

شبیه‌سازی و بهینه‌سازی انرژی - اقتصادی یک سیستم تولید سه‌گانه

سید رضا ناصرعلوی^۱، کاظم آتشکاری^{۲*}، مجید امیرعلیپور^۳، رامین کوهی کمالی^۴

^۱ دانشجوی دکتری مکانیک، تبدیل انرژی، دانشگاه گیلان، رشت، ایران

ralavi67@gmail.com

^۲ دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت، ایران

atashkar@guilan.ac.ir

^۳ دانشجوی دکتری مکانیک، تبدیل انرژی، دانشگاه گیلان، رشت، ایران

majid_amiralipour@yahoo.com

^۴ دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت، ایران

kouhikamali@guilan.ac.ir

چکیده: در این مقاله ترکیب یک میکروتوربین گازی، سرمایه‌گذاری جذب و رانکین آلی در نظر گرفته شده است. سیستم با اعمال قوانین ترمودینامیکی مدل شده و بر پایه این مدل تحلیل انرژی و اقتصادی برای هر یک از اجزای سیکل انجام گرفته است. برای بررسی کارایی سیستم چهار پارامتر نسبت فشار کمپرسور، ماکزیمم دمای سیکل، راندمان آیزنتروپیک توربین گاز و راندمان آیزنتروپیک کمپرسور به‌عنوان متغیرهای ورودی در نظر گرفته می‌شوند. به‌منظور بررسی اثر انرژی شیمیایی در بازگشت‌ناپذیری سیکل جذبی، دو حالت بدون در نظر گرفتن انرژی شیمیایی محلول و سپس با در نظر گرفتن اثر آن در تحلیل سیستم اعمال شده و با هم مقایسه می‌شوند. راندمان انرژی و نرخ هزینه کل به‌عنوان دو تابع هدف سیستم تولید سه‌گانه در نظر گرفته شده‌اند. بر اساس نتایج به‌دست آمده، میزان راندمان انرژی با ارتقای سیکل میکروتوربین گازی به سیستم تولید سه‌گانه از ۳۱٪ به ۳۸/۶٪ افزایش می‌یابد. نتایج حاصل شده از نمودار جبهه پارتو (Pareto) نشان می‌دهد که راندمان انرژی سیکل ترکیبی می‌تواند تا ۵۲٪ افزایش یابد و با در نظر گرفتن نرخ هزینه کلی سیستم به‌عنوان تابع هدف این مقدار می‌تواند تا ۵/۲ \$/h کاهش یابد.

واژه‌های کلیدی: سیکل ترکیبی، تحلیل انرژی، اقتصادی، بهینه‌سازی چند هدفه.

به دلیل بالا رفتن ظرفیت تجهیزات، قیمت برق تولیدی و همچنین هزینه‌های مربوط به خرید، نصب و راه‌اندازی سیستم افزایش می‌یابد. گوگوی و تالوکدار [۳] به بررسی آگزرژی یک سیکل ترکیبی قدرت و سرمایه‌گذاری که از سیال عامل لیتیوم بروماید و آب استفاده می‌کند، پرداخته و قوانین اول و دوم ترمودینامیک و بازده آگزرژی و تلفات آگزرژی را مورد بررسی قرار دادند. همچنین اثر تغییرات سرعت حجمی سوخت، فشار بویلر و سایر پارامترهای تأثیرگذار را بر ظرفیت سرمایشی و بازگشت‌ناپذیری کل سیستم مورد تحلیل قرار دادند. معرفت و شفیع [۴] یک سیستم تولید همزمان برق، حرارت و سرما تحت استراژی تأمین بار حرارتی را طراحی کرده و نسبت به سیستم تولید جداگانه مورد ارزیابی قرار دادند. مطابق نتایج به‌دست‌آمده مشخص شد سیستم تولید همزمان بر مبنای تمامی معیارها، دارای مزایای قابل توجهی نسبت به سیستم تولید جداگانه است. آتاناسویسی [۵] بازده انرژی را بین سیستم‌های تولید همزمان و نیروگاه‌های سیکل ترکیبی مقایسه کرد و اثر تغییر پارامترهای تأثیرگذار را مورد بررسی قرار داد. عامری و همکاران [۶] یک سیستم تولید سه‌گانه شامل میکروتوربین ۲۰۰ kw و یک ژنراتور بخار برای بازیافت حرارت از گازهای خروجی را مورد بررسی قرار دادند. در این سیستم، در فصل تابستان از گرمای بازیافت‌شده برای سرمایش و در فصل زمستان از این گرما برای گرمایش استفاده می‌شود. بسرای و همکاران [۷] اثر دمای ورودی به میکروتوربین را در یک سیستم تولید همزمان بر پایه آزمایش‌های قبل و داده‌های استاندارد یک کارخانه، در ماه‌های ورودی مختلف مورد تحلیل قرار دادند. محققان بسیاری به بررسی سیستم‌های جذبی پرداخته‌اند. کیلیچ و کایناکلی [۸] یک چیلر جذبی تک‌اثره را در شرایط کاری مختلف از نظر قانون اول و دوم ترمودینامیک بررسی کرده و نتیجه گرفته‌اند که کارایی سیستم جذبی با افزایش دمای ژنراتور و تبخیرکننده و یا کاهش دمای کندانسور و جاذب^۳ افزایش می‌یابد. طبق گزارش آن‌ها بیشترین میزان بازگشت‌ناپذیری در ژنراتور تولید می‌شود. کوشیک و آرورا [۹] به بررسی تأثیر دمای ژنراتور و جاذب بر کارایی انرژی و آگزرژتیک^۴ سیستم‌های جذبی تک‌اثره و دو اثره پرداخته‌اند. طبق نتایج آن‌ها ضریب عملکرد سیستم تک‌اثره بین ۰/۶ تا ۰/۷۵ تغییر می‌کند و بیشترین میزان تخریب آگزرژی در جاذب صورت می‌گیرد. پالاسیوس-برش و همکاران [۱۰] راه کاری برای به‌دست‌آوردن آگزرژی شیمیایی محلول به‌صورت تابعی از دما، فشار و غلظت آن ارائه داده‌اند و به‌کمک آن به بررسی آگزرژی کل جریان محلول و میزان بازگشت‌ناپذیری اجزای سیستم‌های جذبی پرداخته‌اند. طبق نتایج به‌دست‌آمده بیشترین

در سال‌های اخیر با توجه به روند رو به رشد مصرف جهانی انرژی، همواره تلاش بر این بوده است که بازده سیستم‌های تولید انرژی افزایش یابد، تا با توجه به منابع محدود انرژی اختلاف بین مصرف انرژی و تولید آن کم شود. منابع گازی به‌عنوان یکی از اصلی‌ترین سوخت‌ها برای نیروگاه‌ها، واحدهای تولید همزمان، واحدهای پتروشیمی و واحدهای تولید سه‌گانه استفاده می‌شود. در این میان میکروتوربین‌ها به دلیل آلودگی کمتر محیط زیست، کم‌هزینه بودن، قابلیت جابه‌جایی به محل، کوتاه بودن زمان نصب و راه‌اندازی سریع یکی از مهم‌ترین تولیدکننده‌های برق‌اند. در واحدهای تولید همزمان برق و حرارت و واحدهای تولید سه‌گانه، میکروتوربین به‌عنوان یکی از محرک‌های اولیه در نظر گرفته می‌شود، که این به دلیل بازیافت انرژی بالای گازهای خروجی از میکروتوربین است. با توجه به تقاضای بار سرمایش، گرمایش و الکتریسیته لازم می‌توان از گازهای خروجی از میکروتوربین برای تولید بخار اشباع و به‌منظور تولید برق در سیکل رانکین آلی و همچنین برای تأمین مقدار بار موردنیاز سرمایش، می‌توان از چیلرهای جذبی تک‌اثره^۱ استفاده کرد. سیستم‌های سرمایش، گرمایش و توان^۲ امکان تولید سه فرایند توأمان را دارند. از این رو چنین سیستم‌هایی، سیستم تولید همزمان یا سیستم تولید مرکب هم نامیده شده‌اند. اساس این سیستم‌ها بر بازیافت گرمای ایجادشده در چرخه تولید الکتریسیته بنا شده است. توربین‌ها، میکروتوربین‌ها، سلول‌های سوختی و ژنراتور دیزل به هنگام تولید الکتریسیته مقدار زیادی حرارت تولید می‌کنند که می‌توان از آن به عنوان یک منبع انرژی گرمایی استفاده کرد. بازیابی این حرارت نه تنها برای تولید آب گرم، بلکه در صورت استفاده از چیلرهای جذبی و رانکین آلی می‌تواند برای تولید سرمایش و قدرت نیز به کار آید. چیلرهای جذبی در کنار انواع مولدها و مبدل‌ها یکی از اجزای اصلی سیستم‌های تولید همزمان محسوب می‌شوند و انواع گوناگون آن‌ها اعم از تک‌اثره، دو اثره و سه اثره در چنین شبکه‌هایی مورد استفاده قرار می‌گیرند [۱]

پیرکندی و قاسمی [۲] به تحلیل ترموآکونومیکی یک نیروگاه سیکل ترکیبی میکروتوربین گازی و پیل سوختی اکسید جامد در مقیاس کوچک پرداختند. بررسی عملکرد این سیستم حاکی از آن است که افزایش فشار کاری سیستم به دلیل کاهش دمای پیل و دمای گازهای ورودی به توربین و همچنین افزایش کار موردنیاز کمپرسورها، سبب افت راندمان الکتریکی و توان تولیدی سیستم می‌شود. از سوی دیگر با افزایش فشار کاری سیستم

بازگشت ناپذیری در ژنراتور و جاذب سیستم صورت می‌گیرد.

در اکثر مطالعات انجام گرفته در زمینه آنالیز آگرژی سیستم‌های جذبی لیتیوم بروماید- آب، از اثر آگرژی شیمیایی محلول صرف نظر شده است. از آنجا که غلظت محلول ورودی و خروجی در جاذب و ژنراتور با یکدیگر تفاوت دارند، انتظار می‌رود که در نظر گرفتن آگرژی شیمیایی در میزان بازگشت ناپذیری این دو عضو سیستم تأثیرگذار باشد. در همین راستا و به دنبال تکمیل کارهای پیشین در این تحقیق، آنالیز جامع آگرژی برای یک سیکل تولید همزمان سه گانه که توسط روابط ترمودینامیکی مدل شده است، انجام گردیده و سپس یک بار بدون در نظر گرفتن آگرژی شیمیایی و بار دیگر با در نظر گرفتن آن به آنالیز قانون دوم سیستم جذبی تک‌اثره پرداخته و نتایج وارد کردن اثر آگرژی شیمیایی در محاسبات میزان بازگشت ناپذیری در اجزا و کل سیستم بررسی شده است. سپس توابع هزینه هریک از اجزاء مدل شده و هزینه تمام شده کل سیستم به دست آمده است. در انتها نیز به بهینه‌سازی چند هدفه با دو تابع هدف راندمان آگرژی مجموعه و هزینه کل سیستم پرداخته شده است.

۲. توصیف چرخه

میکروتوربین‌ها مولدهای نسبتاً کوچک با ظرفیت ۲۵ تا ۵۰۰ kW هستند که با گاز طبیعی، پروپان و بیوگاز کار می‌کنند. در شبکه‌های تولید همزمان که در آن‌ها از توربین گاز استفاده می‌شود، سوخت و هوای فشرده در محفظه احتراق مشتعل شده و گازهای حاصل از احتراق به کمک فشار هوای فشرده ورودی موجب چرخش پره‌های توربین می‌شود.

در شکل (۱)، چرخه تولید سه گانه پیشنهاد شده در این مقاله نمایش داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود این چرخه از ترکیب یک میکروتوربین گازی به عنوان چرخه بالادستی و چرخه تولید همزمان توان و تبرید به عنوان چرخه پایین دستی تشکیل شده است. در این تحقیق، میکروتوربین گازی مدل کپستون C200^۱ و بازده ۳۲ درصد مدل شده است [۱۱]. هوا با دما و فشار ۲۵ °C و ۱ bar وارد کمپرسور شده و پس از عبور از مبدل بازیاب حرارت^۲ وارد محفظه احتراق می‌شود. محصولات احتراق پس از خروج از محفظه احتراق در توربین منبسط شده و کار مورد نیاز کمپرسور را تأمین می‌کنند. گازهای گرم خروجی از توربین پس از عبور از رکوپراتور و انتقال حرارت به هوای ورودی به محفظه احتراق به عنوان منبع حرارتی چرخه پایین دستی عمل می‌کنند و با عبور از مبدل، انرژی مورد نیاز برای تولید توان و برودت را در چرخه تولید همزمان توان

و تبرید فراهم می‌سازند. در چرخه رانکین آلی^۳، سیال عامل پس از عبور از پمپ و افزایش فشار وارد مبدل بازیاب حرارت شده و به نقطه جوش خود می‌رسد. سپس با عبور از توربین و تولید توان وارد کندانسور شده و با از دست دادن حرارت به حالت مایع اشباع تبدیل می‌شود. در ادامه، گازهای گرم خروجی که مقداری از حرارت خود را برای گرمایش بویلر رانکین آلی از دست داده‌اند، با عبور از مبدل دیگری سبب گرمایش آب شهری ورودی به ژنراتور چیلر جذبی می‌شوند.

چیلرهای جذبی در واقع نوعی پمپ گرمایی هستند که گرما را از فضای داخلی جذب و آن را از طریق برج خنک کننده یا کندانسور هوایی به فضای خارجی هدایت می‌کنند. چیلر جذبی دارای دو سطح فشار است، به گونه‌ای که تبخیرکننده^۴ و جاذب در فشار پایین تر و کندانسور و ژنراتور در فشار بالاتر قرار دارند. آب که در این سیستم نقش مبرد را دارد، پس از دریافت گرما در تبخیرکننده وارد جاذب شده و با محلول غلیظی که از ژنراتور باز می‌گردد ترکیب می‌شود. این عمل با تولید گرما همراه است که این حرارت توسط آبی که از برج خنک کن وارد جاذب می‌شود خارج می‌شود. محلول رقیق حاصل، از طریق پمپ به مبدل حرارتی بین جاذب و ژنراتور منتقل می‌شود و پس از پیش گرم شدن وارد ژنراتور می‌شود. پس از دریافت گرما در ژنراتور، محلول رقیق تجزیه شده و بخار آب حاصل پس از خروج از ژنراتور برای خنک شدن به کندانسور منتقل می‌شود تا پس از سرد شدن، به واسطه یک شیر فشار شکن به تبخیرکننده بازگردد تا سیکل سرمایشی کامل شود. محلول غلیظ تولید شده نیز پس از عبور از مبدل حرارتی و انتقال مقداری از انرژی خود به محلول رقیق خروجی از پمپ، به جاذب بازمی‌گردد.

مشخصات میکروتوربین به کار گرفته شده در پژوهش در جدول (۱) ذکر شده است.

جدول (۱): مشخصات میکروتوربین [۱۱]

مدل میکروتوربین	کپستون C200
توان خروجی الکتریکی (kw)	۲۰۰
راندمان حرارتی (%)	۳۲
فشار سوخت ورودی (kpa)	۵۱۷-۵۲۲
دمای گازهای خروجی (°C)	۲۸۰
ابعاد (m)	۲/۵×۳/۷×۱/۷
نسبت فشار	۳/۸

ترمودینامیکی و با استفاده از نرم‌افزار EES^۱ [۱۲] مدل شده است. برای تعیین مقدار انرژی خطوط مختلف می‌بایست پارامترهای ترمودینامیکی سیکل مشخص شده باشد. مدل‌سازی حاصل نوشتن روابط قانون اول و بالانس جرم و انرژی برای تک‌تک اجزای سیکل می‌باشد.

چرخه میکروتوربین گازی توسط روابط قانون اول ترمودینامیک مدل شده است، که در این بخش به بیان این معادلات پرداخته شده است.

$$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_a C_{pa} (T_{2g} - T_{1g}) \quad (1)$$

$$\dot{m}_a h_{3g} + \dot{m}_f LHV = \dot{m}_f h_{4g} + (1 - \eta_{cc}) \dot{m}_f LHV \quad (2)$$

$$\dot{m}_a + \dot{m}_f = \dot{m}_g \quad (3)$$

که \dot{m}_a دبی هوای ورودی به کمپرسور، \dot{m}_f دبی سوخت، \dot{m}_g دبی محصولات احتراق، η_{cc} بازده محفظه احتراق است.

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g C_{pg} (T_{4g} - T_{5g}) \quad (4)$$

$$\dot{W}_{NET,GT} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{Comp} \quad (5)$$

معادلات تعادل برای هر جزء چرخه رانکین آلی در روابط (۶) تا (۹) به دست آمده است.

مبدل حرارتی:

$$\dot{m}_g c_{pg} (h_{6g} - h_{7g}) = \dot{m}_{orc} (h_{4r} - h_{2r}) \quad (6)$$

توربین رانکین آلی:

$$\dot{m}_{orc} (h_{4r} - h_{5r}) = \dot{W}_{T,orc} \quad (7)$$

کندانسور رانکین آلی:

$$\dot{m}_{orc} (h_{5r} - h_{1r}) = \dot{Q}_{heating} \quad (8)$$

پمپ رانکین آلی:

$$\dot{m}_{orc} (h_{2r} - h_{1r}) = \dot{W}_{pump,orc} \quad (9)$$

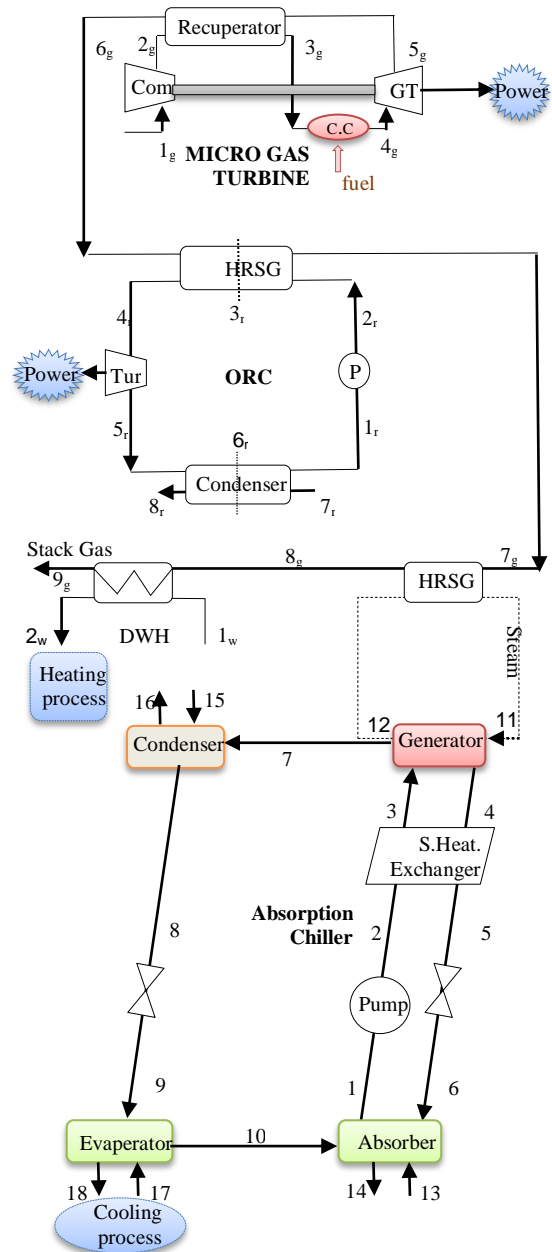
برای کارتر بودن چرخه رانکین آلی بهتر است سیال عامل انتخابی دارای دمای بحرانی بالایی باشد تا بیشترین بهره را از گرمای اتلافی چرخه بالادستی برد. به همین منظور در این مقاله از سیال عامل n-اکتان^۲ که دمای بحرانی نسبتاً بالایی (۵۶۹ K) دارد، استفاده شده است.

برای آنالیز انرژی سیستم چیلر جذبی، قانون بقای جرم و قانون بقای انرژی برای اجزای مختلف چرخه نوشته شده است. در شرایط پایا قانون بقای جرم کل سیال از رابطه (۱۰) و قانون بقای جرم برای لیتیوم بروماید موجود در محلول از رابطه (۱۱) به دست می‌آید.

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (10)$$

$$\sum \dot{m}_i X_i = \sum \dot{m}_e X_e \quad (11)$$

که \dot{m} دبی جرمی سیال عامل و X غلظت جرمی لیتیوم بروماید در محلول است. کمیت‌هایی که با زیرنویس i مشخص شده‌اند، داده‌های ورودی به حجم کنترل و کمیت‌هایی که با زیرنویس e مشخص شده‌اند، داده‌های خروجی از حجم کنترل‌اند. همچنین رابطه (۱۲) قانون بقای انرژی برای



شکل (۱): طرح‌واره سیستم تولید سه‌گانه

۳. تحلیل و مدل‌سازی

مدل‌سازی ترمودینامیکی سیکل تولید سه‌گانه توان، حرارت و برودت در نظر گرفته شده در این مقاله، شامل سه بخش توربین گازی، چرخه رانکین آلی و چیلر جذبی تک‌اثره می‌باشد که برای محاسبه دمای هر نقطه از مجموعه، آنتالپی‌های ورودی و خروجی، جریان انرژی هر قسمت، تخریب انرژی و راندمان انرژی به تحلیل دقیق انرژی و انرژی پرداخته شده است.

۳.۱. تحلیل انرژی

در این قسمت سیکل تولید هم‌زمان برق، حرارت و برودت توسط روابط

1. Engineering Equation Solver
2. n - Octane

هر جزء را نشان می‌دهد.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i \quad (12)$$

سرانجام ضریب عملکرد چیلر جذبی از رابطه (۱۳) محاسبه می‌شود.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Cooling}}{\dot{Q}_{Gen}} \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{Cooling} = \dot{m}_9 (h_9 - h_{10}) \quad (14)$$

$\dot{Q}_{Cooling}$ بار سرمایشی چیلر و \dot{Q}_{Gen} گرمای ورودی به چیلرند. در انتها گازهای خروجی وارد مبدل حرارتی دیگری جهت گرمایش آب مصرفی شده و دمای آب را به مقدار معینی افزایش می‌دهند. آب با دمای 15°C و فشار ۳bar وارد مبدل شده و با دمای 60°C خارج می‌شود. معادله انرژی برای این بخش به صورت رابطه (۱۵) است.

$$\dot{m}_g c_{pg} (h_{8g} - h_{9g}) = \dot{m}_{DWH} (h_{w1} - h_{w2}) \quad (15)$$

\dot{m}_{DWH} دبی آب گرم مصرفی است.

۳.۲. فرضیات حاکم بر مسئله

برای مدل‌سازی سیستم مجموعه فرضیات زیر در نظر گرفته شده‌اند:

- تمامی فرایندها در حالت پایدارند.
- هوا و محصولات احتراق به‌عنوان مخلوط گازهای ایدئال فرض می‌شوند.
- سوخت مورد استفاده در محفظه احتراق گاز طبیعی است.
- ژنراتور و تبخیرکننده هیچ‌گونه تبادل حرارتی با محیط اطراف ندارند.
- غلظت محلول خروجی از ژنراتور و جاذب متفاوت با غلظت محلول ورودی به آن‌هاست.
- از افت فشار در لوله‌ها صرف‌نظر شده است.

در جدول (۲) پارامترهای ورودی برای میکروتوربین گازی، رانکین آلی و چیلر جذبی تعیین شده است.

جدول (۲) پارامترهای ورودی استفاده‌شده در مدل‌سازی

پارامترها	واحدها	مقادیر
میکروتوربین گازی		
دبی هوای ورودی	\dot{m}_a (kg/s)	۲
راندمان آیزنتروپیک کمپرسور	η_{Comp} (%)	۸۰
راندمان آیزنتروپیک توربین گاز	η_{GT} (%)	۸۲
راندمان رکوپراتور	η_{Rec} (%)	۷۵
دمای ورود به توربین گاز	TIT ($^\circ\text{C}$)	۸۷۰
نسبت فشار کمپرسور	r_p	۴
چرخه رانکین آلی		
راندمان آیزنتروپیک توربین	$\eta_{T,orc}$ (%)	۸۰
راندمان آیزنتروپیک پمپ	$\eta_{Pump,orc}$ (%)	۸۰
ماکزیمم فشار	P_{max} (kpa)	۱۶۰۰
چیلر جذبی		
دمای ورود به ژنراتور	T_{Gen} ($^\circ\text{C}$)	۱۰۰
راندمان مبدل حرارتی محلول	$\eta_{S,Heatex}$ (%)	۶۵

درصد مولی ترکیبات هوای ورودی در جدول (۳) آورده شده، همچنین سوخت ورودی به محفظه احتراق متان در نظر گرفته شده است. برای سادگی تحلیل‌ها دبی هوای ورودی به کمپرسور $2/2 \text{ kg/s}$ فرض شده است.

جدول (۳): درصد مولی ترکیبات هوای ورودی [۱۳]

ترکیب	درصد مولی (%)
$\text{N}_2 + \text{AR}$	۷۵/۷۷۰
O_2	۱۳/۶۸۰
CO_2	۳/۳۵۰
H_2O	۷/۲۰۰

۳.۳. تحلیل انرژی

بنا بر تعریف، انرژی حداکثر کار مفیدی است که از مقدار مشخصی از انرژی موجود یا از جریانی از مواد حاصل می‌شود. در تحلیل انرژی، هدف اساسی تعیین محل و مقدار تولید بازگشت‌ناپذیری‌ها در طی فرایندهای مختلف سیکل ترمودینامیکی و عوامل مؤثر بر تولید این بازگشت‌ناپذیری است. از این طریق، علاوه بر ارزیابی کارایی اجزای مختلف سیکل ترمودینامیکی، راه‌های افزایش راندمان سیکل نیز شناسایی می‌گردد. در تحلیل انرژی سعی می‌شود با به‌کارگیری همزمان قوانین اول و دوم ترمودینامیک و استفاده از محیط پیرامون به‌عنوان حالت مرجع، بیشترین کار تولیدشده در سیکل، به دست آید. تجزیه و تحلیل انرژی می‌تواند کمک به توسعه استراتژی‌ها و دستورالعمل‌ها برای استفاده مؤثر از انرژی را در سیستم‌های مختلف ایفا کند. در یک فرایند انرژی ذخیره نمی‌شود ولی به‌علت بازگشت‌ناپذیری‌ها می‌تواند از بین برود. در این روش می‌توان تک‌تک اجزای سیکل را به‌طور مجزا تحلیل نمود و سهم هر یک را در اتلاف انرژی کل سیکل به دست آورد. انرژی را می‌توان به چهار بخش تقسیم کرد. دو نوع مهم انرژی، انرژی فیزیکی و شیمیایی‌اند. در این مطالعه، دو مؤلفه دیگر که انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل هستند، ناچیز فرض شده‌اند. با استفاده از قانون اول و دوم ترمودینامیک، تعادل انرژی از رابطه (۱۶) به دست می‌آید.

$$\dot{E}x_Q + \sum \dot{m}_i ex_i = \sum \dot{m}_e ex_e + \dot{E}x_w + \dot{E}x_D \quad (16)$$

در معادله بالا ex انرژی مخصوص کل و $\dot{E}x_D$ تلفات انرژی است. انرژی ناشی از انتقال حرارت و کار از روابط (۱۷) و (۱۸) محاسبه می‌شوند.

$$\dot{E}x_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i \quad (17)$$

$$\dot{E}x_w = \dot{W} \quad (18)$$

همچنین انرژی کل از ترکیب انرژی فیزیکی و شیمیایی طبق رابطه (۱۹) محاسبه می‌شود.

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (19)$$

روابط (۲۵) و (۲۶) تعریف می‌شوند.

$$\bar{e}x_{ch}^0 = \left(\frac{1}{\bar{M}_{sol}} \right) [y_{H_2O} \bar{e}x_{H_2O}^0 + y_{LiBr} \bar{e}x_{LiBr}^0] \quad (25)$$

$$\bar{e}x_{ch}^{dis} = \left(\frac{RT_0}{\bar{M}_{sol}} \right) \left[\left(y_{H_2O} \ln(a_{H_2O}) + \right) \right. \\ \left. \left(y_{LiBr} \ln(a_{LiBr}) \right) \right] \quad (26)$$

فعالیت^۱ آب در محلول از رابطه (۲۷) و فعالیت لیتیوم بروماید در محلول از رابطه (۲۸) به دست می‌آید.

$$\ln(a_{H_2O}) = -\phi v m \bar{M}_{H_2O} \quad (27)$$

$$\ln(a_{LiBr}) = -v \left[\ln(m) + \sum_{i=1}^6 \frac{i+2}{i} \cdot \right. \\ \left. \left[\left(a_i + i \frac{P_0 b_i}{2v} \right) \cdot (m)^{i/2} \right] \right]^{m_{sat}} \quad (28)$$

در رابطه (۲۸) m_{sat} مولالیت^۲ محلول اشباع لیتیوم بروماید در شرایط مرجع است. همچنین ϕ ضریب اُسمتیک^۲ محلول است که از رابطه (۲۹) به دست می‌آید.

$$\phi = 1 + \sum_{i=1}^6 a_i (m)^{i/2} + \frac{P_0}{2v} \sum_{i=1}^2 i \cdot b_i (m)^{i/2} \quad (29)$$

در رابطه (۲۹) v عدد تجزیه است که برای لیتیوم بروماید برابر ۲ می‌باشد. m نیز مولالیت^۲ محلول است که از رابطه (۳۰) به دست می‌آید.

$$m = \frac{X_{LiBr}}{(1 - X_{LiBr}) \bar{M}_{LiBr}} \quad (30)$$

در این رابطه \bar{M}_{LiBr} جرم مولکولی لیتیوم بروماید است. مقادیر a_i و b_i نیز از روابط (۳۱) و (۳۲) به دست می‌آیند.

$$a_i = \sum_{j=0}^2 a_{ij} T_0^{-j} \quad (31)$$

$$b_i = \sum_{j=0}^2 b_{ij} T_0^{-j} \quad (32)$$

مقادیر ثابت a_{ij} و b_{ij} در جدول (۴) قابل مشاهده‌اند.

جدول (۴) ضرایب ثابت a_{ij} و b_{ij} [۱۰]

	j=2	j=1	j=0
a_{1j}	-۶/۵۵۴۸	+۴/۹۳۷۲	-۲/۱۹۶۳
a_{2j}	-۳/۶۶۹۹	+۲/۶۱۱۵	-۳/۸۱۰۴
a_{3j}	-۳/۰۳۹۸	+۱/۷۱۸۷	-۳/۲۲۸
a_{4j}	-۱/۱۸۹۴	+۹/۱۹۵۲	-۱/۴۷۱۶
a_{5j}	+۳/۱۷۵۶	-۴/۹۳۷۵	-۷/۷۶۵۸
a_{6j}	-۱/۲۷۳۷	+۹/۸۳۹۹	-۱/۵۱۱۸
b_{0j}	-۴/۳۶۱۱	+۳/۱۱۴۸	-۴/۴۱۷۸
b_{1j}	+۳/۷۳۸۷	-۱/۸۶۳۲	-۳/۰۷۹۳
b_{2j}	-۲/۵۱۷۵	+۲/۱۶۰۷	-۴/۰۸۰۷

اکثر محققان در محاسبه میزان توانایی انجام کار جریان محلول لیتیوم بروماید به محاسبه آگزرژی فیزیکی محلول بسنده می‌کنند. در این بخش ابتدا نحوه محاسبه آگزرژی فیزیکی و سپس نحوه محاسبه آگزرژی شیمیایی بررسی خواهد شد. در انتهای این بخش، نحوه محاسبه بازگشت‌ناپذیری در اجزا و کل سیستم ارائه خواهد شد.

۱.۳.۳ آگزرژی فیزیکی

آگزرژی فیزیکی برابر با حداکثر کار قابل حصول از جریان ماده می‌باشد که از رابطه (۲۰) محاسبه می‌شود.

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (20)$$

در رابطه بالا T برحسب کلونین بوده و h_0 و s_0 آنتالپی و آنتروپی در حالت مرجع‌اند.

۲.۳.۳ آگزرژی شیمیایی

آگزرژی شیمیایی مقدار کار قابل دستیابی از یک ماده است که آن ماده در شرایط محیط می‌تواند تولید کند. به‌طوری که ماده با اجزای تشکیل‌دهنده محیط واکنش شیمیایی انجام داده و محصولات واکنش نهایتاً به حالت مرده برسند. در واقع آگزرژی شیمیایی با خروج از ترکیبات شیمیایی یک سیستم از تعادل شیمیایی آن همراه است.

آگزرژی شیمیایی بخشی از آگزرژی در فرایند احتراق است. آگزرژی شیمیایی مخلوط گازها توسط رابطه (۲۱) به دست می‌آید.

$$ex_{ch}^{mix} = \left[\sum_{i=1}^n X_i ex_{ch}^i + RT_0 \sum_{i=1}^n X_i \ln X_i \right] \quad (21)$$

برای محاسبه آگزرژی سوخت داریم.

$$\xi = \frac{ex_f}{LHV_f} \quad (22)$$

در این رابطه، LHV بیانگر ارزش حرارتی پایین سوخت است. از آنجایی که سوخت مورد استفاده در این پژوهش، گاز متان است:

$$\xi_{CH_4} = 1.06 \quad (23)$$

در سیستم‌های سرمایه‌ش جذب، از آنجایی که محلول آب و لیتیوم بروماید در حالت ایدئال نیستند و همچنین به‌دلیل اختلاف غلظت جریان در ورودی و خروجی ژنراتور و جاذب به‌واسطه انحلال و جداسازی صورت‌گرفته، در نظر گرفتن آگزرژی شیمیایی محلول در میزان بازگشت‌ناپذیری سیستم تأثیرگذار است که در معادلات زیر به بررسی دقیق آن پرداخته می‌شود [۱۰]:

$$\bar{e}x_{ch} = \left(\frac{1}{\bar{M}_{sol}} \right) \left[y_{H_2O} \bar{e}x_{H_2O}^0 + y_{LiBr} \bar{e}x_{LiBr}^0 + \right. \\ \left. \bar{R}T_0 \left(y_{H_2O} \ln(a_{H_2O}) + \right) \right. \\ \left. \left(y_{LiBr} \ln(a_{LiBr}) \right) \right] \quad (24)$$

در معادله بالا a_{H_2O} فعالیت آب و a_{LiBr} فعالیت لیتیوم بروماید، y_i نسبت مولی هر جزء و $\bar{e}x^0$ آگزرژی استاندارد هر جزء تعریف می‌شوند. معادله (۲۴) از دو جزء آگزرژی شیمیایی استاندارد و آگزرژی شیمیایی ناشی از انحلال تشکیل شده است که به‌صورت

1. Activity
2. Osmotic

همچنین نسبت مولی هر جزء y_i از روابط (۳۳) و (۳۴) به دست می‌آید.

$$y_{H_2O} = \frac{\left(1 - \frac{x_{LiBr}}{100}\right) \bar{M}_{LiBr}}{\left(1 - \frac{x_{LiBr}}{100}\right) \bar{M}_{LiBr} + \left(\frac{x_{LiBr}}{100}\right) \bar{M}_{H_2O}} \quad (33)$$

$$y_{LiBr} = 1 - y_{H_2O} \quad (34)$$

x_{LiBr} غلظت لیتیوم بروماید در محلول لیتیوم بروماید و آب است. همچنین مقادیر \bar{M}_{LiBr} و \bar{M}_{H_2O} به ترتیب برابر $86/85 \text{ kg/kmol}$ و $18/02 \text{ kg/kmol}$ می‌باشند.

حال با استفاده از رابطه (۳۵) انرژی استاندارد لیتیوم بروماید و آب محاسبه می‌شود [۱۰].

$$\bar{e}x_{ch}^0 = \Delta g_f^0 + \sum_{i=1}^n \bar{e}x_{ch,i}^0 \quad (35)$$

$$\bar{e}x_{ch,H_2O}^0 = 0.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \quad (36)$$

$$\bar{e}x_{ch,Li}^0 = 393 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \quad (37)$$

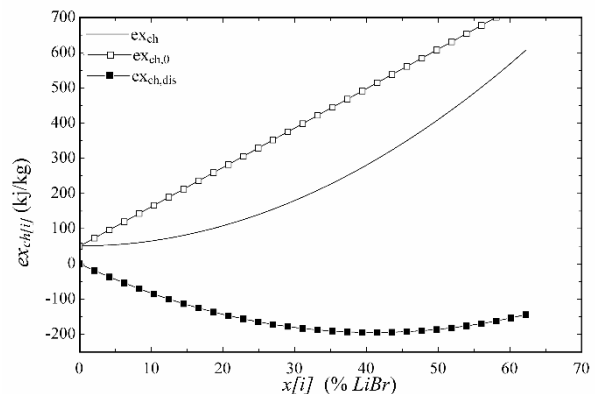
$$\bar{e}x_{ch,Br_2}^0 = 101.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \quad (38)$$

$$Li + \frac{1}{2} Br_2 \rightarrow LiBr \quad (39)$$

$$\bar{e}x_{ch,LiBr}^0 = \Delta g_f^0, LiBr + \bar{e}x_{ch,Li}^0 + \frac{1}{2} \bar{e}x_{ch,Br_2}^0 \quad (40)$$

$$\Delta g_f^0, LiBr = -342 \frac{\text{kJ}}{\text{mol}} \quad (41)$$

شکل (۲) نمودار تغییرات انرژی شیمیایی را برحسب تغییر غلظت لیتیوم بروماید بر پایه معادله (۲۴) نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود با افزایش غلظت لیتیوم بروماید انرژی شیمیایی کل محلول لیتیوم بروماید آب نیز افزایش می‌یابد.



شکل (۲): نمودار انرژی شیمیایی استاندارد، انرژی شیمیایی انحلال و انرژی شیمیایی کل برحسب غلظت جرمی لیتیوم بروماید در محلول

۴.۳. تخریب انرژی

حال با توجه به انرژی به دست آمده برای نقاط مختلف سیستم، اینک نرخ تخریب انرژی برای هر جزء، از رابطه (۱۶) که به صورت معادله (۴۲) خلاصه شده است، به دست می‌آید.

$$\dot{E}x_D = \sum \dot{m}_i ex_i - \sum \dot{m}_e ex_e \quad (42)$$

که $\dot{E}x_D$ بیانگر تخریب انرژی است. روابط مربوط به این پارامترها در جدول (۵) آورده شده است.

جدول (۵): نرخ تخریب انرژی از اجزای سیستم

اجزای سیستم	نرخ تخریب انرژی
کمپرسور	$\dot{E}x_{D,Comp} = \dot{E}x_{1g} - \dot{E}x_{2g} + \dot{W}_{Comp}$
محفظه احتراق	$\dot{E}x_{D,CC} = \dot{E}x_{3g} + \dot{E}x_f - \dot{E}x_{4g}$
توربین گازی	$\dot{E}x_{D,GT} = \dot{E}x_{4g} - \dot{E}x_{5g} - \dot{W}_{GT}$
پیش‌گرم‌کن هوا	$\dot{E}x_{D,Rec} = \dot{E}x_{2g} + \dot{E}x_{5g} - \dot{E}x_{3g} - \dot{E}x_{6g}$
مبدل بازیاب حرارت	$\dot{E}x_{D,HRS} = \dot{E}x_{6g} - \dot{E}x_{7g} + \dot{E}x_{2r} - \dot{E}x_{4r}$
توربین رانکین آلی	$\dot{E}x_{D,T,orc} = \dot{E}x_{4r} - \dot{E}x_{5r} - \dot{W}_{T,orc}$
کندانسور رانکین آلی	$\dot{E}x_{D,Cond} = \dot{E}x_{5r} - \dot{E}x_{1r} + \dot{E}x_{7r} - \dot{E}x_{8r}$
پمپ رانکین آلی	$\dot{E}x_{D,Pump} = \dot{E}x_{1r} - \dot{E}x_{2r} + \dot{W}_{Pump,orc}$
ژنراتور چیلر جذبی	$\dot{E}x_{D,Gen} = \dot{E}x_{11} + \dot{E}x_3 - \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_4 - \dot{E}x_7$
ابزبر چیلر جذبی	$\dot{E}x_{D,Abs} = \dot{E}x_{13} + \dot{E}x_6 - \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{11}$
کندانسور چیلر جذبی	$\dot{E}x_{D,Cond,ch} = \dot{E}x_{15} + \dot{E}x_7 - \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_8$
تبخیرکننده چیلر جذبی	$\dot{E}x_{D,Evap,ch} = \dot{E}x_{17} + \dot{E}x_9 - \dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{10}$
مبدل حرارتی محلول	$\dot{E}x_{D,S,heatex} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_4 - \dot{E}x_3 - \dot{E}x_5$
پمپ چیلر جذبی	$\dot{E}x_{D,Pump,ch} = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 + \dot{W}_{Pump,ch}$
شیر انبساط مبرد	$\dot{E}x_{D,R,Val} = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_9$
شیر انبساط محلول	$\dot{E}x_{D,S,Val} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6$
آب گرم مصرفی	$\dot{E}x_{D,DWH} = \dot{E}x_{w1} - \dot{E}x_{w2}$

۵.۳. تخریب انرژی

راندمان قانون دوم یا راندمان انرژی به صورت انرژی خروجی محصولات به انرژی ورودی به سیستم تعریف می‌شود. راندمان انرژی برای سه حالت سیستم در معادلات (۴۳) تا (۴۵) محاسبه شده است [۱۴].

$$\eta_{II,MGT} = \frac{\dot{W}_{Net,GT}}{\dot{E}x_f} \quad (43)$$

$$\eta_{II,MGT+ORC} = \frac{\dot{W}_{Net,GT} + \dot{W}_{Net,ORC}}{\dot{E}x_f} \quad (44)$$

$$\eta_{II,Tri} = \frac{\dot{W}_{Net,GT} + \dot{W}_{Net,ORC} + \dot{E}x_{Q,Cooling} + \dot{E}x_{Q,DWH}}{\dot{E}x_f} \quad (45)$$

در معادلات بالا $\dot{E}x_f$ بیانگر انرژی سوخت است [۱۵].

۶.۳. مدل‌سازی اقتصادی

هدف از مدل‌سازی اقتصادی به دست آوردن توابع هزینه هریک از اجزا و هزینه تمام‌شده کل سیستم است. با استفاده از رابطه (۴۶) می‌توان نرخ هزینه واحد را به دست آورد [۱۶].

$$\dot{Z} = \frac{Z_k \cdot CRF \cdot \varphi}{N \cdot 3600} \quad (46)$$

Z_k هزینه خرید هریک از اجزاست که در جدول (۶) آورده شده است.

جدول (۶): معادلات تابع هزینه هریک از اجزای سیستم [۱۷]

اجزای سیستم	تابع هزینه
کمپرسور هوا	$Z_{Comp} = \left(\frac{71.1}{0.9 - \eta_{Comp}} \right) r_p \ln(r_p)$
گرمکن هوا	$Z_{Rec} = 4122 \left(\frac{\dot{m}_5 (h_{5g} - h_{6g})}{6\Delta T_{LMTD}} \right)^{0.6}$
محفظه احتراق	$Z_{CC} = \left(\frac{46.08\dot{m}_a}{0.995 - 0.98} \right) (1 + \exp(0.018TIT - 26))$
توربین گاز	$Z_{GT} = \left(\frac{479.3}{0.92 - \eta_{GT}} \right) \ln \left(\frac{P_{4g}}{P_{3g}} \right) (1 + \exp(0.036T_{3g} - 54))$
آب گرم مصرفی	$Z_{DWH} = 0.3\dot{m}_{DWH}$
مبدل بازیاب	$Z_{HRSG} = 309.14(A_{HRSG})^{0.85}$
پمپ رانکین	$Z_{Pump} = 200(\dot{W}_{Pump})^{0.65}$
توربین رانکین	$Z_{T,orc} = 4750(\dot{W}_{T,orc})^{0.75}$
کندانسور رانکین	$Z_{Cond,orc} = 516.62(A_{Cond,orc})^{0.6}$
چیلر جذبی	$Z_{Chiller} = 1144.3(\dot{Q}_{Cooling})^{0.67}$

CRF هزینه بازگشت سرمایه، N ساعت کارکرد سالانه هر جزء و φ هزینه تعمیرات و نگهداری است که معمولاً ۱/۰۶ در نظر گرفته می‌شود. ضریب بازگشت سرمایه با نرخ بهره و سال‌های کارکرد به صورت رابطه (۴۷) در ارتباط است [۱۶].

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (47)$$

i نرخ بهره و n سال‌های کارکردند. در جدول (۷) پارامترهای مربوط به هزینه خرید و تعمیرات و نگهداری اجزا و فاکتورهای دیگر مشاهده می‌شود.

جدول (۷): فاکتورهای اقتصادی [۱۳]

پارامترهای اقتصادی	مقدار
نرخ بهره (%)	۱۲
سال‌های کارکرد (سال)	۲۰
ضریب تعمیرات و نگهداری	۱/۰۶
ساعت‌های عملکرد در سال (ساعت)	۸۰۰۰

۴. بهینه‌سازی

۱.۴. بهینه‌سازی چند هدفه

در این تحقیق، روش بهینه‌سازی چند هدفه با استفاده از الگوریتم ژنتیک تکاملی با توابع هدف راندمان آگرژی و نرخ هزینه کلی سیستم که به ترتیب باید بیشینه و کمینه شوند، برای واحد تولید سه‌گانه با استفاده از یک مدل توسعه‌یافته به منظور تعیین پارامترهای بهینه طراحی به کار گرفته شده است. در روش‌های بهینه‌سازی چند هدفه، توابع هدف متفاوتی ممکن است تعریف گردد که باید کمینه یا بیشینه شوند. این توابع هدف باید با هم در تقابل باشند به طوری که بهبود یکی موجب تخریب دیگری گردد. بنابراین در این گونه مسائل یک حل بهینه وجود ندارد، بلکه مجموعه‌ای از حل‌های بهینه به نام حل‌های بهینه پارتو^۱ یا جبهه پارتو برای بهینه‌سازی‌های چند هدفه تعریف می‌شود. جبهه پارتو در فضای توابع هدف در مسائل بهینه‌سازی به مفهوم مجموعه‌ای از حل‌هاست که نسبت به هم برتری ندارند ولی در فضای جستجوی جواب‌ها نسبت به بقیه جواب‌ها مقادیر بهتری را برای توابع هدف ارائه می‌دهند [۱۸ و ۱۹].

برای محاسبه توابع هدف به صورت تحلیلی از الگوریتم شبکه‌های عصبی روش دسته‌بندی گروهی داده‌ها^۲ کمک گرفته شده و در نهایت در نرم‌افزار متلب^۳ مقادیر بهینه توابع هدف به دست آمده است. در این مطالعه، یک گروه شامل ۱۰۰۰ داده انتخاب شده است که ۶۰۰ داده از آن‌ها برای آموزش^۴ و ۴۰۰ داده بقیه برای تست^۵ مدل در شبکه عصبی استفاده شده است [۱۹].

۲.۴. متغیرهای طراحی

متغیرهای طراحی از مطالعه پارامتری سیستم و تأثیرات آن‌ها بر روی توابع هدف تعیین شده‌اند. در این مطالعه با توجه به تحلیل پارامتری سیستم چهار متغیر تأثیرگذار بر عملکرد سیستم در نظر گرفته شده است. این پارامترها عبارت‌اند از: نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی به توربین گاز، راندمان آیزنتروپیک کمپرسور در میکروتوربین و راندمان آیزنتروپیک توربین گاز که به عنوان متغیرهای تصمیم‌گیری انتخاب شده‌اند. در جدول (۸) بازه تغییرات برای هریک از پارامترها مشخص شده است.

1. Pareto Optimom Solutions
2. Group Method of Data Handling
3. MATLAB
4. Train
5. Test

جدول (۸): بازه محدودیت متغیرهای تصمیم‌گیری

پارامترها	محدودیت
نسبت فشار	۶ - ۳/۵
دمای ورودی به توربین گاز	۱۰۰۰ - ۸۵۰
راندمان آیزنتروپیک توربین گاز	٪۸۷ - ٪۷۷
راندمان آیزنتروپیک کمپرسور	٪۸۷ - ٪۷۷

۳.۴. توابع هدف

برای ارزیابی دقیق سیستم و تأثیر پارامترهای طراحی بر روی عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی، راندمان آگزرژی سیستم و نرخ هزینه تمام‌شده به‌عنوان دو تابع هدف در نظر گرفته شده است. این توابع هدف در معادلات (۴۸) و (۴۹) نشان داده شده‌اند.

$$\psi = \frac{\dot{W}_{netGT} + \dot{W}_{netORC} + \dot{E}x_{Qcooling} + \dot{E}x_{QDWH}}{\dot{E}x_f} \quad (48)$$

رابطه (۴۸) راندمان آگزرژی سیستم تولید سه‌گانه را به‌عنوان یکی از توابع هدف نشان می‌دهد. کار خالص توربین گاز و چرخه رانکین آلی از روابط (۵) و (۷) و همچنین آگزرژی آب گرم تولیدی و آگزرژی سرمایه‌ش از روابط (۴۹) و (۵۰) به دست می‌آیند.

$$\dot{E}x_{QDWH} = \dot{m}_{DWH}(ex_{w2} - ex_{w1}) \quad (49)$$

$$\dot{E}x_{Qcooling} = \dot{Q}_{Evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ev}} \right) \quad (50)$$

همچنین تابع هدف دوم که نرخ هزینه سیستم است، به‌صورت رابطه (۵۱) تعریف می‌شود.

$$\dot{C}_{total} = \dot{Z}_{total} + \dot{C}_{fuel} \quad (51)$$

$$\begin{aligned} \dot{Z}_{total} = & \dot{Z}_{Comp} + \dot{Z}_{GT} + \dot{Z}_{Rec} + \dot{Z}_{CC} + \dot{Z}_{Evap} \\ & + \dot{Z}_{T,orc} + \dot{Z}_{Cond} + \dot{Z}_{Pump} \\ & + \dot{Z}_{Chiller} + \dot{Z}_{DWH} \end{aligned} \quad (52)$$

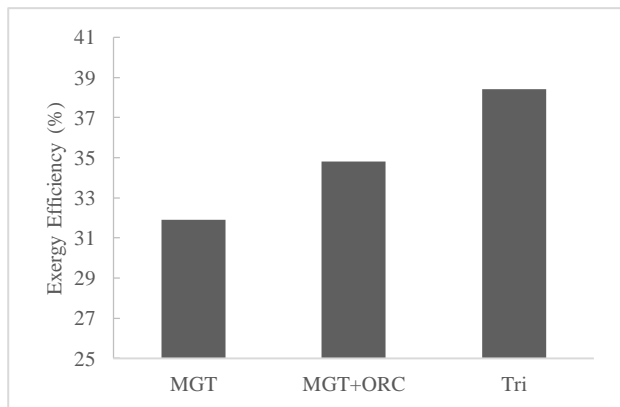
$$\dot{C}_{fuel} = \dot{m}_{fuel} \cdot C_{fuel} \cdot LHV \quad (53)$$

در معادله (۵۳) C_{fuel} هزینه سوخت مصرفی است [۲۰].

۵. نتایج

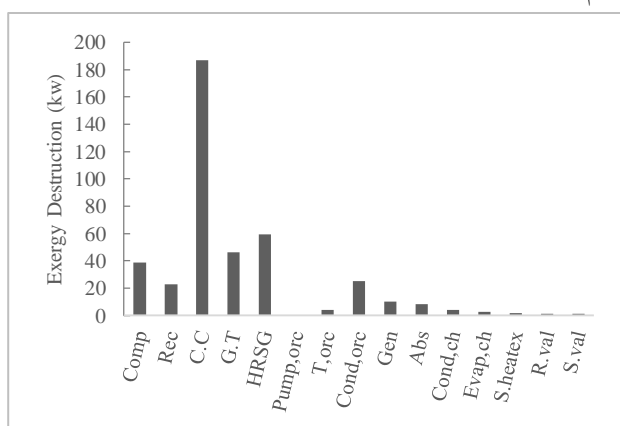
۱.۵. نتایج حاصل از مدل‌سازی

در این قسمت، نتایج حاصل از مدل‌سازی سیستم تولید سه‌گانه ارائه می‌شود. ابتدا به تحلیل پارامتری سیستم پرداخته شده و سپس با استفاده از بهینه‌سازی چند هدفه، نقاط بهینه عملکردی سیستم به دست آمده است. در شکل (۳) نمودار راندمان آگزرژی برای سه حالت سیکل میکروتوربین گازی، سیکل تولید همزمان میکروتوربین و رانکین آلی و در نهایت سیستم تولید سه‌گانه آورده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود میزان راندمان آگزرژی با ارتقای سیکل میکروتوربین گازی به سیستم تولید سه‌گانه افزایش می‌یابد.



شکل (۳): راندمان آگزرژی برای سیستم‌ها

در شکل (۴) نرخ تخریب آگزرژی برای هر یک از اجزای سیکل رسم شده است.



شکل (۴): نرخ تخریب آگزرژی هر جزء سیستم

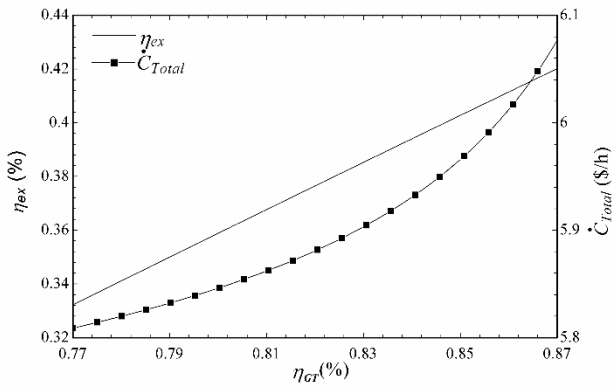
همان‌طور که مشاهده می‌شود محفظه احتراق میکروتوربین به دلیل واکنش‌های شیمیایی صورت‌گرفته در آن، بیشترین میزان بازگشت‌ناپذیری را نسبت به سایر اجزای سیکل دارد.

۲.۵. نتایج حاصل از مدل‌سازی

برای تعیین اثرات پارامترهای کلیدی بر روی عملکرد سیستم، مطالعه پارامتری روی سیستم انجام شده است. جدول (۹) نتایج پارامتری به‌دست‌آمده از تحلیل انرژی و آگزرژی کل مجموعه را نشان می‌دهد.

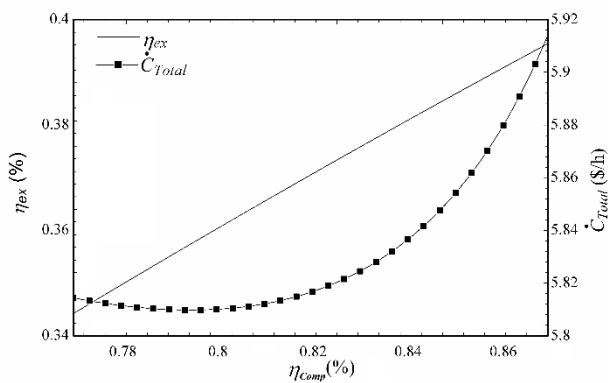
جدول (۹) نتایج پارامتریک حاصل از تحلیل و مدل‌سازی سیستم

پارامترها	نشانه	مقدار
دبی سوخت	\dot{m}_f (kg/s)	۰/۰۱۸۶
توان کل خروجی	\dot{W}_{Net} (kw)	۲۵۰
بار حرارتی سیستم	$\dot{Q}_{Heating}$ (kw)	۱۴۵
بار سرمایشی سیستم	$\dot{Q}_{Cooling}$ (kw)	۲۵
راندمان آگزرژی میکروتوربین	η_{IGT} (%)	۳۱/۲
راندمان آگزرژی سیکل ترکیبی	η_{ITri} (%)	۳۸/۶
نرخ هزینه سیستم	\dot{C}_{total} (\$/h)	۶/۳۴۱
ضریب عملکرد چیلر جذبی	COP	۰/۷۱۴



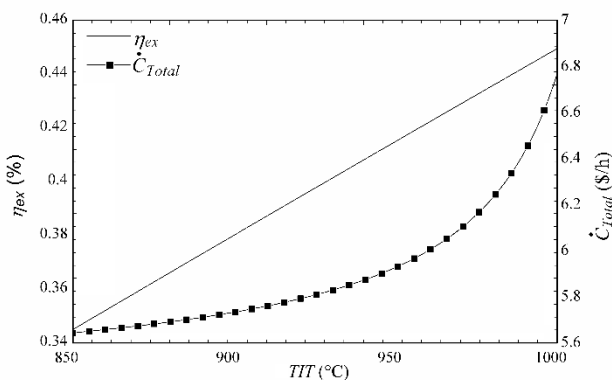
شکل (۷): تأثیر راندمان توربین گاز بر نرخ هزینه و راندمان آگزژی

متغیر تصمیم‌گیری دیگر، راندمان آیزنتروپیک کمپرسور هوا می‌باشد که اثر تغییرات آن بر توابع هدف در شکل (۸) نشان داده شده است.



شکل (۸): تأثیر راندمان کمپرسور بر نرخ هزینه و راندمان آگزژی

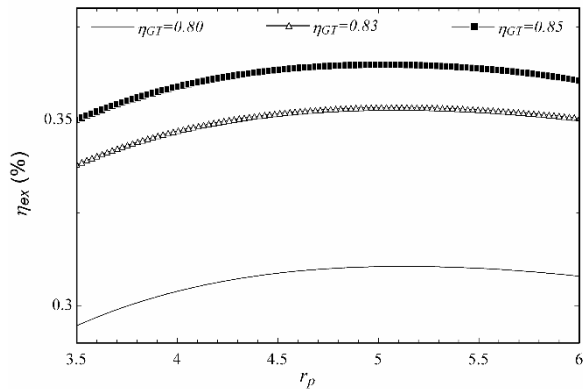
پارامتر مهم دیگری که بر راندمان و هزینه سیستم تأثیرگذار است، دمای ورودی به توربین گازی می‌باشد که نقش بیشینه دمای سیکل را در میکروتوربین گازی دارد. در این مقاله، دما بین ۸۵۰°C تا ۱۰۰۰°C تغییر داده شده و نتایج آن در شکل (۹) آورده شده است.



شکل (۹): تأثیر دمای ورودی توربین گاز بر نرخ هزینه و راندمان آگزژی

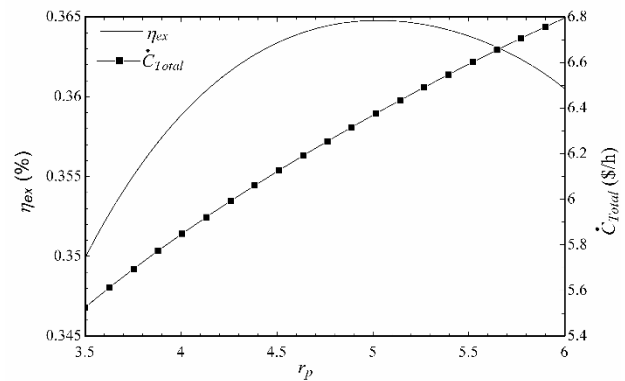
دمای ورودی به توربین گازی یکی از مهم‌ترین پارامترهای تصمیم‌گیری در سیکل تولید همزمان بر پایه توربین گازی است. افزایش این دما می‌تواند باعث افزایش کار خالص خروجی گردد. بالانس

در شکل (۵) تأثیر تغییرات راندمان آگزژی برای سیکل تولید همزمان نسبت به افزایش نسبت فشار کمپرسور برای راندمان‌های آیزنتروپیک مختلف توربین گازی بررسی شده است. با افزایش نسبت فشار کمپرسور در سیستم تولید همزمان میزان بازده برای سیکل، ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد.



شکل (۵): تغییرات راندمان آگزژی سیستم ترکیبی نسبت به افزایش نسبت فشار برای راندمان‌های آیزنتروپیک مختلف توربین گازی

در شکل (۶) نمودار تغییرات تابع هدف هزینه و راندمان سیستم با نسبت فشار کمپرسور نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، راندمان آگزژی ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. همچنین هزینه کلی سیستم به‌طور خطی و پیوسته با افزایش نسبت فشار بالاتر می‌رود.



شکل (۶): تأثیر نسبت فشار کمپرسور بر نرخ هزینه و راندمان آگزژی

متغیر دیگری که بر عملکرد کلی سیستم تأثیرگذار است، راندمان آیزنتروپیک توربین گاز می‌باشد. همان‌طور که در شکل (۷) مشاهده می‌شود با افزایش راندمان توربین گاز، راندمان آگزژی به‌صورت خطی افزایش می‌یابد. همچنین تابع هزینه با افزایش راندمان افزایش یافته، به‌طوری که در ابتدا شیب آن کم و سپس تند می‌شود.

جدول (۱۰): مشخصات ترمودینامیکی نقاط مختلف چیلر جذبی تک اثره

نقاط	دما (°C)	فشار (kpa)	سرعت جرمی (kg/s)	کسر جرمی (%)
۱	۳۳/۳	۰/۷۶۳	۰/۰۵	۵۵/۹
۲	۳۵/۳	۳/۵۹۳	۰/۰۵	۵۵/۹
۳	۶۳/۸	۷/۵۹۳	۰/۰۵	۵۵/۹
۴	۸۸/۷	۷/۵۹۳	۰/۰۴۵۳	۶۱/۷
۵	۵۴/۵	۷/۵۹۳	۰/۰۴۵۳	۶۱/۷
۶	۴۵/۴	۰/۷۶۳	۰/۰۴۵۳	۶۱/۷
۷	۷۵/۹	۷/۵۹۳	۰/۰۰۴۷	۰
۸	۴۰/۵	۷/۵۹۳	۰/۰۰۴۷	۰
۹	۳/۱	۰/۷۶۳	۰/۰۰۴۷	۰
۱۰	۳/۱	۰/۷۶۳	۰/۰۰۴۷	۰
۱۱	۱۰۰	۱۰۱/۳۲۲	۰/۷۵	۰
۱۲	۹۵/۳	۱۰۱/۳۲۲	۰/۷۵	۰
۱۳	۲۵	۱۰۱/۳۲۲	۰/۲۸	۰
۱۴	۳۷/۵	۱۰۱/۳۲۲	۰/۲۸	۰
۱۵	۲۷	۱۰۱/۳۲۲	۰/۲۸	۰
۱۶	۳۵	۱۰۱/۳۲۲	۰/۲۸	۰
۱۷	۱۲	۱۰۱/۳۲۲	۰/۴	۰
۱۸	۵/۴	۱۰۱/۳۲۲	۰/۴	۰

جدول (۱۱): انرژی فیزیکی، شیمیایی و کل هر نقطه از چیلر جذبی

نقاط	انرژی فیزیکی (kJ/kg)	انرژی شیمیایی (kJ/kg)	انرژی کل (kJ/kg)
۱	۰/۷۲۵	۵۰۶/۹	۵۰۷/۶
۲	۰/۹۴۷۸	۵۰۶/۹	۵۰۷/۸
۳	۵/۸۷	۵۰۶/۹	۵۱۲/۷
۴	۱۲/۷۲	۵۹۴/۶	۶۰۷/۶
۵	۴/۱۰۷	۵۹۴/۶	۵۹۸/۷
۶	۱۵/۲۸	۵۹۴/۶	۶۰۹/۹
۷	۱۲۶/۷	۴۹/۹۴	۱۷۶/۷
۸	۱/۶۲۶	۴۹/۹۴	۵۱/۵۷
۹	-۸/۸۳۳	۴۹/۹۴	۴۱/۱
۱۰	-۱۹۳/۸	۴۹/۹۴	-۱۴۳/۸

نتایج حاصل از آنالیز انرژی سیستم چیلر جذبی در شکل (۱۰) نشان داده شده است. در ستون سمت چپ، از تأثیر انرژی شیمیایی صرف نظر شده، حال آنکه در ستون سمت راست این شکل، انرژی شیمیایی محلول در محاسبات لحاظ شده است. از آنجا که محلول لیتیم بروماید- آب در کندانسور، تبخیرکننده و شیر فشارشکن مبرد

انرژی محفظه احتراق نشان می دهد که افزایش دمای ورودی به توربین گاز باعث افزایش مقدار سوخت ورودی می شود. همان طور که در شکل (۹) مشاهده می شود، با افزایش دمای ورودی به توربین گازی راندمان کلی مجموعه به صورت خطی افزایش می یابد. همچنین تابع هزینه نیز افزایش یافته به صورتی که در ابتدا شیب آن ملایم بوده و سپس تند می شود.

۳.۵. اثر در نظر گرفتن انرژی شیمیایی محلول در چیلر

در اکثر مطالعات انجام گرفته در زمینه آنالیز انرژی سیستم های جذبی لیتیم بروماید- آب، از اثر انرژی شیمیایی محلول صرف نظر شده است. از آنجا که غلظت محلول ورودی و خروجی در جاذب و ژنراتور با یکدیگر تفاوت دارند، انتظار می رود که در نظر گرفتن انرژی شیمیایی در میزان بازگشت ناپذیری این دو عضو سیستم تأثیر گذار باشد. در این بخش به تحلیل انرژی یک سیستم جذبی تک اثره ابتدا بدون در نظر گرفتن انرژی شیمیایی محلول و سپس با در نظر گرفتن اثر آن پرداخته و تفاوت های این دو حالت محاسبه و با هم مقایسه شده است. نتایج نشان می دهد که در نظر گرفتن انرژی شیمیایی بر میزان بازگشت ناپذیری در اجزایی که فرایند تجزیه یا انحلال در آن ها رخ نمی دهد تأثیری نداشته، در حالی که میزان تخریب انرژی در ژنراتور و جاذب اندکی تغییر می یابد.

در شرایط پایا و با صرف نظر کردن از اثر انرژی پتانسیل و جنبشی میزان بازگشت ناپذیری برای هر یک از اجزا به صورت رابطه (۵۴) نوشته می شود.

$$\dot{i} = \sum \dot{m}_{in} ex_{in} - \sum \dot{m}_{out} ex_{out} - \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \dot{W} \quad (54)$$

میزان کل بازگشت ناپذیری تولید شده در سیستم از جمع بازگشت ناپذیری تک تک اجزا به دست می آید.

$$\dot{i}_{total} = \dot{i}_{gen} + \dot{i}_{abs} + \dot{i}_{cond} + \dot{i}_{evap} + \dot{i}_{s,heatex} + \dot{i}_{pump} + \dot{i}_{s,val} + \dot{i}_{r,val} \quad (55)$$

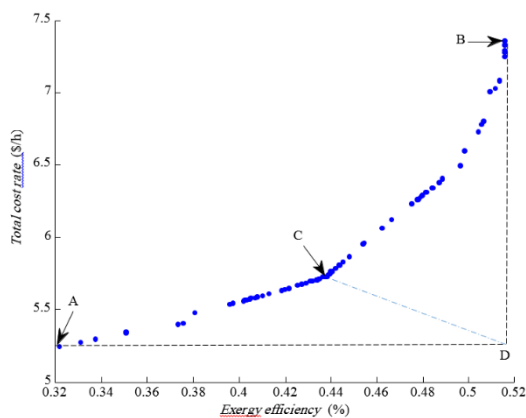
در جدول (۱۰) نتایج حاصل از تحلیل ترمودینامیکی سیکل چیلر جذبی به صورت جزء به جزء مشاهده می شود.

جدول (۱۱) مقادیر انرژی فیزیکی و شیمیایی و در نهایت مجموع انرژی فیزیکی و شیمیایی را برای هر نقطه از جریان سیستم با توجه به روش پیشنهادی نشان می دهد. همان طور که مشاهده می شود، برخی از نقاط در جریان مبرد دارای مقادیر انرژی فیزیکی منفی هستند که دلیل این امر پایین تر بودن فشار این جریان ها نسبت به فشار حالت مرجع P_0 می باشد (جریان های ۹ و ۱۰).

۵.۵. نتایج بهینه‌سازی چند هدفه

در این قسمت با استفاده از توابع ریاضی به‌دست‌آمده از مدل‌سازی و الگوریتم ژنتیک، بهترین مقادیر برای دو تابع هدف که بازده قانون دوم و هزینه مجموعه سیستم است، مشخص می‌شود. به‌طوری‌که متغیرهای ورودی طوری انتخاب می‌گردند که برای دو تابع که با هم تضاد هستند مقادیر مناسب یافت شود. واضح است که در این حالت پاسخ یک بردار طراحی خواهد بود که مابین نقطه بیشترین بازده و کمترین هزینه قرار دارد و با بهتر شدن یکی مورد دیگر بدتر شود.

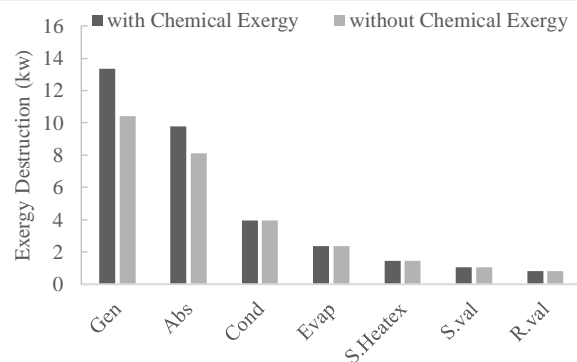
در شکل (۱۱) نمودار جبهه پارتو برای دو تابع هدف و در بازه تغییرات متغیرهای تصمیم‌گیری ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش راندمان سیستم هزینه تمام‌شده نیز افزایش پیدا می‌کند. نقطه A روی منحنی بهترین حالت را برای هزینه بدون در نظر گرفتن راندمان به‌عنوان تابع هدف نشان می‌دهد. همچنین نقطه B روی منحنی، بیانگر بهترین حالت برای راندمان قانون دوم بدون در نظر گرفتن هزینه سیستم است. همان‌طور که مشخص است هر دو تابع هدف نمی‌توانند همزمان در بهینه‌ترین حالت خود باشند.



شکل (۱۱): توزیع نقاط بهینه پارتو برای راندمان آگزرژی و نرخ هزینه کلی سیستم

با توجه به این نکته که همه نقاط روی منحنی حل‌های بهینه مسئله‌اند، نزدیک‌ترین نقطه به نقطه ایدئال D از نظر فاصله بر روی منحنی پارتو را می‌توان به‌عنوان حل مطلوب مسئله در نظر گرفت. در شکل (۱۱) این نقطه مطلوب با حرف C نمایش داده شده است. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود، با حرکت از نقطه C به سمت نقطه B تابع هزینه سیر صعودی یافته و همچنین با حرکت از نقطه C به سمت نقطه A راندمان افت قابل ملاحظه‌ای می‌یابد. بنابراین پیدا است که نقطه C هم از لحاظ هزینه تمام‌شده و هم از لحاظ راندمان سیستم نزدیک‌ترین حالت را به نقطه ایدئال D دارد. جدول (۱۳) پارامترهای طراحی را برای نقاط A، B و C نشان می‌دهد.

جریان نمی‌یابد، میزان بازگشت‌ناپذیری در این اجزا مستقل از در نظر گرفتن یا نگرفتن آگزرژی شیمیایی محلول است. همچنین در مبدل حرارتی، پمپ و شیر فشارشکن محلول به دلیل عدم انحلال یا جداسازی، در نظر گرفتن آگزرژی شیمیایی تأثیری بر محاسبه میزان بازگشت‌ناپذیری نمی‌گذارد. در حالی که به دلیل رخ دادن فرایند انحلال در جاذب و جداسازی در ژنراتور، در نظر گرفتن آگزرژی شیمیایی در نتایج محاسبه بازگشت‌ناپذیری تأثیرگذار خواهد بود.



شکل (۱۰): اثر در نظر گرفتن آگزرژی شیمیایی

۴.۵. اعتبارسنجی نتایج

در جدول (۱۲) نتایج به‌دست‌آمده از تحلیل مجموع آگزرژی فیزیکی و شیمیایی نقاط مختلف جریان در چیلر جذبی در مطالعه حاضر با بخشی از نتایج مطالعه پالاسیوس - برش و همکاران [۱۰] مقایسه شده است که نشان می‌دهد نتایج حاصل تطابق خوبی با داده‌های تجربی دارند.

جدول (۱۲): اعتبارسنجی مقادیر به‌دست‌آمده آگزرژی کل چیلر جذبی

نقاط مطالعه حاضر (kj/kg)	مرجع (kj/kg)	درصد خطا (%)
۵۰۷/۶	۴۹۴/۳	۲/۱
۵۰۷/۸	۴۹۴/۵	۲/۱
۵۱۲/۷	۴۹۸/۴	۲/۷
۶۰۷/۶	۶۰۴/۴	۰/۴
۵۹۸/۷	۵۹۵/۴	۰/۵
۶۰۹/۹	۵۹۳/۳	۲/۷
۱۷۶/۷	۱۷۴/۹	۱
۵۱/۵۷	۵۱/۴۵	۰/۲
۴۱/۱	۴۱/۸۶	۱/۸
-۱۴۳/۸	-۱۳۱/۳	۷/۸

جدول (۱۳): پارامترهای طراحی بهینه برای نقاط A, B و C

نقاط	نسبت فشار به توربین (°C)	دمای ورود کمپرسور (%)	راندمان توربین (%)	راندمان
A	۳/۵	۸۵۰	۸۰/۴۹	۷۷/۱
B	۵/۴۸۴۱	۱۰۰۰	۸۰/۹۶	۸۷/۳
C	۳/۵	۸۶۶/۶۶۷	۸۲/۷۱	۸۷/۱

همچنین جدول ۱۴ نتایج به دست آمده از بهینه سازی را برای نقاط A, B و C نمایش می دهد.

جدول (۱۴): مقادیر بهینه به دست آمده برای توابع هدف

نقاط	راندمان آگرزری سیستم (%)	نرخ هزینه سیستم (\$/h)
A	۳۲/۱۴۸۱	۵/۲۴۱۷
B	۵۱/۵۸۲۴	۷/۳۵۶۳
C	۴۴/۳۲۵۷	۵/۸۰۹۴

همان گونه که مشاهده می شود، مقادیر بهینه راندمان آگرزری کل سیستم از ۳۲ درصد تا ۵۲ درصد و مقادیر بهینه برای نرخ هزینه مجموعه سیستم از ۵/۲ \$/h تا ۷/۴ \$/h متغیر است. ذکر این نکته ضروری است که در بهینه سازی چند هدفه، همه نقاط روی منحنی پارتو، حل های بهینه مسئله اند و انتخاب حل مناسب وابسته به طراح و شرایط موجود است.

۶. نتیجه گیری

در این مقاله، یک چرخه تولید سه گانه توان، حرارت و برودت برای استفاده در واحدهای کوچک پیشنهاد و مورد بررسی ترمودینامیکی و اقتصادی قرار گرفته است. برای شبیه سازی عملکرد چرخه تولید همزمان، مدل ترمودینامیکی در نرم افزار EES توسعه داده شده و سپس در نرم افزار متلب بهینه شده است. نتایج آنالیز آگرزری در این مقاله نشان می دهد که محفظه احتراق و بویلر بازیاب حرارت بیشترین اتلاف آگرزری را داشته اند که این موضوع به دلیل وجود اختلاف دمای زیاد برای انتقال حرارت در هر دو جزء ذکر شده و واکنش احتراق در محفظه احتراق پدید می آید. عملکرد سیستم به طور قابل توجهی تحت تأثیر تغییرات نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی به توربین گاز، بازده آیزنتروپیک توربین گاز و کمپرسور است. همچنین تحلیل هزینه نشان می دهد که بخش عمده نرخ هزینه سیستم مربوط به سوخت است که با استفاده از داده های محلی محاسبه می شود. تحلیل پارامتری بر روی سیستم نشان می دهد که دو تابع هدف راندمان آگرزری و نرخ هزینه سیستم با هم در تقابل اند.

در این پژوهش تأثیر در نظر گرفتن آگرزری شیمیایی محلول لیتیم بروماید- آب بر نتایج حاصل از آنالیز قانون دوم سیستم تبرید جذبی تکاثره بررسی شده است. نتایج گویای آن است که اثر دادن آگرزری

شیمیایی محلول بر میزان بازگشت ناپذیری در ژنراتور و جاذب که در آن ها فرایند تجزیه و انحلال رخ می دهد، اندکی تأثیرگذار می باشد. با توجه به نمودارهای به دست آمده از قسمت قبل می توان نتایج زیر را فهرست وار بر شمرد:

- میزان راندمان آگرزری با ارتقای سیکل میکروتوربین گازی به سیستم تولید سه گانه به میزان ۵/۷ درصد افزایش می یابد. با افزایش نسبت فشار کمپرسور نرخ هزینه سیستم افزایش و بازده آگرزری برای کل سیکل تولید همزمان سه گانه تا نسبت فشار ۴/۸۵ افزایش یافته و سپس روند کاهشی پیش می گیرد.
- به دلیل رخ دادن فرایند انحلال در جاذب و جداسازی در ژنراتور، در نظر گرفتن آگرزری شیمیایی در چیلر جذبی در نتایج محاسبه بازگشت ناپذیری تأثیرگذار بوده به طوری که باعث افزایش ۲۵ درصد در ژنراتور و ۱۵ درصد در جاذب می شود. در حالی که در سایر نقاط چیلر جذبی به دلیل عدم انحلال یا جداسازی و یا عدم جریان لیتیم بروماید در آن ها این اختلاف به صفر می رسد.
- در نظر گرفتن آگرزری شیمیایی در میزان بازگشت ناپذیری یک چیلر جذبی تکاثره مستقل تأثیرگذار بوده، ولی از اثر آگرزری شیمیایی چیلر جذبی در سیکل ترکیبی به دلیل بالا بودن بازگشت ناپذیری سایر اجزای سیستم می توان چشم پوشی کرد.

فهرست علائم

\dot{C}	نرخ هزینه ($\$/h$)
CRF	هزینه بازگشت سرمایه
\dot{E}_x	نرخ آگرزری (kw)
GMDH	روش ارزیابی داده ها
h	آنتالپی مخصوص (kJ/kg)
LHV	ارزش حرارت پایین
\dot{m}	دبی جرمی (kgs^{-1})
MGT	میکروتوربین گازی
ORC	سیکل رانکین آلی
P	فشار (kpa)
s	آنتروپی مخصوص ($kJ/kg \cdot K$)
T	دما ($^{\circ}C$)
TIT	دمای ورود به توربین گاز
r_p	نسبت فشار کمپرسور
x	کسر جرمی
\dot{Z}	نرخ هزینه سرمایه گذاری ($\$/h$)

علائم یونانی			
η	راندمان	f	تبخیرکننده
ψ	راندمان آگرژی	Gen	سوخت
φ	ضریب تعمیرات و نگهداری	HRS	ژنراتور چیلر جذبی
ϕ	ضریب اسمتیک محلول	LiBr	مبدل بازیاب حرارت
ν	عدد تجزیه محلول	LMTD	لیتیوم بروماید
زیرنویس‌ها		Ph	اختلاف دمای لگاریتمی
Abs	جاذب چیلر جذبی	Rec	فیزیکی
CC	محفظه احتراق	R. val	رکوپراتور
Ch	شیمیایی	Sat	شیر انبساط میرد
Comp	کمپرسور	S. Heatex	محلول اشباع
Cond	کندانسور	S. val	مبدل حرارتی چیلر
D	تخریب	Sol	شیر انبساط محلول
DWH	گرم‌کن آب مصرفی		محلول

مراجع

- [۱] سلطاندوست، محمدرضا. چیلرهای جذبی، ویرایش دوم. انتشارات یزدا، تهران، ۱۳۹۰.
- [۲] پیرکندی، جاماسب. قاسمی، مجید. «مدل‌سازی و آنالیز ترموآکونومیکی یک نیروگاه سیکل ترکیبی پیل سوختی و میکروتوربین گازی»، مجله مهندسی مکانیک مدرس، دوره ۱۳، شماره ۱۵، صفحه ۲۰۷-۲۲۲، ۱۳۹۲.
- [3] Gogoi, T.K., Talukdar, T, "Exergy Based Parametric Analysis of a Combined Reheat Regenerative, Energy Conversion and Management", 83, pp. 119-132, 2014.
- [۴] معرفت، مهدی. شفیع، پیام. «طراحی سیستم CCHP برای ساختمان‌های اداری در تهران و ارزیابی ترمودینامیکی، زیست‌محیطی و اقتصادی آن نسبت به سیستم مرسوم»، مجله مهندسی مکانیک مدرس، دوره ۱۴، شماره ۶، صفحه ۱۲۴-۱۳۴، ۱۳۹۳.
- [5] Athanasovici, V, Le Corre, O, G. Brecq, G, Tazerout, M, "Thermoeconomic Analysis Method for Cogeneration Plants", Proceedings of ECOS Netherlands, pp 157-164, 2000.
- [6] Ameri, M, Behbahaninia, A, Tanha, A, "Thermodynamic Analysis of a Tri-Generation System Based on Micro-gas Turbine with a Steam Ejector Refrigeration System", Energy, Vol 32, pp 2203-2209, 2010.
- [7] Basrawi, F, Yamada, T, Nakanishi, K, Naing, S, "Effect of Ambient Temperature on the Performance of Micro Gas Turbine with Cogeneration in Cold Region", Applied Thermal Engineering, Vol 31, pp 1057-1067, 2010.
- [8] M. Kilic, O. Kaynakli, "Second Law-Based Thermodynamic Analysis of Water-Lithium Bromide Absorption Refrigeration System", Energy, 32, pp 1505-1512, 2007.
- [9] Kaushik, S. C, Akhilesh, A, "Energy and Exergy Analysis of Single Effect and Series Flow Double Effect Water-Lithium Bromide Absorption Refrigeration Systems", International Journal of Refrigeration, 32, pp 1247-1258, 2009.
- [10] Palacios-Bereche, R, Gonzales, R, Nebra, S. A, "Exergy Calculation of Lithium Bromide-Water Solution and Its Application in the Exergetic Evaluation of Absorption Refrigeration Systems LiBr-H₂O", International Journal of Energy Research, 36, pp 166-181, 2012.
- [11] Capstone Micro Gas Turbine, Accessed on 12 March 2015; <http://www.capstoneturbine.com/products/c200>.
- [12] Engineering Equation Solver / fchart software, Accessed on 17 July 2014; <http://www.fchart.com/ees>.
- [13] Bejan, A., Moran, M. J. *Thermal Design and Optimization*, John Wiley & Sons, 1996.
- [14] Ahmadi, P, Rosen. M. A. Dincer, I, "Greenhouse Gas Emission and Exergo-Environmental Analyses of a Trigeration Energy System", International Journal of Greenhouse Gas Control, Vol 5, pp 1540-1549, 2011.
- [15] Klein, S. A., Nellis, G. F, *Thermodynamics*, Cambridge University Press, 2011.
- [16] Ahmadi, P, "Modelling Analysis and Optimization of Integrated Energy Systems for Multigeneration Purposes", Thesis, Faculty of Engineering and Applied Science, University of Ontario Institute of Technology, 2013.
- [17] Soltani, S, Mahmoudi, S, Yari M, Morosuk T, Rosen, Zare M, "A Comparative Exergoeconomic Analysis of Two Biomass and Co-Firing Combined Power Plant", Energy Conversion and Management, Vol 76, pp 83-91, 2013.
- [18] Atashkari, K, Nariman-Zadeh, N, Golcu M, Khalkhali A, Jamali, A, "Modelling and Multi-Objective Obtimization of a Variable Valve-Timing Spark-ignition Engine Using Polynomial Neural Networks and Evolutionary Algorithms", Energy Conversion and Management, Vol 48, No. 3, pp 1029-1041, 2007.
- [۱۹] خانمحمدی، شعیب. آتشکاری، کاظم. کوهی کمالی، رامین. «ارزیابی عملکرد و بهینه‌سازی دو هدفه سیستم تولید سه‌گانه با استفاده از مدل بهبودیافته گازسازی زیست‌توده»، مجله مهندسی مکانیک مدرس، دوره ۱۵، شماره ۹، صفحه ۲۰۹-۲۲۲، ۱۳۹۴.
- [20] Valero, A, "Definition and Conventional Solution", Energy Conversion and Management, Vol 19, No. 3, pp 279-286, 1994.