

بهینه سازی فنی- اقتصادی سیکل ارگانیک رانکین به همراه بازیاب با در نظر گرفتن سیالات کاری مختلف

حسن حاج عبداللهی

مریم حسن پور*

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر رفسنجان، رفسنجان، ایران

کارشناسی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر رفسنجان، رفسنجان، ایران

چکیده

در این مقاله یک سیکل ارگانیک رانکین همراه با بازیاب برای بازیافت گرمای اتلافی میکروتوربین مدل سازی و بهینه سازی شده است. دبی جرمی سیال عامل، کار خالص میکروتوربین، فشار تبخیرکننده، فشار خروجی توربین و بازده بازیاب به عنوان پارامترهای طراحی در نظر گرفته شده اند. چهار سیال شامل R123، R22، R245fa و R134a انتخاب شده و به عنوان سیال کاری در سیکل مورد استفاده قرار گرفته اند. سپس الگوریتم NSGA-II (الگوریتم ژنتیک با مرتب سازی نامغلوب) به منظور بهینه سازی بازده حرارتی و کمینه سازی هزینه های کلی سالیانه (شامل هزینه سرمایه گذاری اولیه، هزینه سوخت و هزینه های محیطی)، به کار گرفته شده است. نتایج طراحی بهینه به صورت یک دسته جواب به نام جبهه پارتو ارائه داده شده است. نتایج بهینه سازی نشان می دهند که بهترین سیال کاری، هم از نظر ترمودینامیکی و هم از نقطه نظر اقتصادی، R123 می باشد. نتایج بهینه R123 از نظر بازده ترمودینامیکی بهبود ۳۷٪، ۶۷٪ و ۱۸٪ را به ترتیب نسبت به R22، R245fa و R134a نشان می دهد. مقادیر فوق برای هزینه های کلی سالیانه به ترتیب ۶۷٪، ۱۰٪ و ۲۴٪ به دست آمد. در کل، به نظر می رسد که سیالات با شیب منحنی بخار اشباع بی نهایت و مثبت، بازده حرارتی بالاتر و هزینه های کلی سالیانه کمتری دارند. به علاوه، با افزودن یک سیکل ارگانیک رانکین با بازیاب بازده حرارتی میکروتوربین که حدود ۳۰٪ است به اندازه ۱۲٪ افزایش می یابد.

واژه های کلیدی: سیکل ارگانیک رانکین با بازیاب، میکروتوربین، بازده ترمودینامیکی، هزینه های کلی سالیانه، NSGA-II.

Thermo-economic Optimization of Regenerative Organic Rankine Cycle (RORC) Considering Different Working Fluids

H. Hajabdollahi

Department of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Rafsanjan, Iran

M. Hasanpour

Department of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Rafsanjan, Iran

Abstract

In this paper, a Regenerative Organic Rankine Cycle (RORC) for micro-turbine waste heat recovery is modeled and optimized. Refrigerant mass flow rate, Micro-turbine nominal capacity, evaporator pressure, turbine outlet pressure and regenerator efficiency are considered as design parameters. Four refrigerants including R123, R134a, R245fa and R22 are selected and used as working fluids in cycle. Then, NSGA-II (Nondominated Sorting Genetic Algorithm) is used to maximize the thermal efficiency and minimize the total annual cost (including investment cost, fuel cost and environmental cost). The results of the optimal design are a set of optimum solutions, called Pareto front. The optimization results show that the best working fluid is R123 in both of economical and thermo dynamical view point. The optimum result of R123 shows the 3.70%, 18.77%, and 19.74% improvement in thermodynamic efficiency compared with R245fa, R134a, and R22, respectively. The corresponding values for the total annual cost are obtained 6.7%, 10% and 24%, respectively. Generally, it seems that fluids with zero and positive slope of vapor saturation curve have higher thermal efficiency and lower total annual cost. In addition, it is observed that micro-turbine efficiency increased by 12% by the implementation of regenerative organic rankine cycle.

Keywords: Organic Rankine Cycle, Micro-turbine, Thermal efficiency, Total annual cost, NSGA-II.

۱- مقدمه

فرایندهای مختلف صنعتی است، سیکل ارگانیک رانکین (ORC) نام دارد. این سیکل به علت استفاده از یک سیال ارگانیک با جرم مولکولی بالا و نقطه جوشی که در دمایی پایین تر از تغییر فاز بخار آب رخ می دهد، نظیر مبردها و هیدروکربن ها، این چنین نامیده شده است. مقیاس سیستم های ORC معمولاً در حد چند صد کیلووات می باشد که خیلی کوچک تر از سیکل های بخار متداول است. در این سیستم ها بویلر موجود در سیکل های بخار معمولی به تبخیرکننده^۱ تغییر کرده و سایر اجزاء سیکل با سیکل رانکین مشابه است. حرارت اتلافی و یا درجه

جهان با بحران انرژی روبه رو است؛ زیرا تقاضا برای سوخت های تجدید ناپذیر رو به رشد است و مصرف انرژی جهان به حدی رسیده که هیچ گاه چنین نبوده است. از سویی دیگر، حجم وسیعی از گرمای اتلافی دما پایین در طول فرایندهای صنعتی مختلف تخلیه می شود. گرمای اتلافی دما پایین معمولاً به صورت مستقیم در محیط آزاد می شود که نه تنها ممکن است باعث آلودگی حرارتی شود؛ بلکه موجب مشکلات محیطی از قبیل تخریب لایه اوزون، گرمایش جهانی و آلودگی هوا می شود.

یکی از فناوری هایی که قادر به بازیافت حرارت اتلافی در

¹ evaporator

پایین در تبخیرکننده برای تبخیر سیالات ارگانیک مورد استفاده قرار می‌گیرد. این بخار فشار بالا، در میان توربین منبسط شده و توان تولید می‌کند. بخار فشار پایین در خروجی توربین، در چگالنده^۱ تقطیر می‌شود. سیال کاری دوباره به‌سوی تبخیرکننده پمپ شده و سیکل مجدداً تکرار می‌شود. به دلیل استفاده از سیالات کاری ارگانیک لازم است تغییراتی در شرایط سیکل‌های متداول و طراحی تجهیزات ایجاد شود.

انتخاب سیال کاری مناسب نقش مهمی در عملکرد سیکل دارد. برخی از نویسندگان تأثیر سیالات کاری را بر روی سیکل ارگانیک رانکین برای بازیافت حرارت اتلافی، بررسی کردند. اساساً بسته به شیب منحنی بخار اشباع در نمودار T-S (dT/dS)، سیالات کاری می‌توانند به سه دسته طبقه‌بندی شوند. این سه دسته عبارت‌اند از: خشک، آیزنروتروپیک و سیالات تر، با شیب منحنی بخار اشباع به ترتیب مثبت، بی‌نهایت و منفی. گزینه‌های گسترده‌ای از سیالات ارگانیکی که می‌توانند در سیستم‌های ORC مورد استفاده قرار گیرند، گزارش شده‌اند. سومایاجی و همکاران گزارش دادند که سیالات خشک و آیزنروتروپیک از قبیل R113، R123، R245ca و ایزوبوتان^۲ کارایی بهتری از خود نشان می‌دهند؛ زیرا آن‌ها بعد از انبساط در توربین تقطیر نمی‌شوند. برعکس، تقطیر سیالات تر، ممکن است خطر آسیب رساندن به توربین را تحمیل کنند [۱]. وانگ و همکاران، ۹ سیال کاری را مورد بررسی قرار دادند و ۶ عدد از آن‌ها به‌عنوان سیال کاری مناسب تصور شدند. از میان سیالات کاری انتخاب شده توسط آن‌ها، R11، R141b، R113 و R123 به دلیل بازده ترمودینامیکی بالایشان برجسته هستند؛ در حالی که به نظر می‌رسد R245fa و R245ca سیالات کاری بهتری از نظر محیط زیستی باشند [۲]. یک سیکل رانکین فوق بحرانی با استفاده از سیالات کاری مخلوط زئوتروپیک^۳ برای تبدیل گرمای درجه پایین به توان توسط چن و همکاران پیشنهاد و آنالیز شد [۳]. برخلاف یک سیکل ارگانیک رانکین متداول، یک سیکل فوق بحرانی رانکین در طول فرایند گرمایی وارد منطقه دو فازی نمی‌شود.

از سویی دیگر، برخی از پژوهشگران بر روی بهینه‌سازی بازده سیستم‌های ORC تمرکز کرده‌اند. وی و همکاران بازده ترمودینامیکی یک سیستم ORC تحت آشوب را با استفاده از R245fa به‌عنوان یک سیال کاری آنالیز کردند. آن‌ها متوجه شدند که توان خروجی سیستم تحت دمای محیط بالا، نسبت به مقادیر نرمال تا بیش از ۳۰٪ کاهش می‌یابد [۴]. هونگ به‌منظور بازیافت حرارت اتلافی دما پایین، با به‌کارگیری یک سیکل ORC با استفاده از سیالات خشک شامل بنزن^۴، تالون^۵، p-سایلین^۶، R113 و R123 نشان داد که بازگشت‌ناپذیری سیستم به نوع منبع حرارتی بستگی دارد [۵].

از میان پژوهش‌ها، تقریباً تحقیقات کمتری در مورد سیستم‌های ORC همراه با بازیاب^۷ صورت گرفته است. این سیکل به دلیل قرار

گرفتن یک مبادله‌کن گرمای داخلی (IHE)^۸ برای جذب گرمای اضافی در آن، بازده حرارتی بهتری نسبت به سیکل BORC (ORC پایه) دارد. ماگو و همکاران سیستم ORC همراه با بازیاب تک مرحله را مطالعه کرده و ارتقاء دادند که چندین مزیت در مقایسه با سیستم ORC پایه دارد [۶]. برخلاف ORC پایه، پارامترهای مهم دیگری وجود دارد (برای مثال درصد دبی سیال) که تأثیر برجسته‌ای بر روی بازده سیستم دارند. در این کار، یک روش نوین برای مشخص کردن درصد دبی سیال بهینه سیستم ORC با بازیاب کشف شد. سه سیستم ORC مختلف شامل سیستم BORC، SRORC (ORC با بازیاب تک مرحله‌ای) و DRORC (ORC با بازیاب دو مرحله‌ای) به وسیله الگوریتم ژنتیک^۹ GA با استفاده از بازده اگزرژی به‌عنوان تابع هدف و با استفاده از سیالات کاری مختلف آنالیز شدند. ژی و همکاران با استفاده از بازده اگزرژی به‌عنوان یک تابع هدف، کارایی سه سیستم ارگانیک رانکین شامل سیستم ORC پایه، سیستم ORC با بازیاب تک مرحله و سیستم ORC با بازیاب دو مرحله‌ای را با استفاده از ۶ سیال کاری مختلف تحت شرایط گرمای اتلافی یکسان بررسی کردند [۷]. آن‌ها سیستم ORC با استفاده از الگوریتم ژنتیک برای هر سیال کاری بهینه‌سازی کرده و پارامترهای بهینه را تحت هر شرایط کارکرد بهینه محاسبه کردند. نتایج نشان داد که برای هر سیال کاری، سیستم DRORC همواره بهترین بازده گرمایی و اگزرژی را تحت هر شرایط عملکرد بهینه‌ای داراست.

پژوهشگران بسیاری، تلاش‌های مهمی را به بهینه‌سازی پارامترها با هر یک از عملکردهای ترمودینامیکی (بازده ترمودینامیکی، توان خالص خروجی، بازده اگزرژی) یا فاکتورهای اقتصادی (نسبت توان خالص به سطح انتقال حرارت، سطح مبادله‌کن گرما بر واحد توان خروجی (APR)، سطح قیمت انرژی (LEC)، هزینه تولید الکتریسیته (EPC)، هزینه سرمایه‌گذاری ویژه (SIC) و ...) به‌عنوان یک تابع هدف اختصاص دادند. در ضمن تعداد اندکی از مطالعات بر روی بهینه‌سازی دو هدفه با توجه به هر دو بازده ترمودینامیکی و فاکتورهای اقتصادی به‌صورت هم‌زمان متمرکز شدند. هتیارچچی و همکاران نسبت سطح کلی مبادله‌کن گرما به توان خالص خروجی (APR) را به‌عنوان یک تابع هدف به‌منظور یافتن طراحی بهینه برای سیستم‌های ORC در نظر گرفته و نتیجه گرفتند که R123 و n-پنتان^{۱۰} می‌توانند سیالات مناسبی باشند [۸]. رشیدی و همکاران بهینه‌سازی پارامتری برای سیکل‌های ORC با بازیاب همراه با دو گرم کن آب تغذیه برای آب و R717 به کار گرفتند و از سه تابع هدف مختلف یعنی، بازده گرمایی، بازده اگزرژی و کار معین استفاده کردند [۹]. آن‌ها دریافتند که بهترین بازده ترمودینامیکی برای R717 به دست آمده است. تحقیقات مشابهی توسط سان و همکاران به‌منظور بهینه‌سازی توان خالص تولیدی و بازده ترمودینامیکی سیستم، برای سیستم ORC پایه با R134a با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی ROSENBERG انجام شده است [۱۰]. آن‌ها دریافتند که دمای منبع حرارتی، فشار ورودی توربین و دبی جرمی سیالات کاری، اثر قابل توجهی بر روی بازده حرارتی بهینه‌گذاشته

¹ condenser

² isobutane

³ zeotropic

⁴ Benzene

⁵ Toluene

⁶ p-Xylene

⁷ Regenerator

⁸ internal heat exchanger

⁹ Genetic algorithm

¹⁰ n-Pentane

توجیه کنند. در بسیاری از موارد، با افزایش سوخت خالص، می توان بهره‌وری تبدیل انرژی در میکروتوربین‌ها را جبران کرد. این مسئله با استفاده از میکروتوربین در یک سیکل بالادست، آرایش سیستم ترکیب گرما و توان (CHP) یا ترکیب میکروتوربین با سیکل ارگانیک رانکین (MT-ORC) قابل دستیابی است.

در مورد سیستم‌های ORC، گرمای دفع شده از میکروتوربین به‌عنوان یک منبع حرارتی برای سیکل ORC و تولید الکتریسیته اضافی مورد استفاده قرار می‌گیرد. برای تأسیسات با درخواست حرارتی بالا، بازده سیستم‌های MT-CHP می‌تواند به بالاتر از ۸۰٪ برسد. از سوی دیگر، استفاده از سیکل ORC برای تولید الکتریسیته اضافی با استفاده از گرمای اتلافی در دسترس می‌تواند بازده تولید توان الکتریکی خالص یک تأسیسات تولید توان میکروتوربین را حدود ۱۰٪-۸٪ افزایش دهد [۱۱].

از بحث فوق چنین برمی‌آید که هزینه نصب و عملکرد سیستم تولید توان میکروتوربین، زمانی که مقدار توان پیوسته قابل اطمینان با بهره‌رسانی به‌دست‌آمده ناشی از اجرای CHP یا یک سیستم MT-ORC ترکیب شوند بسیار اقتصادی‌تر و از لحاظ محیط زیست جذاب‌تر می‌گردد.

به‌عنوان یک واقعیت مهم، در حال حاضر فناوری ORC به‌صورت موفقیت‌آمیزی در سال‌های اخیر برای ابعاد تأسیساتی مختلف مورد استفاده قرار گرفته است و همچنین بارها برای بازیافت حرارت پیشنهاد شده است. مخصوصاً در مورد بازیافت از میکروتوربین با توان ۱۰۰ kW که از لحاظ فرض علمی، توان گرمایی در دسترس از خروجی آن حدود ۲۰۰ kW است. بنابراین، الکتریسیته اضافی تولیدی توسط ORC پایین دست در حدود چند ده kW است.

فواید اصلی این راه حل شامل امکان انتخاب تعداد زیادی سیال مناسب به‌منظور به دست آوردن بازده قابل قبول و طراحی قابل اجرا از نظر هزینه ماشین‌آلات، صرف نظر از ابعاد کوچک تأسیسات است [۱۲].

۳- مدل‌سازی

۳-۱- مدل‌سازی ترمودینامیکی

در شکل ۱، طرح کلی بازیافت گرمای اتلافی MT-ORC نشان داده شده است. این سیکل شامل تبخیرکننده برای بازیافت حرارت اتلافی میکروتوربین، توربین، بازیافت، چگالنده و پمپ می‌باشد. سیال عامل در یک فشار و دمای معین وارد تبخیرکننده می‌شود که در آنجا به وسیله انرژی گرمایی جذب شده از بازیافت حرارت اتلافی در میکروتوربین بخار می‌شود. سیال عامل به‌صورت بخار فراگرم تبخیرکننده را ترک کرده و سپس از توربین عبور می‌کند. سیال عامل با کیفیت بالا وارد بازیافت شده و با سیال عامل در ورودی تبخیرکننده تبادل گرما کرده و آن را پیش گرم می‌کند. سپس سیال عامل وارد چگالنده شده و با برج خنک کن تبادل گرما می‌کند. فشار سیال عامل تقطیر شده توسط پمپ بالا رفته، پس از عبور از بازیافت دوباره وارد تبخیرکننده می‌شود. در اینجا دو منبع تولید توان شامل توان خالص میکروتوربین و سیکل ارگانیک رانکین وجود دارد.

به‌منظور مدل‌سازی حرارتی، لازم است موازنه جرم و انرژی بر روی تمامی تجهیزات اعمال شود:

است.

در این مقاله بعد از مدل‌سازی فنی-اقتصادی بازیافت گرمای اتلافی MT-ORC (سیکل ارگانیک برای بازیافت گرمای اتلافی میکروتوربین) با بازیافت، تجهیزات آن به‌وسیله پیشینه‌سازی بازده حرارتی و همچنین کمیته‌سازی هزینه‌های سالیانه، بهینه‌سازی گشته است. چهار سیال R123، R245fa، R22 و R134a به‌عنوان سیال کاری در سیکل انتخاب شده و خواص هر یک از آن‌ها در جدول ۱ ارائه شده است. دبی جرمی سیال عامل، کار خالص میکروتوربین، فشار تبخیر-کننده، فشار خروجی توربین و بازده بازیافت به‌عنوان چهار پارامتر طراحی معرفی شده است. سپس الگوریتم NSGA-II برای به دست آوردن دسته جواب‌های بهینه پارتو انتخاب شده است. نوآوری‌های کار حاضر به صورت خلاصه، به شرح زیر است:

- بهینه‌سازی فنی-اقتصادی و چندهدفه سیکل ORC به همراه بازیافت
- استفاده از میکروتوربین به عنوان محرک اصلی
- انجام مراحل فوق برای چهار سیال کاری مختلف
- در نظر گرفتن دبی جرمی سیال عامل، کار خالص میکروتوربین، فشار تبخیرکننده، فشار خروجی توربین و بازده بازیافت به عنوان متغیرهای طراحی

۲- بازیافت حرارت اتلافی میکروتوربین به کمک

سیکل ORC

میکروتوربین‌ها گاهی اوقات در ابعاد تأسیسات متوسط تا بزرگ به‌منظور فراهم ساختن توان پشتیبان در موارد قطع توان از شبکه برق مورد استفاده قرار می‌گیرند. به‌رحال میکروتوربین‌های ساده با بازده تولید توان حدوداً ۳۰٪ پیشنهاد اقتصادی مناسبی برای شبکه تولید توان نیستند و بسیاری از تأسیسات تا زمانی که از توان الکتریکی پیوسته اطمینان حاصل نکنند نمی‌توانند هزینه‌های نصب و عملکرد را

جدول ۱- خواص چهار سیال کاری مورد استفاده در سیکل

ویژگی	R123	R245fa	R134a	R22
نوع سیال	آیزن‌تروپیک	خشک	تر	تر
فرمول شیمیایی	CF_3CHCl_2	$CF_3CH_2CHF_2$	CF_3CH_2F	$CHClF_2$
جرم مولکولی (g/mol)	۱۵۲٫۹۳	۱۳۴٫۰۵	۱۰۲٫۰۳	۸۶٫۴۷
نقطه سه‌گانه (°C)	-۱۰۷٫۱۵	-۱۰۲٫۱۰	-۱۰۳٫۳۰	-۱۵۷٫۴۲
نقطه جوش (°C)	۲۷٫۸۵	۲۸۸٫۰۸	-۲۶٫۱۵	-۴۰٫۸۱
دمای بحرانی (°C)	۱۸۳٫۷۹	۱۵۴٫۰۵	۱۰۱٫۰۶	۹۶٫۱۵
فشار بحرانی (kPa)	۳۶۶۸	۳۶۳۹	۴۹۸۹	۴۰۵۹
پتانسیل فرسایش لایه اوزون	۰٫۰۱۲	۰	۰	۰٫۰۵
پتانسیل گرمایش جهانی	۱۲۰	۹۵۰	۱۳۰۰	۱۸۱۰

معادله موازنه جرم:

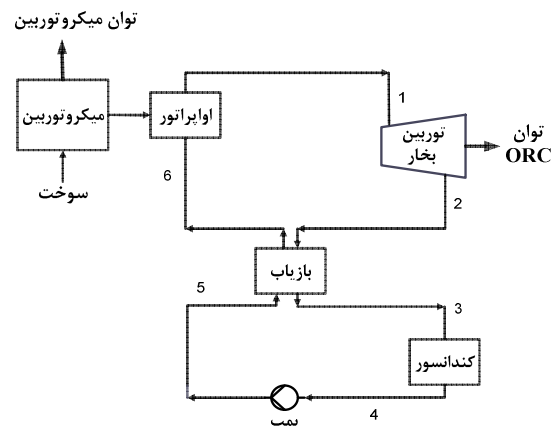
$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o = \dot{m}_r \quad (1)$$

معادله موازنه انرژی:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_o h_o - \sum \dot{m}_i h_i \quad (2)$$

معادلات موازنه انرژی برای قسمت‌های مختلف سیکل همان‌طور که در شکل نشان داده شده است به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_r (h_1 - h_6) \quad (3)$$



شکل ۱- سیکل ارگانیک رانکین با بازتاب

توربین:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{t,a}}{\dot{W}_{t,s}} = \frac{h_1 - h_{2,a}}{h_1 - h_{2,s}} \quad (4)$$

بازتاب:

$$\dot{Q}_{\text{reg}} = \dot{m}_r c_{p,r} (T_2 - T_3) = \dot{m}_r c_{p,r} (T_6 - T_5) \quad (5)$$

با توجه به معادلات بازتاب به عنوان یک مبادله‌کن گرما داریم:

$$C_{\min} = \min\{\dot{m}_r c_{p,r}, \dot{m}_r c_{p,s}\} \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{\text{max,reg}} = C_{\min} (T_2 - T_5) \quad (7)$$

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{reg}}}{\dot{Q}_{\text{max,reg}}} \quad (8)$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (9)$$

برای به دست آوردن سطح بازتاب از معادله NTU استفاده می‌شود:

$$NTU = \frac{U_{\text{reg}} A_{\text{reg}}}{C_{p,r}} \quad (10)$$

از رابطه (۱۱) به دست می‌آید:

$$NTU = \frac{\ln(2 - \epsilon(1 + C^* - \zeta))}{\zeta(2 - \epsilon(1 + C^* + \zeta))} \quad (11)$$

که ζ برابر است با:

$$\zeta = \sqrt{1 + C^{*2}} \quad (12)$$

$$\epsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (13)$$

چگالنده:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_r (h_3 - h_4) \quad (14)$$

برای به دست آوردن سطح انتقال گرمای چگالنده از معادله اختلاف دمای میانگین لگاریتمی استفاده می‌کنیم:

$$\Delta T_{\text{LMTD}} = \frac{[(T_3 - T_0) - (T_4 - T_1)]}{\log \left(\frac{T_3 - T_0}{T_4 - T_1} \right)} \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = U_{\text{cond}} A_{\text{cond}} \Delta T_{\text{LMTD}} \quad (16)$$

U_{cond} ضریب انتقال گرمای کلی چگالنده است.

پمپ:

$$\eta_p = \frac{\dot{W}_{p,s}}{\dot{W}_{p,a}} = \frac{h_4 - h_{5,s}}{h_4 - h_{5,a}} \quad (17)$$

میکروتوربین:

با برازش منحنی داده‌های [۱۳] گرمای هدر رفته در خروجی میکروتوربین از رابطه (۱۸) به دست می‌آید:

$$\dot{Q}_{\text{ex}} = 1.337 \dot{W}_{\text{net,MT}} + 28.69 \quad (18)$$

که معادله فوق برای محدوده توان ۸-۹۵۰ kW با خطای قابل قبول ۵٪ به دست آمده است.

دبی جرمی سوخت با نوشتن قانون اول ترمودینامیک برای میکروتوربین به صورت معادله (۱۹) به دست می‌آید:

$$\dot{m}_f = \frac{(\dot{W}_{\text{net,MT}} + \dot{Q}_{\text{ex}})}{\text{LHV}} \quad (19)$$

LHV ارزش حرارتی پایین‌تر سوخت است.

توان مورد نیاز پمپ از رابطه (۲۰) به دست می‌آید:

$$\dot{W}_{p,\text{orc}} = \dot{m}_r (h_5 - h_4) \quad (20)$$

توان تولیدی توسط توربین از رابطه (۲۱) حاصل می‌شود:

$$\dot{W}_{t,\text{orc}} = \dot{m}_r (h_1 - h_2) \quad (21)$$

در نتیجه توان خالص ORC از رابطه (۲۲) به دست می‌آید:

$$\dot{W}_{\text{orc}} = \dot{W}_{t,\text{orc}} - \dot{W}_{p,\text{orc}} \quad (22)$$

همین‌طور کار خالص خروجی از سیکل از رابطه (۲۳) به دست می‌آید:

$$\dot{W}_{\text{MT-orc}} = \dot{W}_{\text{orc}} + \dot{W}_{\text{MT}} \quad (23)$$

در نهایت بازده کل سیکل از رابطه (۲۴) محاسبه می‌شود:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{\text{MT-orc}}}{\dot{m}_f \text{LHV}} \quad (24)$$

۳-۲- مدل سازی اقتصادی

هزینه‌های کلی سالیانه شامل موارد زیر می‌باشد:

- هزینه سرمایه‌گذاری اولیه (هزینه اولیه میکروتوربین و ORC)
- هزینه سوخت میکروتوربین
- هزینه محیط زیستی ناشی از انتشار CO_2

بنابراین هزینه کلی سالیانه از رابطه (۲۵) محاسبه می‌گردد:

$$C_{\text{total}} = a\phi C_{\text{inv}} + C_f + C_{\text{env}} \quad (25)$$

هزینه اولیه ORC شامل هزینه اولیه توربین، چگالنده، پمپ و بازتاب می‌باشد. تیخیرکننده به‌عنوان یک بخش از میکروتوربین است و هزینه آن در هزینه اولیه میکروتوربین در نظر گرفته شده است. همچنین از هزینه لوله‌کشی در مقابل سایر هزینه‌ها صرف نظر شده است. بنابراین هزینه سرمایه‌گذاری اولیه از رابطه (۲۶) به دست می‌آید:

$$C_{\text{inv}} = (b_1 \dot{W}_{\text{MT}} + d_1) + (b_2 \dot{W}_t^{d_2}) + (b_3 A_{\text{cond}}^{d_3}) + (b_4 \dot{W}_p^{d_4}) + (b_5 A_{\text{reg}}^{d_5}) \quad (26)$$

هزینه سوخت مورد نیاز میکروتوربین از رابطه (۲۷) به دست می‌آید:

$$C_f = 3600 \dot{m}_f \tau \Psi_f \quad (27)$$

و هزینه‌های محیطی از رابطه (۲۸) به دست می‌آید:

$$C_{\text{inv}} = \dot{m}_{\text{total},CO_2} \dot{W}_{\text{MT}} \tau \Psi_{em} \quad (28)$$

که در اینجا، Ψ_f ، Ψ_{em} و ϕ به ترتیب هزینه سوخت، هزینه نشر آلودگی و ضریب تعمیرات می‌باشند. مقادیر ثابت b و d حاصل برازش نمودار داده‌های حاصل از [۱۳] و مقادیر ذکر شده در [۱۴] می‌باشند. τ و $\dot{m}_{\text{total},CO_2}$ تعداد ساعات کارکرد سیستم در سال و میزان کلی

تولید شده به وسیله سوخت در یک سال می‌باشند. همچنین، a ضریب هزینه سالیانه است که به صورت رابطه (۲۹) تعریف می‌شود:

$$a = \frac{i}{1 - (1 + i)^{-y}} \quad (29)$$

i و y به ترتیب نرخ بهره و عمر دستگاه می‌باشند.

۶- بهینه‌سازی

در این مقاله از بهینه‌سازی چندهدفه برای بهینه‌سازی بازده ترمودینامیکی و کمینه‌سازی هزینه‌های کلی سالیانه به صورت هم‌زمان استفاده شده است. نخستین الگوریتم ژنتیک چندهدفه به وسیله شیفر [۱۵] پیشنهاد شد. سپس یک الگوریتم بر اساس مرتب‌سازی نامغلوب توسط سرینواس و دب [۱۶] پیشنهاد شد که NSGA نام گرفت. این الگوریتم بعدها توسط دب و همکاران [۱۷] اصلاح شد که پیچیدگی محاسباتی زیاد، فقدان نخبه‌گرایی و نیاز به مشخص کردن پارامترهای مشترک را حذف کرد. این الگوریتم NSGA-II نام گرفت.

بهینه‌سازی به کمک الگوریتم NSGA-II برای ۱۰۰۰ تولید به صورت جداگانه برای چهار سیال کاری R123، R134a، R245fa و R134a انجام شده است. جمعیت مورد بررسی از ابعاد $M=50$ ، احتمال تولید مثل $P_c=0.9$ و احتمال جهش $P_m=0.35$ می‌باشد. نتایج بازده و هزینه سالیانه بهینه در شکل ۲ نشان داده شده که جبهه پارتو^۱ نام دارد. پارتوها نشان می‌دهند که تا چه حد میان بازده و هزینه‌های کلی سالیانه (\$/year) تعارض وجود دارد. هر تغییر اندکی که موجب افزایش بازده شود، منجر به افزایش هزینه‌های کلی سالیانه نیز خواهد شد.

برای این منظور، R123 به عنوان بهترین سیال کاری شناخته شد؛ زیرا نتایج آن هم از نظر بازده و هم از نظر هزینه‌های کلی سالیانه بهتر است. همچنین R22، R245fa و R134a در جایگاه‌های بعدی قرار می‌گیرند. همان‌طور که در جدول ۱ دیده می‌شود، R22 پتانسیل زیادی برای فرسایش لایه اوزون و گرمایش جهانی دارد و استفاده از آن به عنوان سیال کاری در سیکل توصیه نمی‌شود.

نقطه آرمان برای چهار سیال کاری در جدول ۳ نشان داده شده است. این نقطه یک حالت ایده آل دست‌نیافتنی است که هم‌زمان بیشترین بازده و کمترین هزینه‌های سالیانه را داراست. همچنین توزیع متغیرها برای نقاط بهینه جبهه پارتو در شکل‌های ۷-۳ قابل مشاهده است. حد بالا و پایین متغیرها به صورت خط‌چین نمایش داده شده است. از شکل‌ها نکات زیر استنباط می‌گردد:

- R134a و R22 به دبی جرمی کمتری در مقایسه با R245fa و R123 احتیاج دارند. نمودار T-S چهار سیال مورد استفاده در سیستم در شکل ۸ دیده می‌شود. نقطه نهایی برای دمای تبخیرکننده و همچنین شیب منحنی بخار اشباع در این نقطه دیده می‌شود. R22 و R134a دارای شیب منحنی بخار اشباع منفی هستند. این سیالات به سیالات «تر» مشهورند. R123 دارای شیب منحنی بخار اشباع بی‌نهایت بوده و به «آیزنتروپیک» معروف‌اند. R245fa نیز دارای شیب منحنی بخار اشباع مثبت بوده و مشهور به «خشک» است. به نظر می‌رسد سیالات تر به دبی جرمی سیال عامل بیشتری احتیاج داشته و در نتیجه به پمپ قوی‌تری احتیاج است. پس کار پمپ و هزینه سرمایه‌گذاری اولیه

۴- پارامترهای طراحی و قیدهای مسئله

در این مسئله دبی جرمی سیال عامل، کار خالص میکروتوربین، فشار ورودی تبخیرکننده، فشار خروجی توربین و کارایی بازیاب به عنوان پارامترهای طراحی در نظر گرفته شده‌اند. همچنین قیدهای (۳۰-۳۲) برای فرایند بهینه‌سازی مطرح هستند:

$$P_6 > P_2 \quad (30)$$

$$T_2 > 40 \quad (31)$$

قید فوق به این منظور که دمای چگالنده در دمای تقطیر بالاتر از دمای محیط باشد اعمال گردیده است.

$$x_2 > 0.95 \quad (32)$$

این قید برای جلوگیری از خوردگی پره‌های توربین اعمال شده است [۱۴].

۵- مطالعه موردی

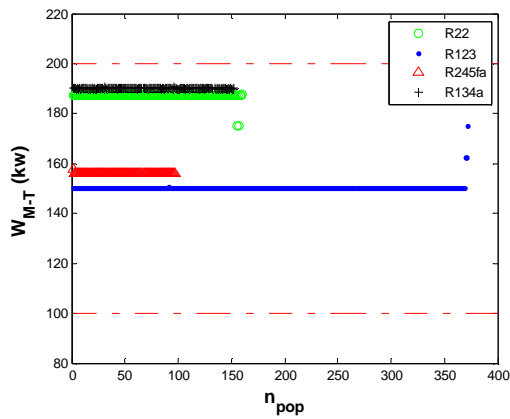
در این بررسی، از چهار سیال کاری شامل R123، R134a، R245fa و R22 استفاده شده و سیکل MT-ORC برای هر یک از آن‌ها جداگانه بهینه‌سازی گشته است. مدل‌سازی و بهینه‌سازی به کمک نرم‌افزار MATLAB صورت گرفته است. برای کمینه‌سازی مقدار کلی هزینه‌های سالیانه و بیشینه‌سازی بازده کلی سیکل، پنج پارامتر طراحی شامل دبی جرمی سیال عامل، کار خالص میکروتوربین، فشار ورودی تبخیرکننده، فشار خروجی توربین و بازده بازیاب به کار گرفته شده است. پارامترهای طراحی و بازه تغییرات آن‌ها در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول ۲- محدوده تغییرات پارامترهای طراحی

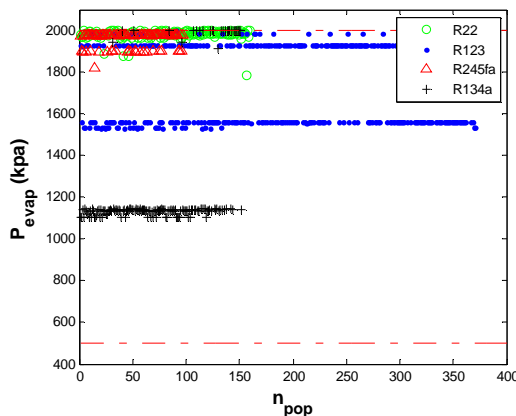
متغیر	حد بالا	حد پایین
دبی جرمی سیال عامل (kg/s)	۵	۰٫۱
کار خالص میکروتوربین (kW)	۲۰۰	۱۰۰
فشار تبخیرکننده (kPa)	۲۰۰۰	۵۰۰
فشار خروجی توربین (kPa)	۱۵۰۰	۲۰۰
کارایی بازیاب (-)	۰٫۹	۰٫۰۱

سیستم MT-ORC برای اینکه بیش از ۲۰۰ kW توان خالص، زمانی که $\tau = 6000$ ساعت در سال کار می‌کند تحویل دهد، طراحی شده است. همچنین سیستم برای زمان کارکرد $y=20$ ، نرخ بهره $i=0.12$ ، $\Psi_{em} = 0.2086$ \$/kg، افت فشار پنج درصد در تبخیرکننده، افت فشار یک درصد در چگالنده، افت فشار سه درصد در هر سوی بازیاب، بازده آیزنتروپیک توربین $\eta_t = 0.8$ ، بازده آیزنتروپیک پمپ $\eta_p = 0.7$ ، ضریب تعمیرات $\phi = 1.05$ و $\Psi_f = 0.1$ \$/kg به عنوان هزینه گاز طبیعی بهینه‌سازی شده است. علاوه بر این، ثوابت ذکر شده در معادله (۲۶) به صورت [۳۵۰۰ ۱۵۰ ۴۷۵۰

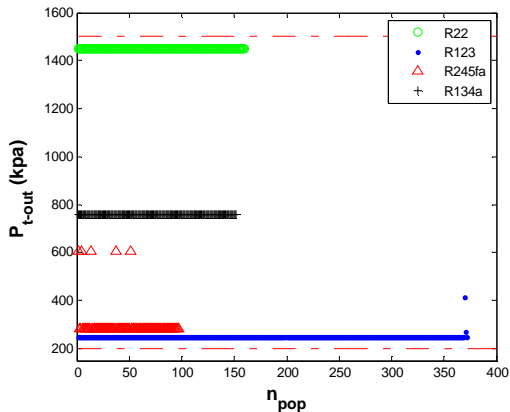
1 Pareto front



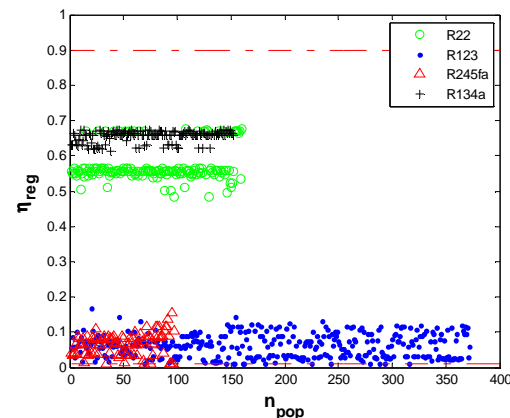
شکل ۴- توزیع توان میکروتوربین برای نقاط مختلف جبهه پارتو



شکل ۵- توزیع فشار تبخیرکننده برای نقاط مختلف جبهه پارتو



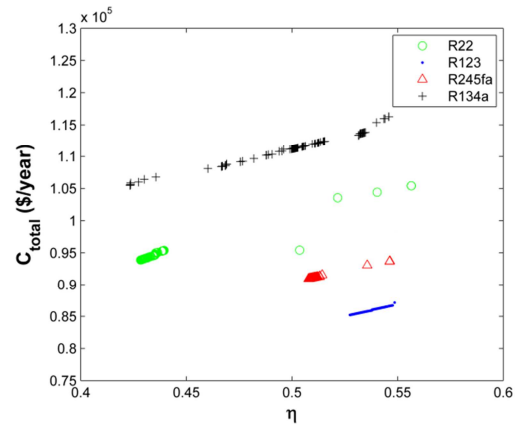
شکل ۶- توزیع فشار خروجی توربین برای نقاط مختلف جبهه پارتو



شکل ۷- توزیع بازده بازیاب برای نقاط مختلف جبهه پارتو

افزایش می یابد.

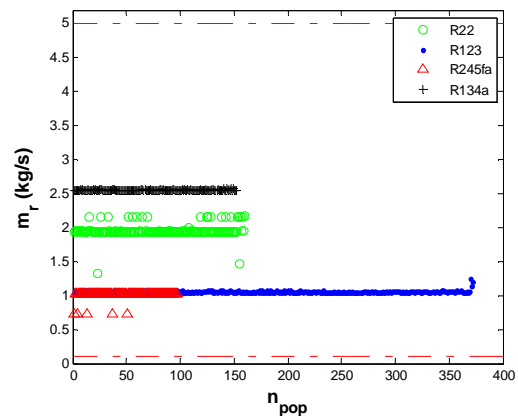
از آنجا که توان خالص تولیدی توسط سیکل ارگانیک رانگین برای R245fa و R123 بیشتر است و در واقع بازده بهتری دارند، پس این دو سیال به کار میکروتوربین کمتری نیز احتیاج دارند. در نتیجه برای منبع حرارتی دما پایین تر بهتر پاسخگو می باشند. اما R22 و R134a بازده کمتری داشته و کار خالص



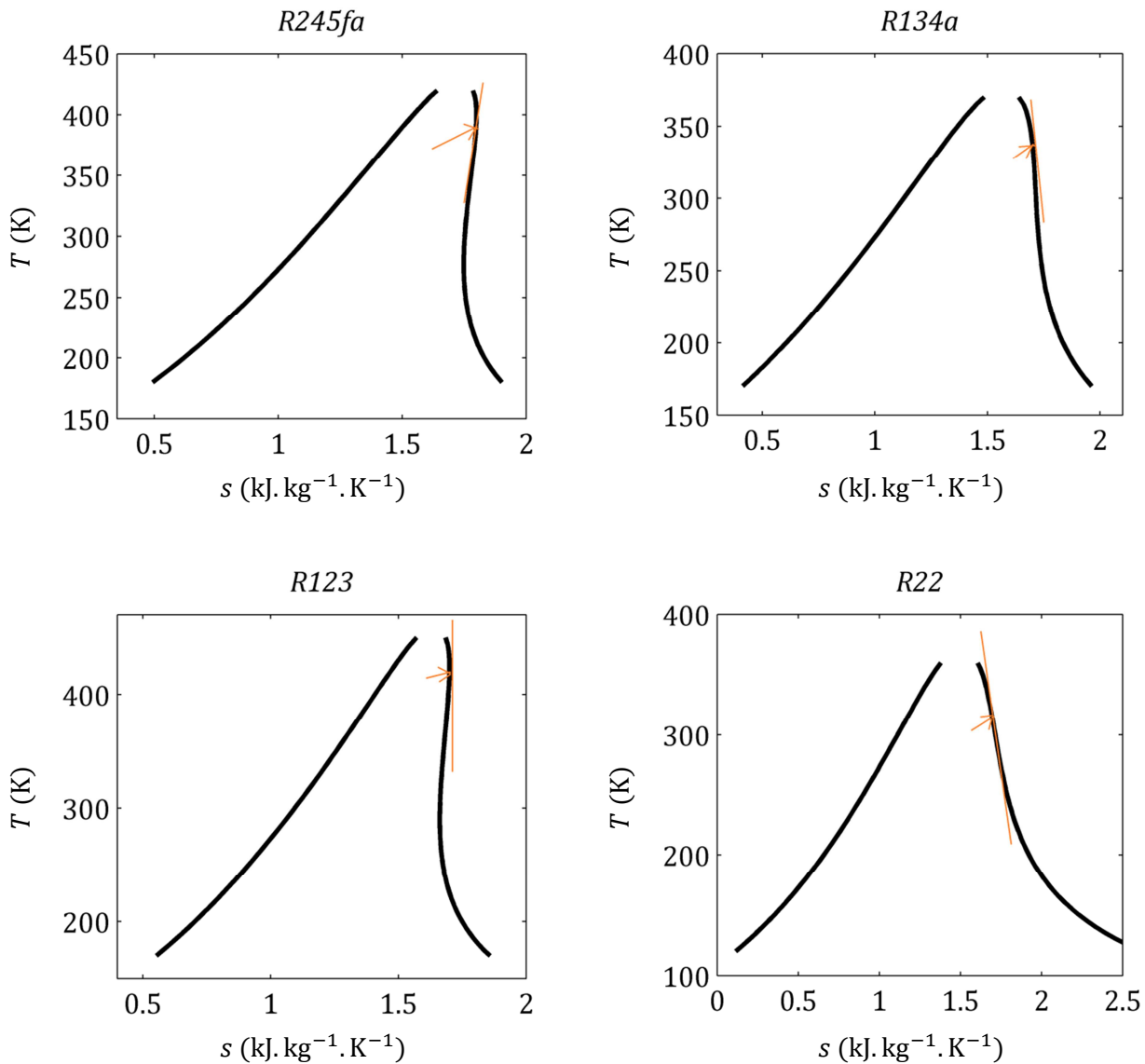
شکل ۲- جبهه پارتو بهینه برای چهار سیال کاری مورد استفاده در سیکل

جدول ۳- نقطه آرمان برای چهار سیال کاری مورد استفاده در سیکل

R22	R134a	R245fa	R123	نقطه آرمان
۹۳۹۳۰	۱۰۵۹۰۰	۹۰۹۵۰	۸۵۲۲۰	هزینه های کلی سالانه (\$/year)
۰٫۵۵۶	۰٫۵۴۶	۰٫۵۴۶	۰٫۵۴۹	بازده (-)



شکل ۳- توزیع دبی جرمی سیال برای نقاط مختلف جبهه پارتو



شکل ۸- نمودار T-S چهار سیال مورد استفاده در سیکل

که توزیع آن‌ها پراکندگی نسبی دارد، باعث تعارض در توابع هدف می‌شوند؛ مانند بازده بازیاب و فشار تبخیرکننده

فشار تبخیرکننده برای R245fa و R123 به مراتب بیشتر از R22 و R134a می‌باشد.

واضح است که هر چه بازده بازیاب - به‌عنوان یک مبادله‌کن گرما- بیشتر باشد، دمای سیال ورودی به چگالنده کمتر می‌شود و اگر سیال بیش از حد سرد شده باشد دیگر نمی‌توان با هوای محیط آن را خنک کرد. همان‌طور که گفته شد برای سیالات خشک و آیزنتروپیک فشار خروجی از توربین کمتر است، پس باید بازده بازیاب کمتر باشد تا دمای ورودی چگالنده بیش از حد پایین نباشد. از نمودار توزیع بازده بازیاب مشخص است که بازده بازیاب برای R245fa و R123 به مراتب کمتر از دو سیال دیگر است. برای R134a و R22 به علت فشار خروجی بالاتر توربین، این نگرانی وجود ندارد و بازده بازیاب خیلی بالاتر

- میکروتوربین بیشتری لازم است. متعاقباً منبع حرارتی دما بالاتری احتیاج است.
- از نمودار توزیع فشار خروجی توربین به خوبی مشخص می‌شود که R245fa و R123 فشار خروجی کمتری دارند. پر واضح است که سیالات خشک و آیزنتروپیک در پایان فرایند انبساط تقطیر نمی‌شوند و همچنان در حالت فراگرم باقی می‌مانند. اما فشار خروجی برای دو سیال R134a و R22 که تر هستند به مراتب بیشتر است، تا از فراگرم ماندن سیال در پایان انبساط اطمینان حاصل شود.
- متغیرهایی که ثابت انتخاب شده‌اند، در مقدار ثابت خود باعث بهبود هم زمان دو تابع هدف می‌شوند؛ مانند دبی جرمی سیال عامل، فشار خروجی توربین و توان میکروتوربین. اما متغیرهایی

است.

• اسخ فرایند بهینه سازی

انتخاب یک نقطه بهینه از میان تمام نقاط موجود روی جبهه پارتو نیازمند یک فرایند تصمیم گیری است. این تصمیم اغلب بر اساس تجربه های مهندسی و اهمیت نسبی هر یک از اهداف صورت می پذیرد. هر قضاوتی بر مبنای یک نقطه فرضی به نام نقطه آرمان انجام می گیرد. اگر مایل باشیم هر تابع هدف به صورت انفرادی بهینه گردد، بدون در نظر گرفتن سایر توابع هدف، حاصل ترکیب این نتایج، نقطه آرمان است. پر واضح است که غیرممکن است هر دو هدف به صورت هم زمان در نقطه بهینه خود باشند. از آنجا که نقطه آرمان روی جبهه پارتو قرار ندارد، بسته ترین نقطه جبهه پارتو نسبت به نقطه آرمان به عنوان پاسخ بهینه انتخاب می گردد.

نقطه آرمان برای چهار سیال کاری مورد استفاده در جدول ۳ لیست شده است. قبل از هر کاری باید اهداف بدون بعد باشند. برای بی بعد سازی اهداف از روش LINMAP [۱۸] (فنون برنامه نویسی خطی برای آنالیز چندبعدی اولویت ها) که در رابطه (۳۳) آورده شده، استفاده می شود:

$$F_{ij}^n = \frac{F_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^m (F_{ij})^2}} \quad (33)$$

که i زیرنویس هر نقطه روی جبهه پارتو، j زیرنویس هر یک از اهداف و m تعداد نقاط روی جبهه پارتو می باشد. سپس فاصله هر نقطه روی جبهه پارتو از نقطه آرمان از رابطه (۳۴) به دست می آید:

$$d_i = \sqrt{\sum_{j=1}^2 (F_{ij}^n - F_{ideal,j}^n)^2} \quad (34)$$

که d_i ideal، زیرنویس توابع هدف آرمانی است. مقدار فاصله برای هر نقطه روی جبهه پارتو توسط رابطه بالا محاسبه شده و نقطه بهینه ای که منجر به کمترین d شود به عنوان پاسخ بهینه انتخاب می گردد. مقدار نهایی توابع هدف بهینه به همراه پارامترهای متناظر، با استفاده از فرایند بالا به دست آمده و در جدول ۴ لیست شده است.

مشاهده می شود که بهترین سیال عامل از دیدگاه اقتصادی R123 با هزینه های کلی سالیانه $85217 \text{ \$/year}$ می باشد. سیال های R245fa، R22 و R134a با هزینه های کلی سالیانه به ترتیب $90954 \text{ \$/year}$ ، $93889 \text{ \$/year}$ و $105470 \text{ \$/year}$ در رتبه های بعدی قرار می گیرند. نتیجه بهینه R123، به ترتیب $6/7\%$ ، 10% و 24% نسبت به سیال های R22، R245fa و R134a بهتر بود.

از سویی دیگر، بهترین سیال عامل از دیدگاه بازده ترمودینامیکی R123 با بازده $0/5274$ می باشد. سیال R22، R245fa و R134a با بازده به ترتیب $0/5079$ ، $0/4284$ و $0/4233$ در رتبه های بعدی قرار می گیرند. نتیجه بهینه R123 به ترتیب $3/70\%$ ، $18/77\%$ و $19/74\%$ در مقایسه با به ترتیب R22، R245fa و R134a برتری داشت. بنابراین بهترین نتیجه فنی - اقتصادی مربوط به R123 می باشد. شایان ذکر است که خطای محاسبات برای چهار سیال کاری R22، R245fa و R134a و R123 در نقطه بهینه نهایی به ترتیب $4/5$ ، $2/3$ ، $4/3$ و $4/3$ درصد به دست آمد که برای مسائل مهندسی خطای قابل قبولی محسوب می شود. برتری R123 به منظور بازیافت حرارت اتلافی به کمک سیکل ORC با بازیاب در شرایط فراگرم، قبلاً توسط روی و میسرا نشان

داده شده بود [۱۹]. آن ها این مسئله را از دیدگاه بازده قانون دوم، کار خروجی و کمترین میزان بازگشت ناپذیری بررسی کرده بودند.

همان طور که از نمودار T-S منحنی اشباع هر یک از سیالات کاری پیداست، به نظر می رسد که با افزایش دمای بحرانی، سیال نتایج فنی - اقتصادی بهتری از خود نشان می دهد.

مشاهده می شود ترکیب میکروتوربین با سیکل ارگانیک رانکین تأثیر چشم گیری (افزایش به اندازه 12%) بر روی بازده سیستم دارد. این دیدگاه قبلاً توسط اینورنیزی و همکاران [۱۲] بیان شده بود. آن ها نشان دادند که سیکل ORC به وضوح برای بازیابی گرما از منابع با دماهای مختلف مناسب است.

۷- نتیجه گیری

یک MT-ORC با استفاده از بهینه سازی چندهدفه و با در نظر گرفتن بازده ترمودینامیکی و هزینه های کلی سالیانه به عنوان دو تابع هدف مستقل طراحی و بهینه سازی شد. دبی جرمی سیال عامل، کار خالص میکروتوربین، فشار تبخیرکننده، فشار خروجی توربین و بازده بازیاب به عنوان پارامترهای طراحی در نظر گرفته شدند. فرایند بهینه سازی برای چهار سیال R123، R245fa، R22 و R134a صورت گرفت. نتایج زیر استنباط می گردد:

جدول ۴- مقدار نهایی توابع هدف بهینه به همراه پارامترهای طراحی

متناظر				موارد بررسی شده
R22	R134a	R245fa	R123	
0,4284	0,4233	0,5079	0,5274	بازده (-)
93889	105470	95490	85217	هزینه های کلی سالیانه (\$/year)
1,9431	2,5503	1,0248	1,0637	دبی جرمی سیال عامل (kg/s)
187,5197	189,8894	156,2603	150,1042	کار خالص میکروتوربین (kW)
1959,4	1998,7	1896,0	1560,9	فشار تبخیر کننده (kPa)
1447,5	760,2	281,2	249,9	فشار خروجی توربین (kPa)
0,5529	0,6642	0,361	0,448	بازده بازیاب (-)

• R22 و R134a که سیالات تر هستند نیاز به دبی جرمی بیشتری دارند. اما دو سیال R245fa و R123 که به ترتیب سیال خشک و آیزنتروپیک می باشند، به دبی جرمی کمتری احتیاج دارند.

علائم یونانی

Ψ	هزینه بر واحد جرم (\$/kg)
τ	تعداد ساعات کارکرد سیستم در سال (h)
ϵ	بازده بازیاب (-)
η	بازده (-)
ϕ	ضریب تعمیرات (-)

زیرنویس‌ها

a	واقعی
cond	چگالنده
em	انتشار آلودگی
env	محیطی
evap	تبخیرکننده
ex	آگزوز
f	سوخت
i	ورودی
inv	سرمایه‌گذاری
LMTD	اختلاف دمای متوسط لگاریتمی
max	بیشینه
min	کمینه
MT	میکروتوربین
net	خالص
o	خروجی
p	پمپ
pop	جمعیت
r	سیال عامل
reg	بازیاب
s	آیزنتروپیک
total	کلی
t	توربین

۹- مراجع

- [1] Somayaji C., Mago P., and Chamra L, Second law analysis and optimization of organic Rankine cycle", Proceeding of the American Society of Mechanical Engineers, pp. 591-596, 2006.
- [2] Wang E., Zhang H., Fan B., Ouyang M., Zhao Y., and Mu Q., Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery, Energy, Vol. 36, No. 5, pp. 3406-3418, 2011.
- [3] Chen H., Goswami D. Y., Rahman M. M., and Stefanakos E. K., A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power, Energy, Vol. 36, No. 1, pp. 549-555, 2011.

- R245fa و R123 فشار خروجی کمتری دارند. اما فشار خروجی برای دو سیال R22 و R134a که تر هستند به مراتب بیشتر است، تا از فراگرم ماندن سیال در پایان انبساط اطمینان حاصل شود.
- بازده بازیاب برای R245fa و R123 به مراتب کمتر از دو سیال دیگر است. برای R22 و R134a به علت فشار خروجی بالاتر توربین، بازده بازیاب خیلی بالاتر است.
- R245fa و R123 به کار میکروتوربین کمتری احتیاج دارند. در نتیجه برای منبع حرارتی دما پایین تر بهتر پاسخگو می‌باشند. اما R22 و R134a بازده کمتری داشته و کار خالص میکروتوربین بیشتری لازم است. متعاقباً منبع حرارتی دما بالاتری احتیاج است.
- R123 بهترین سیال کاری شناخته شد؛ در حالی که R134a بدترین است.
- R245fa نزدیک‌ترین نتایج (از نظر فنی - اقتصادی) را نسبت به R123 دارد و می‌تواند جایگزین مناسبی برای R123 باشد.
- نتیجه بهینه R123 از نظر بازده ترمودینامیکی، ۳۷٪، ۱۸،۷۷٪ و ۱۹،۷۴٪ به ترتیب نسبت به R22، R245fa و R134a برتری دارد. مقادیر فوق برای هزینه‌های کلی سالیانه به ترتیب ۶،۷٪، ۱۰٪ و ۲۴٪ به دست آمد.
- سیالات خشک و آیزنتروپیک نتایج فنی - اقتصادی بهتری از خود نشان می‌دهند.
- افزودن سیکل ارگانیک رانکین با بازیاب به میکروتوربین، بازده آن را تا بالای ۱۲٪ افزایش می‌دهد.

۸- نمادها

a	ضریب هزینه سالیانه (-)
A	سطح انتقال گرما (m^2)
C	هزینه (\$)
C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت (kJ/kg K)
C^*	نسبت گرماهای ویژه
h	آنتالپی (kJ/kg)
i	نرخ بهره (-)
LHV	ارزش حرارتی پایین تر سوخت (kJ/kg)
\dot{m}	دبی جرمی (kg/s)
NTU	تعداد واحدهای انتقال گرما
P	فشار (kPa)
\dot{Q}	آهنگ انتقال گرما (kW)
T	دما ($^{\circ}C$)
U	ضریب انتقال گرمای کلی ($W/m^2 K$)
\dot{W}	توان (kW)
x	کیفیت بخار (-)
y	عمر (year)

- [4] Wei D., Lu X., Lu Z., and Gu J., Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, No. 4, pp. 1113-1119, 2007.
- [5] Hung T.-C., Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids, *Energy Conversion and Management*, Vol. 42, No. 5, pp. 539-553, 2001.
- [6] Mago P. J., Chamra L. M., Srinivasan K., and Somayaji C., An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids, *Applied thermal engineering*, Vol. 28, No. 8, pp. 998-1007, 2008.
- [7] Xi H., Li M.-J., C. Xu, and He Y.-L., Parametric optimization of regenerative organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using genetic algorithm, *Energy*, Vol. 58, pp. 473-482, 2013
- [8] Hettiarachchi H. M., Golubovic M., Worek W. M., and Ikegami Y., Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources, *Energy*, Vol. 32, No. 9, pp. 1698-1706, 2007.
- [9] Rashidi M., Galanis N., Nazari F., Parsa A. B., and Shamekhi L., Parametric analysis and optimization of regenerative Clausius and organic Rankine cycles with two feedwater heaters using artificial bees colony and artificial neural network, *Energy*, Vol. 36, No. 9, pp. 5728-5740, 2011.
- [10] Sun J., and Li W., Operation optimization of an organic Rankine cycle (ORC) heat recovery power plant, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 11, pp. 2032-2041, 2011.
- [11] Mago P. J., and Luck R., Evaluation of the potential use of a combined micro-turbine organic Rankine cycle for different geographic locations, *Applied Energy*, Vol. 102, pp. 1324-1333, 2013.
- [12] Invernizzi C., Iora P., Silva P., Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines, *Applied thermal engineering*, Vol. 27, No. 1, pp. 100-110, 2007.
- [13] U.S Environmental protection Agency combind Heat and power partnership, Catalog of CHP Technologies, Accessed September 2014; http://www.epa.gov/chp/documents/catalog_chptech_full.pdf
- [14] Hajabdollahi Z., Hajabdollahi F., Tehrani M., and Hajabdollahi H., "Thermo-economic environmental optimization of Organic Rankine Cycle for diesel waste heat recovery", *Energy*, Vol. 63, pp. 142-151, 2013.
- [15] Schaffer J. D., Multiple objective optimization with vector evaluated genetic algorithms, *Proceeding of the international conference on genetic algorithm and their applications*, USA, pp. 93-100, 1985.
- [16] Srinivas N., and Deb K., Muultiobjective optimization using nondominated sorting in genetic algorithms, *Evolutionary computation*, Vol. 2, No. 3, pp. 221-248, 1994.
- [17] Deb K., Pratap A., Agarwal S., and Meyarivan T., A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II, *Evolutionary Computation*, *IEEE Transactions on*, Vol. 6, No. 2, pp. 182-197, 2002.
- [9] Hajabdollahi F., Hajabdollahi Z., and Hajabdollahi H., Soft computing based multi-objective optimization of steam cycle power plant using NSGA-II and ANN, *Applied Soft Computing*, Vol. 12, No. 11, pp. 3648-3655, 2012.
- [9] Roy J., Mishra M., and Misra A., 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.