از چرخه ها ناشی از انرژی تخلیه شده به محیط از طریق جریان گاز اگزوز خروجی از تبخیرکن چرخه رانکین آلی است. با کاهش دمای این جریان، تلفات انرژی نیز کاهش می یابد؛ ولی از طرف دیگر، کاهش دمای گاز اگزوز خروجی موتور به دمای کمتر از ۱۲۰ درجه سلسیوس موجب چگالش بخار و در نتیجه خوردگی در سیستم اگزوز می شود.

با حل دستگاه معادلات مربوط به هزینه اجزای سیستم و معادلات کمکی مربوطه، هزینه جریان انرژی در تمام نقاط چرخه ها به دست می آید که این نتایج در جدول ۸ آورده شده است. نتایج نشان می دهد که تبخیرکن چرخه رانکین آلی و گرمکن چرخه مثلثی و همچنین چگالنده چرخه مثلثی دارای مقدار بالاتر $\dot{Q}_{loss} + \dot{Q}_D + \dot{Q}_F$ است، بنابراین، مهمترین اجزاء از دیدگاه انرژی-اقتصادی محسوب می شوند. فاکتور انرژی-اقتصادی این اجزا نشان می دهد که هزینه تخریب انرژی بیشتر از هزینه خرید و نگهداری این اجزا بوده و همچنین مطابق نتایج هزینه تخریب انرژی آنها نسبت به سایر اجزا بیشتر است. مقایسه فاکتور تفاوت هزینه نسبی اجزا نشان می دهد که چگالنده چرخه ها بیشترین مقدار را دارد که در هر دو مورد فاکتور انرژی-اقتصادی آنها نشان می دهد که تفاوت هزینه نسبی این اجزا، بیشتر به علت بالاتر بودن نابودی انرژی است. بنابراین کاهش نابودی انرژی در این اجزا می تواند موجب بهبود هزینه ای کل سیستم شود هر چند که ممکن است هزینه سرمایه گذاری این اجزاء افزایش یابد.

مقادیر پایین فاکتور انرژی-اقتصادی در تبخیرکن و توربین چرخه رانکین آلی اتفاق می افتد. از این رو به منظور افزایش فاکتور انرژی-اقتصادی در تبخیرکن پیشنهاد می شود هزینه سرمایه ای آن با افزایش سطح مبدا افزایش یابد. همچنین در مورد توربین، جهت کاهش هزینه های نابودی انرژی، استفاده از توربین های با بازده بالاتر باعث کاهش اصطکاک و در نتیجه کاهش بازگشتناپذیری شده و موجب افزایش فاکتور انرژی-اقتصادی می شود. از طرف دیگر، مقادیر بالای هزینه سرمایه گذاری یک جزء منجر به مقادیر

جدول ۴- پارامترهای ورودی در مدل سازی ترمودینامیکی

چرخه	پارامتر	مقادیر
رانکین آلی	دمای چگالنده (K)	۳۰۸
	دمای تبخیرکن (K)	۵۵۸
	بازده ایزنتروپیک توربین (%)	۸۰
	بازده ایزنتروپیک پمپ ها (%)	۸۰
	فشار منبع تغذیه باز (bar)	۴/۰
مثلثی	اختلاف دمای نقطه تنگش گرمکن (K)	۱۰
	بازده ایزنتروپیک توربین (%)	۸۰
	بازده ایزنتروپیک پمپ ها (%)	۸۰
	دمای چگالنده (K)	۳۰۸

جدول ۵- مقایسه نتایج مدل سازی چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه

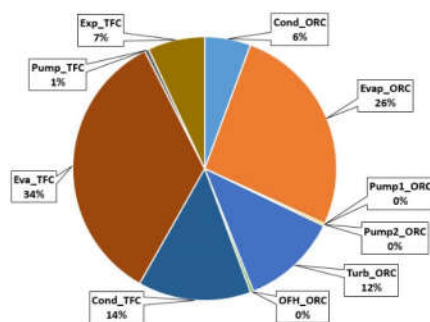
باز و نتایج ارائه شده در مرجع [۶]

توان توربین (kW)	کار حاضر	داده های مرجع [۶]
۵۹/۹۵	۵۸/۴۵	
بازده انرژی (%)	۲۱/۸	۲۲
دبی جرمی سیال (kg/s)	۱/۹۷	۱/۹۹
توان خالص خروجی (kW)	۵۴/۹۹	۵۵/۵۳

جدول ۶- مقایسه نتایج مدل سازی چرخه مثلثی و نتایج ارائه شده در

مرجع [۲۷]

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



شکل ۲- سهم اجزای مختلف چرخه ها در میزان تخریب انرژی

جدول ۷- پارامترهای اگزرژی-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	۰/۰۵۰۱	-	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	۰/۰۰۳۱	-	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	۰/۰۰۷۶	-	۰/۰۰۶۳	۰/۰۱۳۹	۴۳/۷۴	۴۵/۱۳

با توجه به اینکه تفاوت دما بین منبع گرمایی و دمای بحرانی سیال بنزن بالا است، بنابراین بر اساس شکل ۵ که تغییرات دمای منبع گرمایی و سیال عامل چرخه رانکین را نسبت به پارامتر بی بعد $H = \frac{Q}{Q_{max}}$ [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 اگزرژی-اقتصادی چرخه در این کار بررسی نشده است.

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

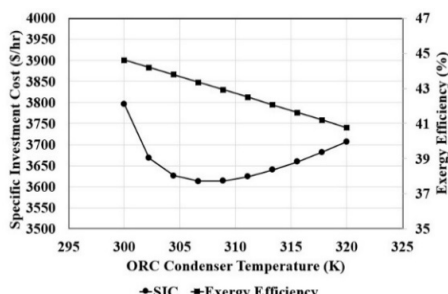
بالای فاکتور اگزرژی-اقتصادی می‌شود. در این راستا پیشنهاد می‌شود بررسی گردد که آیا کاهش هزینه سرمایه‌گذاری آن جزء، از منظر اگزرژی-اقتصادی مقرون به صرفه است یا نه، حتی اگر این امر منجر به کاهش بازده این جزء شود. مقدار ضریب اگزرژی-اقتصادی اکثر اجزای سیستم چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز و چرخه مثلثی پایین می‌باشد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که در این اجزاء سهم هزینه های تخریب اگزرژی بالا می‌باشد. بنابراین جهت بهبود سیستم از نظر اگزرژی-اقتصادی، می‌توان با افزایش هزینه اولیه اجزاء، هزینه نابودی اگزرژی 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.

۴-۳- آنالیز حساسیت

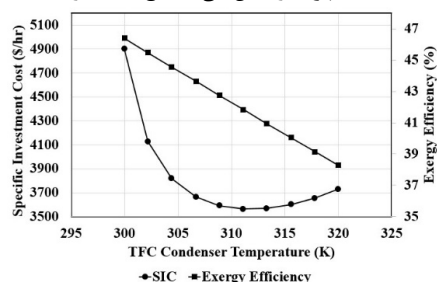
در این بخش تاثیر متغیرهای چرخه بر بازده اگزرژی و هزینه سرمایه‌گذاری ویژه سیستم بازیافت تلفات گرمایی مورد بررسی قرار می‌گیرند.

تاثیر دمای چگالنده بر بازده اگزرژی 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 دماهای پایین‌تر، با افزایش دمای چگالنده، کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری بیشتر از کاهش توان 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.

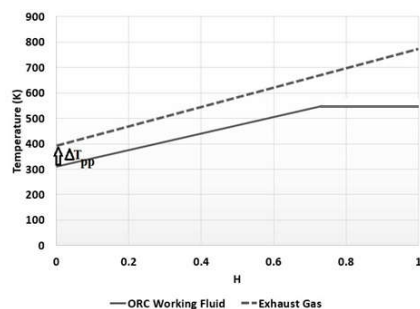


الف) چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز

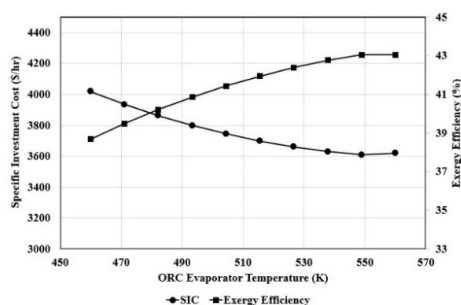


ب) چرخه مثلثی

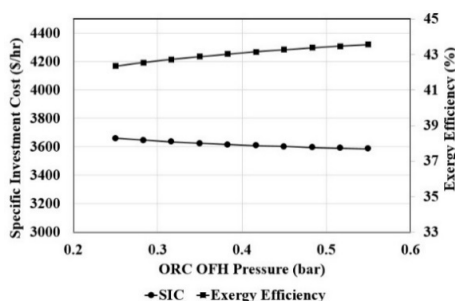
شکل ۳- تاثیر دمای چگالنده در توابع هدف



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

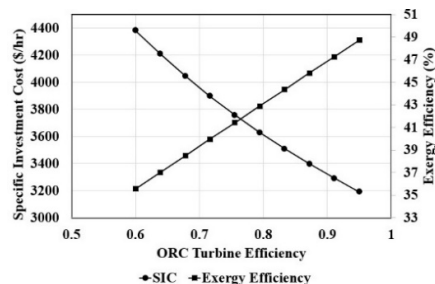


شکل ۷- تاثیر سطح فشار منبع تغذیه باز بر توابع هدف

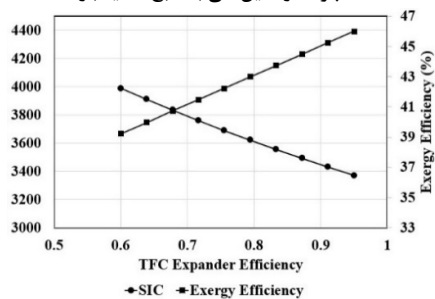
در نتیجه افزایش اختلاف فشار بیشتر از کاهش توان به سبب کاهش دبی جرمی بیشتر است در نتیجه توان خالص خروجی در کل افزایش یافته و از این رو بازده اگزرژی سیستم همان طور که در شکل ۹ نشان داده شده است افزایش می یابد. افزایش توان خالص خروجی چرخه، هزینه های خرید تجهیزات را افزایش می دهد. تا نقطه بهینه افزایش توان خروجی بر هزینه سرمایه گذاری کل غالب بوده و در نتیجه هزینه سرمایه گذاری ویژه تا این نقطه با افزایش دمای سیال ورودی به توربین کاهش می یابد. با افزایش بیشتر دمای سیال، افزایش هزینه سرمایه گذاری بیشتر از توان خالص خروجی بوده و در نتیجه هزینه سرمایه گذاری ویژه افزایش می یابد.

۴-۴- بهینه سازی دوهدفه

شکل ۱۰ نمودار جبهه پرتو را برای مساله بهینه سازی چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز و مثلی با در نظر گرفتن دو تابع هدف بازده اگزرژی و هزینه سرمایه گذاری ویژه نشان می دهد. مطابق شکل با افزایش بازده اگزرژی از ۴۵/۶۸٪ تا ۵۲/۹۵٪، هزینه سرمایه گذاری ویژه



الف) چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز



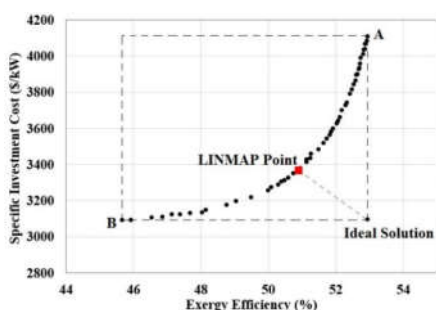
ب) چرخه مثلی

شکل ۴- تاثیر بازده توربین در توابع هدف

توان خالص خروجی چرخه افزایش می یابد، که در نتیجه بازده اگزرژی در چرخه نیز افزایش می یابد. با افزایش دمای تبخیر، دبی جرمی سیال عامل کاهش می یابد که منجر به کاهش هزینه خرید تجهیزات می شود. کاهش هزینه خرید تجهیزات و افزایش توان خالص خروجی با افزایش دمای تبخیر، موجب کاهش قابل توجهی در هزینه سرمایه گذاری ویژه سیستم می شود.

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

چرخه مثلی، برای بازیافت گرما از آب خنک کاری موتور استفاده می شود. از آنجایی که دمای آب خنک کاری در ورودی و خروجی موتور مقادیر ثابت است، از این رو مقدار معینی از گرما را می توان توسط این چرخه بازیابی کرد. افزایش دمای سیال ورودی به توربین موجب کاهش اختلاف دمای نقطه تنگش در گرمکن چرخه مثلی و همچنین کاهش دبی جرمی سیال عامل می شود. 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 می یابد. از آنجایی که تاثیر افزایش توان



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

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 مثلی (K)
۸۹/۹۹	بازده آیزنتروپیک توربین چرخه مثلی (%)
۹۴/۲۹	بازده آیزنتروپیک پمپ چرخه مثلی (%)
۳۰۶/۶۹	دمای چگالنده چرخه مثلی (K)

جدول ۹- نتایج مقادیر بهینه و حالت پایه

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

بازده اگزورزی ۵۰/۹٪ و هزینه سرمایه‌گذاری ویژه ۳۳۶۸\$/kW است که در مقایسه با حالت پایه به ترتیب ۲۱/۷۱٪ افزایش و ۷/۶٪ کاهش یافته‌اند. همچنین توان خالص خروجی در مقایسه با حالت پایه ۱۰/۱۵ kW و نرخ نابودی اگزورزی ۱۰/۵۷٪ کاهش یافته است.

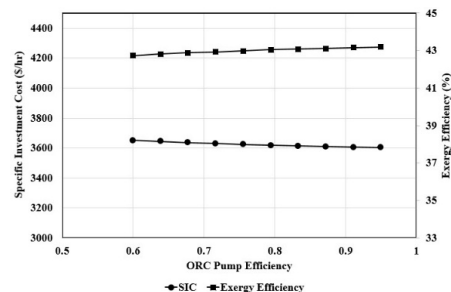
۵- نتیجه‌گیری

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 مثلی به کار رفته است. چرخه‌های ترمودینامیکی از دیدگاه انرژی، اگزورزی و اگزورزی-اقتصادی مدل‌سازی شده و سپس با در نظر گرفتن توابع هدف بازده اگزورزی و هزینه سرمایه‌گذاری ویژه، بهینه‌سازی دودهدفه انجام گرفته است. نتایج اصلی به صورت زیر خلاصه می‌شود:

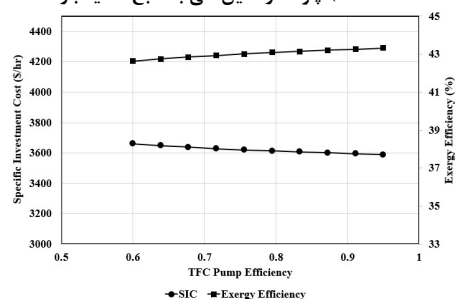
-تخریب اگزورزی در گرمکن مثلی و تبخیرکن چرخه رانکین آلی و چگالنده چرخه مثلی در مقایسه با سایر اجزا بیشتر است.
-تبخیرکن چرخه رانکین آلی و گرمکن چرخه مثلی و همچنین چگالنده چرخه مثلی دارای مقدار بالاتر $C_{T,reg} + C_D + Z$ است،

از ۳۰۹۲ \$/kW تا ۴۱۰۶ \$/kW افزایش می‌یابد. مطابق با شکل بیشترین و کمترین بازده اگزورزی 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 اگزورزی در نظر گرفته شود، آن نقطه‌ای که بیشترین میزان بازده اگزورزی 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

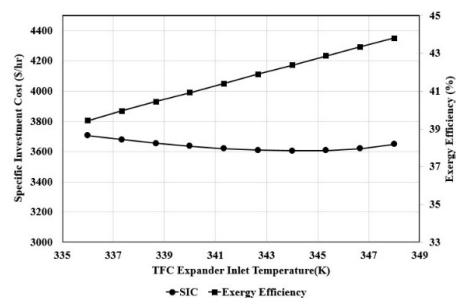


الف) چرخه رانکین آلی با منبع تغذیه باز



ب) چرخه مثلی

شکل ۸- تاثیر بازده آیزنتروپیک پمپ بر توابع هدف



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

- 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 $21/71\%$ و $7/6\%$ بهبود یافته‌اند.
- در حالت بهینه توان خالص خروجی سیستم بازیافت تلفات گرمایی 129 kW 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، $6/09\%$ افزایش می‌یابد. این در حالی است که با استفاده از چرخه‌های بازیافت تلفات گرمایی هزینه سرمایه‌گذاری ویژه $3368\text{ \$/kW}$ 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 زیست گاز 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] Ajmotokan 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.
 - [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.