



## بررسی سیکل ترکیبی توربین گاز راکتور هلیوم با سیکل رانکین آلی از دیدگاه تحلیل انرژی پیشرفته

محسن فلاح<sup>۱\*</sup>، زهرا محمدی جهانگیر<sup>۲</sup>، سید محمد سید محمودی<sup>۳</sup>

۱- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران  
۲- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران  
۳- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران.

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۰/۰۷/۱۴  
بازنگری: ۱۴۰۰/۱۰/۳۰  
پذیرش: ۱۴۰۱/۰۱/۲۷  
ارائه آنلاین: ۱۴۰۱/۰۲/۲۵

### کلمات کلیدی:

تحلیل انرژی پیشرفته  
نابودی انرژی درونزا/برونزا  
نابودی انرژی اجتناب پذیر/اجتناب پذیر

**خلاصه:** در این مقاله، سیکل ترکیبی توربین گاز راکتور هلیوم با سیکل رانکین آلی از دیدگاه تحلیل انرژی متداول و پیشرفته مورد مطالعه و مقایسه قرار گرفته است. با استفاده از نرم افزار حل معادلات مهندسی مدل سازی این سیکل انجام گرفته و نتایج تحلیل انرژی و انرژی متداول به دست آمده است. سپس به منظور تعیین اولویت بندی مناسب بهبود اجزاء سیکل از دیدگاه تحلیل انرژی پیشرفته مورد مطالعه قرار گرفته است. در واقع تحلیل انرژی پیشرفته با تقسیم نابودی انرژی هر جزء به بخش های درونزا، برونزا، اجتناب پذیر و اجتناب ناپذیر، اطلاعات دقیقی در مورد پتانسیل بهبود واقعی عملکرد سیستم ارائه می دهد. نتایج تجزیه و تحلیل انرژی پیشرفته نشان می دهد که با اصلاح و ارتقای اجزای سیستم مورد مطالعه در این پژوهش، ۱۹/۱ درصد از نابودی انرژی کل سیستم قابل کاهش می باشد. همچنین تجزیه و تحلیل انرژی پیشرفته با در نظر گرفتن بخش اجتناب پذیر درونزا در هر جزء اولویت بهبود را به ترتیب به کمپرسور و سپس به راکتور و توربین گازی می دهد. این در حالی است که از تجزیه و تحلیل انرژی متداول، نابودی انرژی محاسبه شده برای راکتور بیشتر از کمپرسور بوده و اولویت بهبود با راکتور است. علاوه بر آن براساس اولویت بندی تحلیل انرژی پیشرفته امکان افزایش بازده انرژی سیکل از ۷۵/۲۱٪ به ۸۲/۵۱٪ و بازده انرژی سیکل از ۵۱٪ به ۵۶/۲۲٪ وجود دارد.

### ۱- مقدمه

توان می شود. در واقع تحلیل انرژی پیشرفته روشی است که با تقسیم نابودی انرژی هر جزء از سیستم به بخش های درونزا، برونزا، اجتناب پذیر و اجتناب ناپذیر، بخشی از ناکارآمدی آن جزء را که با اصلاح خود جزء و سایر اجزای سیستم قابل کاهش می باشد را آشکار می کند [۲ و ۳]. در سال های اخیر محققین زیادی سیستم های ترمودینامیکی را از دیدگاه تحلیل انرژی پیشرفته مورد مطالعه قرار داده اند [۴-۷] که از آن جمله می توان به فلاح و همکاران [۴ و ۵] اشاره کرد. آن ها به بررسی تحلیل انرژی پیشرفته سیکل های توربین گاز [۴]، پیل سوختی اکسید جامد [۵]، پیل سوختی اکسید جامد با بازخوران جریان آند [۶] و سیکل کالینا [۷] پرداختند و توانستند بخش قابل کاهش نابودی انرژی را در هر یک از سیکل های اشاره شده بیابند. یوسفزاده و همکاران [۸] به مقایسه انواع مختلف سیکل رانکین آلی از دیدگاه تحلیل انرژی متداول و پیشرفته پرداختند. نتایج آن ها نشان می دهد که سیکل رانکین آلی با بازیاب پتانسیل بالایی نسبت به سیکل ساده رانکین آلی برای کاهش برگشت ناپذیری دارند. نابودی انرژی اجتناب پذیر درونزا برای دو سیکل مذکور به ترتیب ۴۷٪ و ۴۵٪ گزارش شده است. بر

انرژی و روش های دستیابی به آن از گذشته تا به امروز یکی از چالش های مهم جوامع بشری بوده است. با توسعه فناوری های نوین و از سوی دیگر کاهش منابع فسیلی و افزایش آلودگی ناشی از استفاده بی رویه از سوخت های کربن دار، باعث توجه بیشتر مهندسين و طراحان به بهینه سازی و کاهش اتلافات انرژی نیروگاه های تولید توان می شود. روش تحلیل انرژی پیشرفته یکی از روش هایی است که با شناسایی عوامل اصلی ایجاد ناکارآمدی در اجزای سیستم، سبب کاهش نابودی انرژی و در نتیجه افزایش بازده سیکل می شود. این روش برای اولین بار توسط تسانسارونیس [۱] ارائه شد. روش تحلیل انرژی متداول مقدار نابودی انرژی اجزای سیستم را مشخص می کند. این در حالی است که تحلیل انرژی پیشرفته با تعیین میزان برهم کنش بین اجزای سیستم به شناسایی اجزایی با بیشترین ناکارآمدی پرداخته و با انجام اولویت بندی درست اجزاء به منظور اصلاح و ارتقاء ساختار آن ها منجر به بهبود عملکرد کل سیستم و نتیجتاً افزایش تولید

\* نویسنده عهده دار مکاتبات: mfallah@azaruniv.ac.ir



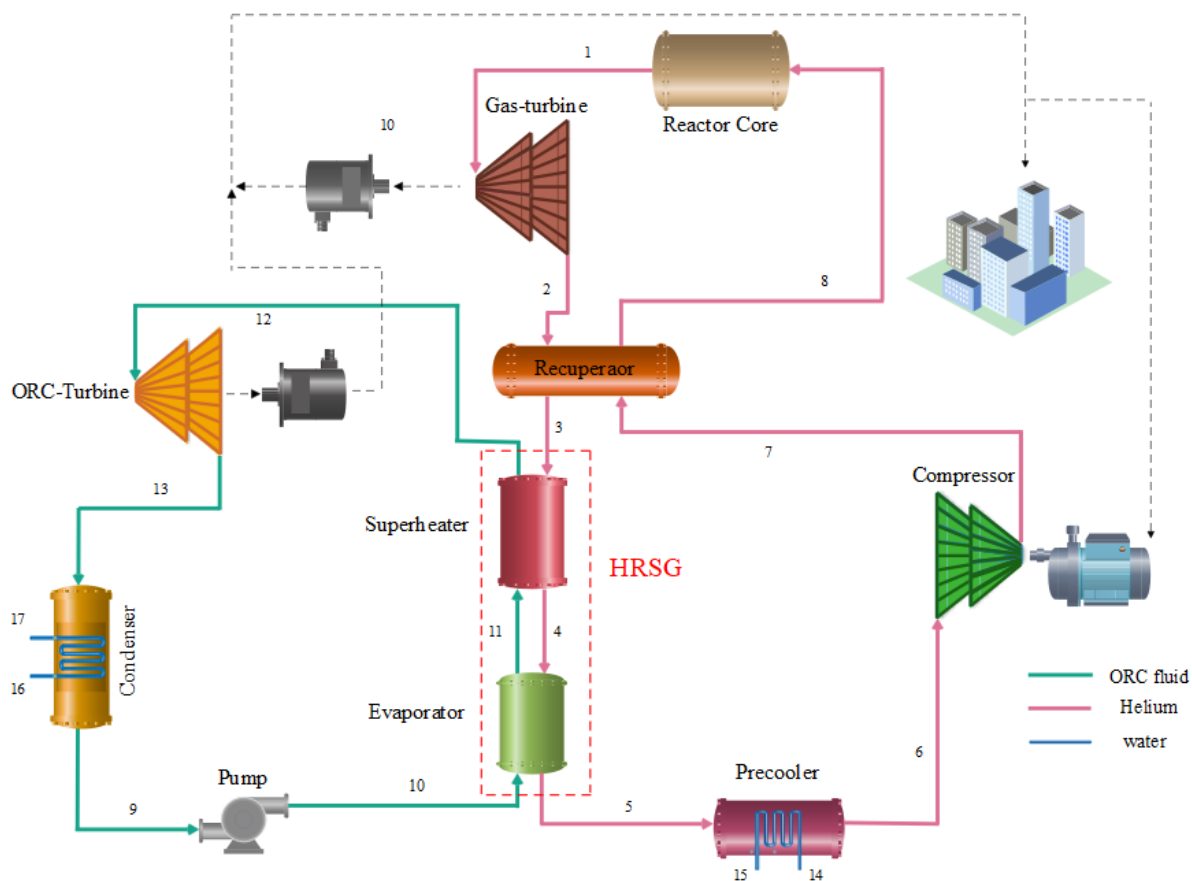
اساس نتایج به دست آمده اولویت اصلاح اجزاء سیکل به ترتیب به توربین‌ها، اواپراتورها، کندانسورها و آب‌گرم‌کن‌های تغذیه آب داده شده است. محمدی و همکاران [۹] به انجام تحلیل اگزرژی پیشرفته سیکل فرا بحرانی دی اکسیدکربن با تراکم مجدد پرداختند. آن‌ها بازده اگزرژی سیکل را در شرایط واقعی و اجتناب‌ناپذیر به ترتیب ۱۶/۶۳٪ و ۱۷/۱۳٪ گزارش کردند. همچنین آن‌ها نشان دادند که کاهش ۵۰ درصدی نابودی اگزرژی کل سیکل مورد مطالعه‌شان امکان‌پذیر می‌باشد و نهایتاً اولویت بهبود اجزای سیکل را براساس بیشترین نابودی اگزرژی درونزای اجتناب‌پذیر تعیین کردند. همچنین چن و همکاران [۱۰] سیکل تبرید اجکتوری را از دیدگاه تحلیل اگزرژی پیشرفته مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که اجکتور دارای بالاترین اولویت بهبود است و پس از آن کندانسور و سپس ژنراتور مستعد بهبود می‌باشند. اختلاف دما در کندانسور در مقایسه با ژنراتور و اواپراتور، بیش‌ترین تأثیر را بر نابودی اگزرژی کل دارد. لیو و همکاران [۱۱] یک سیستم ذخیره سازی دی اکسید کربن جدید را از دیدگاه اگزرژی پیشرفته و اقتصادی مورد مطالعه قرار دادند. نتیجه هر دو دیدگاه نشان می‌دهد که اولویت بهبود با منسبط کننده می‌باشد. همچنین نتایج تحلیل اگزرژی پیشرفته نشان می‌دهد که ۴۲/۱٪ از کل نابودی اگزرژی، ۴۳/۴۲٪ از هزینه نابودی اگزرژی کل و ۵۵/۴۳٪ از هزینه سرمایه گذاری کل سیستم با ارتقاء آن قابل کاهش می‌باشد. ژانگ و همکاران [۱۲] با تقسیم نابودی اگزرژی اجزای سیکل ترکیبی ذخیره سازی دی اکسید کربن با سیکل رانکین آلی به بخش‌های اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر بیان کردند که مبدل حرارتی روغن R۲۹۰ دارای بیشترین پتانسیل اصلاح می‌باشد (۱۷۱/۶۸ MW). مقایسه نتایج تحلیل اگزرژی متداول و پیشرفته در سیکل پیشنهادی آن‌ها بیان‌گر معقول بودن نتایج تحلیل اگزرژی پیشرفته برای انجام بهینه‌سازی سیکل است. تحلیل اگزرژی پیشرفته سیکل رانکین آلی که به هدف بازیابی گرمای اتلافی از جریان گاز به کار گرفته شده است، توسط لیائو و همکاران [۱۳] انجام گرفته است. در این سیستم بخش اجتناب‌پذیر نابودی اگزرژی بیشتر از بخش اجتناب‌ناپذیر گزارش شده است که نشان‌گر پتانسیل بالای بهبود این سیستم می‌باشد. در کار دیگر ادریسا و بولاما [۱۴] با ترکیب دو سیکل برایتون سیکل جدیدی پیشنهاد کردند و با انجام تحلیل اگزرژی نشان دادند که محفظه احتراق در مقایسه با سایر اجزای سیکل دارای برگشت‌ناپذیری بالایی است در حالی که بخش اعظم برگشت‌ناپذیر در این جزء اجتناب‌ناپذیر درونزا می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد که افزایش دمای محفظه احتراق از ۱۰۰۰ کلوین به ۱۶۰۰ کلوین باعث کاهش نابودی اگزرژی در این جزء از سیستم می‌شود.

زارع و همکاران [۱۵] سیکل ترکیبی توربین گاز راکتور هلیوم با سیکل تولید توان و تبرید آب و آمونیاک را پیشنهاد دادند. در واقع در این کار از گرمای اتلافی از سیکل توربین گاز برای راه اندازی سیکل آب و آمونیاک استفاده شده است. همچنین آن‌ها بهینه سازی این سیکل را از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک و اگزرژی- اقتصادی انجام دادند و به این نتیجه رسیدند که با انجام بهینه سازی بر مبنای اقتصادی، هزینه واحد محصول ۵/۴٪ کاهش می‌یابد. این در حالی است که نرخ هزینه سرمایه‌گذاری کل سیستم فقط ۱٪ افزایش می‌یابد زیرا دبی جرمی هلیوم در سیکل ترکیبی پیشنهادی آن‌ها کمتر از سیکل توربین گاز راکتور هلیوم تنها است. آن‌ها در کار دیگر [۱۶] دو سیکل رانکین آلی و کالینا را برای استفاده از گرمای اتلافی از سیکل توربین گاز به کار بردند. نتایج مقایسه این دو سیکل نشان می‌دهد که بازده انرژی و اگزرژی سیکل ترکیبی توربین گاز- رانکین آلی بالاتر از سیکل توربین گاز- کالینا می‌باشد. لیو و هی [۱۷] بهینه سازی و تحلیل اگزرژی- اقتصادی سیکل ترکیبی توربین گازی مدولار با راکتور هلیوم و سیکل جدید رانکین آلی را به منظور دستیابی به طراحی و عملکرد بهینه سیکل پیشنهادی‌شان انجام دادند. آن‌ها همچنین به مطالعه پارامتریک سیستم برای بررسی پارامترهای مهم و کلیدی بر عملکرد سیستم پرداختند. آن‌ها نشان دادند که دما و نسبت فشار هلیوم بیشترین تأثیر را بر عملکرد سیستم دارد. از این رو R۱۴۳a را مناسب‌ترین سیال برای سیکل هلیوم دما پایین، R۱۵۲a و R۲۲ را مناسب برای دمای متوسط، R۱۳۴a و R۱۵۲a را مناسب هلیوم دما بالا معرفی کردند. گرگری و همکاران [۱۸] به مطالعه سیکل تولید هم‌زمان توان، گرمایش و سرمایش بر پایه سیکل راکتور هلیوم توربین گاز مدولار از دیدگاه انرژی، اگزرژی، اقتصادی و زیست محیطی پرداختند. استفاده از سوخت بایوگاز در این سیکل سبب کاهش آلاینده‌گی هوا و هزینه‌های بالای ناشی از استفاده از سوخت‌های فسیلی شد. در این شرایط، بازده انرژی و اگزرژی، هزینه واحد محصول و هزینه مالیات مربوط به آلاینده‌گی محیطی به ترتیب برابر با ۰/۷۲/۷۵٪، ۵۰/۲۱٪، ۶/۷۹ GJ/\$ و ۱۶۸ h/\$ می‌باشد. همچنین در بین اجزای سیستم راکتور و توربین گاز دارای بیشترین نابودی اگزرژی می‌باشند. در کار دیگر مارکز و همکاران [۱۹] با استفاده از گرمای اتلافی از سیکل راکتور هلیوم توربین گاز به تولید هیدروژن به روش ترمو-شیمیایی پرداختند. آن‌ها با اشاره به اهمیت سوخت هیدروژن به عنوان سوخت پاک، گرمای اتلافی از سیکل راکتور هلیوم توربین گاز را یکی از مناسب‌ترین گزینه‌ها برای تولید هیدروژن معرفی کردند. نتایج نشان می‌دهد که چنین سیستمی با در نظر گرفتن دبی جرمی

به سایر سیکل‌های رانکین دارد. همچنین بازده این سیکل ترکیبی در حدود ۱۰٪ بیشتر از سیکل توربین گازی تنها است. در کار دیگر نامی و همکاران [۲۴] از گرمای اتلافی توربین گاز رآکتور هلیوم برای به کار انداختن سیکل رانکین آلی استفاده کرده‌اند. آن‌ها همچنین با استفاده از الکترولیزر غشا تبادل پروتون به تولید هیدروژن پرداختند. نتایج بهینه‌سازی آن‌ها نشان می‌دهد که تحت شرایط بهینه، بازده اگزرژی، نرخ هیدروژن تولیدی و شاخص پایداری سیستم ترکیبی پیشنهادی به ترتیب  $۰.۴۹/۲۱\%$ ،  $۵۶/۲ \text{ kg/h}$  و  $۱/۹۷۲$  محاسبه شده است. همچنین تحلیل انرژی، اگزرژی و اقتصادی سیکل ترکیبی توربین گاز و رانکین آلی توسط خلجانی و همکاران [۲۵] انجام گرفت. نتایج مطالعه پارامتریک نشان می‌دهد که افزایش در نسبت فشار و بازده آیزنتروپیک کمپرسور هوا و بازده توربین گاز، عملکرد ترمودینامیکی سیستم را بهبود می‌بخشد. با این حال، افزایش بیشتر این پارامترها، نرخ هزینه کل را کاهش می‌دهد. کائو و همکاران [۲۶] با اشاره به این که توربین‌های گازی به دلیل بازده بالا، آلودگی پایین و هزینه عملیاتی پایین، به طور گسترده در تولید برق مورد استفاده قرار می‌گیرند. برای استفاده بیشتر از حرارت اتلافی توربین‌های گازی، یک سیکل رانکین آلی به عنوان سیکل پایین دست برای توربین‌های گازی در کار خود پیشنهاد دادند و نشان دادند که سیکل پیشنهادی‌شان عملکرد بهتری نسبت به سیکل توربین گازی ساده دارد. ونگ و دای [۲۷] یک مطالعه جامع بر روی یک سیستم ترکیبی متشکل از یک توربین گاز-رآکتور مدولار هلیوم و دو سیکل فرابحرانی دی‌اکسیدکربن انجام دادند. هدف از این مطالعه، ارزیابی رفتار انرژی، اکسرژی و اقتصادی سیستم پیشنهادی آن‌ها می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد که بازده انرژی سیکل مورد بررسی  $۷/۹۲$  درصد بیشتر از بازده انرژی سیکل توربین گاز ساده در دمای  $۸۵۰$  درجه سانتیگراد است. همچنین آن‌ها نشان دادند که بیشترین نرخ نابودی اگزرژی در رآکتور رخ می‌دهد و بعد از آن در توربین هلیوم و بازیاب اتفاق می‌افتد. در یک مطالعه‌ای، یک سیستم تولید هم‌زمان متشکل از یک موتور استرلینگ، چیلر جذبی دو اثره آب/لیتیوم برماید و سیکل رآکتور هلیوم مدولار توربین گاز توسط آلالی و الخسونه [۲۸] مورد بررسی قرار گرفت. گرمای دفع شده از چرخه رآکتور هلیوم مدولار توربین گاز به عنوان انرژی ورودی برای هر دو موتور استرلینگ و چیلر جذبی دو اثره برای تولید نیروی اضافی و آب سرد استفاده شد. نتایج نشان می‌دهد که ادغام دو سیستم در چرخه توربین گازی بازده را به میزان  $۴/۷۳ - ۵/۴۶$  درصد در محدوده دمای ورودی توربین  $۷۰۰ - ۹۰۰$  درجه سانتیگراد افزایش می‌دهد.

از بررسی و مرور مطالعات انجام گرفته، آشکار است که سیکل توربین

$۵۰۰$  کیلوگرم بر ثانیه مایع خنک‌کننده هلیوم در دمای  $۸۵۰$  درجه سانتیگراد می‌تواند حدود  $۳/۶۵۴$  کیلوگرم بر ثانیه هیدروژن تولید کند. استفاده از گرمای اتلافی از سیکل توربین گاز رآکتور هلیوم در دو سیکل رانکین آلی ایده‌ای بود که توسط محمدخانی و همکاران [۲۰] مورد مطالعه قرار گرفت. آن‌ها در این سیکل به بررسی اگزرژی-اقتصادی و بهینه کردن این سیکل به منظور افزایش بازده و کاهش هزینه‌ها پرداختند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که پیش‌خنک‌کن، خنک‌کن درونی و کنداسور به لحاظ اگزرژی-اقتصادی عملکرد ضعیفی دارند. علاوه بر آن فاکتور اگزرژی-اقتصادی، نرخ هزینه سرمایه و نرخ هزینه نابودی اگزرژی برای کل سیکل به ترتیب  $۳۷/۹۵\%$ ،  $۶۸۷۶ \text{ h}/\text{\$}$  و  $۱۱۲۴۲ \text{ h}/\text{\$}$  بیان گردید. همچنین آن‌ها نشان دادند که هزینه توان تولیدی توربین گاز با افزایش دمای هلیوم ورودی به توربین افزایش می‌یابد. یک سیکل ترکیبی جدید کالینا و توربین گاز هلیوم رآکتور توسط محمودی و همکاران [۲۱] پیشنهاد شد. نتایج مطالعه پارامتریک با هدف مشخص کردن تأثیر پارامترهای مختلف تصمیم‌گیری مانند نسبت فشار کمپرسور، نسبت فشار پمپ، غلظت آمونیاک بر بازده اگزرژی سیکل و هزینه واحد محصول تولیدی انجام گرفت. نتایج این مطالعات نشان می‌دهد که بازده اگزرژی این سیکل به ترتیب حدود  $۸/۷\%$  و  $۰/۶۴\%$  بیشتر از سیکل توربین گاز هلیوم رآکتور تنها و سیکل ترکیبی توربین گاز رآکتور هلیوم با سیکل کالینا  $۳۴ \text{ S}$  می‌باشد. نتایج همچنین نشان می‌دهد که هزینه واحد محصول تولیدی این سیکل  $۱۱/۳\%$  و  $۲/۵۳\%$  پایین‌تر از دو سیکل مذکور می‌باشد. علاوه بر آن دبی جرمی هلیوم در سیکل پیشنهادی کم‌تر از سیکل توربین گاز هلیوم رآکتور است که باعث کاهش حجم سیستم و نتیجتاً کاهش هزینه‌های سیستم می‌شود. ربیعی و همکاران [۲۲] سیستم ترکیبی شامل سیکل توربین گازی با رآکتور مدولار هلیوم، سیکل کالینا و سیکل جذبی آب-آمونیاک را از منظر انرژی، اگزرژی و اگزرژی-اقتصادی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها بیان کردند که استفاده از سیکل کالینا و سیکل جذبی به عنوان سیکل پایینی نقش مهمی در جلوگیری از هدررفت انرژی اتلافی سیکل توربین گازی و افزایش بازده سیکل دارد. نتایج شبیه‌سازی حاکی از آن است که کار سیکل  $۳۰۴۶۲ \text{ kW}$ ، بازگشت‌ناپذیری کلی  $\text{kW}$   $۲۸۹۷۶۶$  و بازده اگزرژی کلی سیکل تولید هم‌زمان  $۶۸/۹$  درصد می‌باشد. یاری و سید محمودی [۲۳] از انواع مختلف سیکل رانکین برای بازیافت گرمای اتلافی یک رآکتور توربین گاز استفاده کردند. عملکرد سیکل‌های ترکیبی از نقطه‌نظر قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج نشان می‌دهد که سیکل رانکین ارگانیک ساده عملکرد بهتری نسبت



<sup>1</sup> Gas turbine-modular helium reactor/ organic rankine cycle

شکل ۱. پیکربندی سیکل ترکیبی توربین گاز رآکتور هلیوم با سیکل رانکین آلی

Fig. 1. Schematic diagram for the combined GT-MHR/ORC<sup>1</sup>.

## ۲- توصیف سیستم

طرح سیکل ترکیبی توربین گاز رآکتور هلیوم مدولار- سیکل رانکین آلی در شکل ۱ نشان داده شده است. سیکل توربین گاز رآکتور هلیوم مدولار شامل کمپرسور، توربین، رآکتور هسته‌ای، بازیاب، پیش‌خنک‌کننده، اواپراتور و سوپرهیتر است. در این سیکل، هلیوم در رآکتور گرما دریافت و از آن با بیشینه دمای سیکل خارج می‌شود (۱). هلیوم گرم شده در توربین گازی منبسط می‌شود تا قبل از عبور از بازیاب، توان تولید کند. هلیوم پس از انتقال حرارت در بازیاب (۲-۳) در دمای حدود ۲۰۰ درجه سانتیگراد به ترتیب وارد سوپرهیتر، اواپراتور و پیش‌خنک‌کن می‌شود. در پیش‌خنک‌کن، هلیوم تا دمای حدوداً ۲۸ درجه سانتیگراد سرد می‌شود (۶) تا کار مورد نیاز کمپرسور برای فشرده کردن جریان کاهش یابد (۶-۷). در سوپرهیتر و اواپراتور انتقال حرارتی که از هلیوم به سیال R601 صورت می‌گیرد گرمای مورد نیاز برای به راه انداختن سیکل رانکین ساده را فراهم می‌کند. نوع سیال عامل

گاز رآکتور هلیوم به دلیل ویژگی‌های امیدوارکننده‌اش تا به حال مورد توجه بسیاری از محققین قرار گرفته است. همچنین، می‌توان دریافت که تجزیه و تحلیل اگزرژی پیشرفته اطلاعات مفیدی را ارائه می‌دهد که از تجزیه و تحلیل اگزرژی معمولی قابل دستیابی نیست. بررسی مطالعات نشان می‌دهد که تاکنون سیکل ترکیبی توربین گاز رآکتور هلیوم با سیکل رانکین آلی تاکنون از دیدگاه تحلیل اگزرژی پیشرفته مورد بررسی قرار نگرفته است. این امر با توجه به این که تعامل بین اجزای سیستم می‌تواند نقش مهمی در شناسایی نقاط ضعف سیستم از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک داشته باشد، حائز اهمیت می‌باشد. کار حاضر تلاشی است برای رفع این کمبود اطلاعات و آشکار کردن منابع واقعی برگشت‌ناپذیرها و پتانسیل واقعی بهبود سیکل ترکیبی توربین گاز رآکتور هلیوم با سیکل رانکین آلی. امید است نتایجی که از تجزیه اگزرژی پیشرفته حاصل می‌شود، برای مهندسان و طراحان مفید واقع شود.

جدول ۱. داده‌های ورودی شبیه‌سازی سیکل ترکیبی توربین گازی با رآکتور هلیوم - سیکل رانکین آلی در شرایط واقعی [۱۶].

Table 1. The input data for the simulation of the GT-MHR/ORC under real operating condition [16].

پارامترها	نماد	مقدار
دمای محیط	$T_c$ (°C)	۲۵
فشار محیط	$P_c$ (bar)	۱
نسبت فشار کمپرسور	$r_c$	۲/۵
نسبت فشار توربین	$r_{p,t}$	۲/۳۲
گرمای رآکتور	$\dot{Q}_{core}$ (MW)	۶۰۰
دمای بیشینه سیکل	$T_1$ (°C)	۸۵۰
بازده پلی تروپیک کمپرسور	$\eta_{P,C}$ (%)	$0.916 - 0.175 \ln(r_c)$
بازده پلی تروپیک توربین گازی	$\eta_{P,GT}$ (%)	$0.932 - 0.117 \ln(r_{p,t})$
ضریب کارایی بازیاب	$\epsilon_{Rec}$ (%)	۰/۹۵
کارایی پیش خنک‌کن	$\epsilon_{PC}$ (%)	۰/۹۵
اختلاف دمای کمینه در سوپرهیتر	$\Delta T_{sup}$ (°C)	۰
بازده توربین سیکل رانکین آلی	$\eta_T$ (%)	۰/۸۵
بازده پمپ	$\eta_P$ (%)	۰/۸۵

- توربین و کمپرسور در سیکل توربین گاز دارای بازده پلی‌تروپیک می‌باشند که روابط مربوط به آن‌ها در جدول ۱ ارائه شده است.
  - کارآمدی برای مبدل بازیاب و پیش‌خنک کننده ۰/۹۵ فرض شده است.
  - بازده آیزنتروپیک توربین و پمپ در سیکل رانکین ۰/۸۵ می‌باشد.
  - مقدار افت فشار اجزای مختلف سیکل در جدول ۵ آورده شده است.
- داده‌های ورودی برای شبیه‌سازی سیکل ترکیبی توربین گاز رآکتور هلیوم با سیکل رانکین آلی در شرایط عملکردی واقعی نیز در جدول ۱ آورده شده است.

### ۳- تحلیل ترمودینامیکی سیستم

#### ۳-۱- تحلیل انرژی و انرژی معمولی

به منظور تحلیل ترمودینامیکی سیکل، هریک از اجزاء آن به عنوان یک حجم کنترل در نظر گرفته شده و قوانین بقای جرم و انرژی به صورت زیر بر آن اعمال می‌شود. برای فرآیندهای حالت پایا با صرف نظر کردن از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل، قوانین بقای جرم و انرژی به صورت زیر

نقش مهمی در عملکرد سیکل رانکین آلی دارد. در کار حاضر،  $R601$  به دلیل ویژگی‌های ترمودینامیکی و محیطی مناسب مانند صفر بودن پتانسیل تخریب لایه ازون و صفر بودن پتانسیل گرمایش جهانی به عنوان سیال عامل سیکل رانکین در نظر گرفته شده است.  $R601$  یک سیال خشک است که موجب فرسایش و خوردگی تیغه‌های توربین نمی‌شود. بدین ترتیب دمای جریان (۱۰-۱۱) با دریافت گرما افزایش و وارد توربین سیکل رانکین ساده می‌شود و پس از تولید توان در کندانسور خنک شده (۱۳-۹) و وارد پمپ می‌شود (۹-۱۰) تا فشار افزایش یابد و این سیکل به کار خود ادامه می‌دهد.

شبیه‌سازی‌ها با استفاده از نرم افزار حل معادلات مهندسی<sup>۱</sup> مدل‌سازی شده است. فرضیات مورد استفاده در شبیه‌سازی سیکل در زیر ارائه شده است [۱۵ و ۱۶]:

- سیستم در شرایط پایا کار می‌کند.
- تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل نادیده گرفته می‌شود.
- انتقال گرما به محیط در پیش‌خنک‌کن و کندانسور صورت می‌گیرد.

1 Engineering Equations Solver (EES)

بیان می‌شود [۱۵]:

در این معادلات  $\dot{W}_{net}$  کل توان تولیدی سیکل می‌باشد که به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (۱)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{GT} + \dot{W}_{ORC} - \dot{W}_C - \dot{W}_{pump} \quad (۸)$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_e h_e + \dot{W} \quad (۲)$$

معادله مورد استفاده در بررسی انرژی برای جزء  $k$  به صورت زیر می‌باشد [۴]:

$$\dot{E}_Q + \sum \dot{m}_i e_i = \sum \dot{m}_e e_e + \dot{W} + \dot{E}_D \quad (۳)$$

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{F,k} - \dot{E}_{P,k} \quad (۹)$$

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (۱۰)$$

در روابط فوق  $\dot{m}$ ،  $h$ ،  $e$ ،  $Q$  و  $\dot{W}$  به ترتیب نرخ دبی، آنتالپی، انرژی ویژه، نرخ گرمای انتقال یافته و توان تولیدی سیکل را نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که اندیس‌های  $i$  و  $e$  اشاره به جریان ورودی و خروجی به حجم کنترل دارند. همچنین  $\dot{E}_D$  نرخ نابودی انرژی و  $\dot{E}_Q$  نرخ انرژی مربوط به انتقال گرماست که به صورت زیر تعریف می‌شود [۴].

$$\dot{E}_Q = \sum \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q} \quad (۴)$$

در این روابط  $\dot{E}_{P,k}$ ،  $\dot{E}_{F,k}$ ،  $\dot{E}_{D,k}$  به ترتیب نرخ نابودی انرژی، نرخ انرژی سوخت و نرخ انرژی محصول جزء  $k$  می‌باشد.  $\varepsilon_k$  نشانگر بازده انرژی جزء مورد نظر می‌باشد. همچنین، معادلات انرژی و انرژی سیکل ترکیبی توربین گاز راکتور هلیوم با سیکل رانکین آلی در جدول ۲ ارائه شده است.

در این سیکل با توجه به عدم وجود تغییرات شیمیایی و با چشم پوشی از قابلیت کاردهی انرژی جنبشی و پتانسیل، انرژی جریانی فقط شامل انرژی فیزیکی می‌باشد:

$$e_{ph} = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (۵)$$

### ۳-۲- تحلیل انرژی پیشرفته

تحلیل انرژی پیشرفته روشی مناسب برای مشخص کردن تأثیر عملکرد اجزای یک سیکل بر یکدیگر و نتایجاً تعیین پتانسیل واقعی بهبود کارایی یک سیکل می‌باشد. که این کار با تقسیم نابودی انرژی به بخش‌های درونزا/ برونزا و اجتناب‌پذیر/ اجتناب‌ناپذیر امکان‌پذیر است. در واقع نتایج تحلیل انرژی پیشرفته نشان می‌دهد که بخشی از مقدار نابودی انرژی هر جزء ناشی از ناکارآمدی خود جزء بوده و بخش دیگر ناشی از تأثیر برگشت‌ناپذیری سایر اجزای سیستم بر عملکرد آن جزء می‌باشد.

بازده قانون اول و بازده انرژی برای سیکل مورد مطالعه به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_R} \quad (۶)$$

همان طور که اشاره شد نابودی انرژی جزء  $k$  را می‌توان به دو بخش درونزا<sup>۱</sup> و برونزا<sup>۲</sup> تقسیم کرد [۴]:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{QR}} \quad (۷)$$

1 Endogenous

2 Exogenous



جدول ۲. معادلات انرژی و اگزرژی سیکل ترکیبی توربین گازی با رآکتور هلیوم - سیکل رانکین آلی

Table 2. Energy and exergy balance equations of the GT-MHR/ORC.

معادلات اگزرژی	معادلات انرژی	اجزاء
$\dot{E}_{D,GT} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 - \dot{W}_{GT}$	$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_1(h_1 - h_2)$ $\eta_{GT} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$	توربین گازی
$\dot{E}_{D,R} = \dot{E}_8 - \dot{E}_1 + \dot{E}_{Q_R}$	$\dot{Q}_R = \dot{m}_1(h_1 - h_8)$	رآکتور
$\dot{E}_{D,C1} = \dot{E}_6 - \dot{E}_7 + \dot{W}_{C1}$	$\dot{W}_C = \dot{m}_7(h_7 - h_6), \eta_{C1} = \frac{h_{7s} - h_6}{h_7 - h_6}$	کمپرسور
$\dot{E}_{D,Rec} = \dot{E}_7 + \dot{E}_2 - \dot{E}_3 - \dot{E}_8$	$\varepsilon_{Rec} = \frac{T_8 - T_7}{T_2 - T_7}$ $(h_2 - h_3) = (h_8 - h_7)$	بازیاب
$\dot{E}_{D,Sup} = \dot{E}_{11} + \dot{E}_3 - \dot{E}_4 - \dot{E}_{12}$	$\dot{m}_1(h_3 - h_4) = \dot{m}_{11}(h_{12} - h_{11})$	سوپرهیتر
$\dot{E}_{D,Eva} = \dot{E}_4 + \dot{E}_{10} - \dot{E}_{11} - \dot{E}_5$	$\dot{m}_1(h_4 - h_5) = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{10})$	اواپراتور
$\dot{E}_{D,HRS} = \dot{E}_3 + \dot{E}_{10} - \dot{E}_{12} - \dot{E}_5$	$\dot{m}_1(h_3 - h_5) = \dot{m}_{10}(h_{12} - h_{10})$	ژنراتور بخار با قابلیت بازیابی گرما <sup>۱</sup>
$\dot{E}_{D,PC} = \dot{E}_5 + \dot{E}_{14} - \dot{E}_6 - \dot{E}_{15}$	$\varepsilon_{PC} = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_{14}}$ $\dot{m}_5(h_5 - h_6) = \dot{m}_{14}(h_{15} - h_{14})$	پیش خنک کن
$\dot{E}_{D,P} = \dot{E}_9 - \dot{E}_{10} + \dot{W}_P$	$\dot{W}_P = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_9), \eta_P = \frac{h_{10s} - h_9}{h_{10} - h_9}$	پمپ
$\dot{E}_{D,cond} = \dot{E}_{13} + \dot{E}_{17} - \dot{E}_9 - \dot{E}_{18}$	$\dot{m}_{13}(h_{13} - h_9) = \dot{m}_{16}(h_{17} - h_{16})$	کندانسور
$\dot{E}_{D,T,ORC} = \dot{E}_{12} - \dot{E}_{13} - \dot{W}_{T,ORC}$	$\dot{W}_{T,ORC} = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13})$ $\eta_{T,ORC} = \frac{h_{12} - h_{13}}{h_{12} - h_{13s}}$	توربین رانکین

<sup>1</sup> Heat recovery steam generator

$(\dot{E}_{D,k}^{UN})$  تقسیم کرد. که بخش اجتناب پذیر اشاره به آن بخش از نابودی اگزرژی دارد که با اصلاح جزء مورد نظر و یا بهبود سایر اجزای سیکل امکان کاهش آن وجود دارد. این در حالی است که بخش اجتناب پذیر به دلیل محدودیت های فنی اشاره به بخش غیرقابل کاهش نابودی اگزرژی دارد [۴ و ۵].

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{AV} + \dot{E}_{D,k}^{UN} \quad (12)$$

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{EN} + \dot{E}_{D,k}^{EX} \quad (11)$$

بخش درونزای نابودی اگزرژی  $(\dot{E}_{D,k}^{EN})$  به دلیل برگشت ناپذیری داخلی خود جزء و بخش برونزای نابودی اگزرژی  $(\dot{E}_{D,k}^{EX})$  به علت برگشت ناپذیری سایر اجزاء سیکل بر عملکرد جزء مورد نظر می باشد. همچنین می توان نابودی اگزرژی در هر جزء را به دو بخش اجتناب پذیر<sup>۱</sup>  $(\dot{E}_{D,k}^{AV})$  و اجتناب ناپذیر<sup>۲</sup>

- 1 Avoidable
- 2 Unavoidable

قرار گرفته است.

در تحلیل انرژی پیشرفته، ابتدا نرخ نابودی انرژی درونزا ( $\dot{E}_{D,k}^{EN}$ ) برای جزء  $k$  محاسبه می‌شود، که برای محاسبه آن تمام اجزای سیکل در شرایط ایده‌آل و جزء مورد نظر در شرایط واقعی در نظر گرفته می‌شود. با دست داشتن نابودی انرژی برای جزء مورد بررسی با استفاده از رابطه (۱۱) مقدار نابودی انرژی برونزا ( $\dot{E}_{D,k}^{EX}$ ) نیز قابل حصول است. همچنین مقدار نابودی انرژی اجتناب‌ناپذیر ( $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ ) نیز با در نظر گرفتن شرایط اجتناب‌ناپذیر به جای شرایط واقعی برای اجزای سیستم تعیین می‌شود. نابودی انرژی اجتناب‌پذیر نیز از معادله (۱۲) به دست می‌آید. علاوه بر آن با در نظر گرفتن جزء مورد مطالعه در شرایط اجتناب‌ناپذیر و سایر اجزاء در شرایط ایده‌آل بخش ( $\dot{E}_{D,k}^{EN,UN}$ ) محاسبه می‌شود. با در دست داشتن  $\dot{E}_{D,k}^{EN,UN}$  و به کمک معادلات (۱۳) تا (۱۶) می‌توان سایر بخش‌های نابودی انرژی را به دست آورد. در شکل ۲ الگوریتم مراحل انجام محاسبات مربوط به سیکل ترکیبی توربین گاز راکتور هلیوم با سیکل رانکین آلی نشان داده شده است.

فرضیات مورد استفاده در تحلیل سیکل ترکیبی توربین گازی با راکتور هلیوم - سیکل رانکین آلی در شرایط واقعی، ایده‌آل و اجتناب‌ناپذیر در جدول ۳ آورده شده است. لازم به ذکر است که برای تحلیل سیکل در شرایط ایده‌آل و اجتناب‌ناپذیر توان خالص کل سیستم برابر با توان خالص کل سیستم در شرایط واقعی در نظر گرفته شده است.

#### ۴- اعتبار سنجی نتایج

در این کار، ابتدا سیکل ترکیبی توربین گازی با راکتور هلیوم- سیکل رانکین آلی مورد تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی قرار گرفت و با نتایج منتشر شده توسط زارع و همکاران [۱۵] (با استفاده از نرم افزار حل معادلات مهندسی) مورد مقایسه و اعتبارسنجی قرار گرفت. با مراجعه به جدول ۴ مشاهده می‌شود که نتایج به دست آمده در این کار مطابقت خوبی با نتایج حاصل از مرجع مذکور دارد و حداکثر خطای مدل حاضر کمتر از ۵ درصد می‌باشد. داده‌های ورودی مورد استفاده در شبیه سازی سیکل ترکیبی توربین گازی با راکتور هلیوم - سیکل رانکین آلی در جدول ۱ آورده شده است. همچنین فرضیات به کار برده شده برای تحلیل سیکل مورد نظر در شرایط واقعی، ایده‌آل و اجتناب‌ناپذیر در جدول ۳ ارائه شده است.

#### ۵- تحلیل و بررسی نتایج

در کار حاضر، با در نظر گرفتن هر یک از اجزای سیکل به عنوان حجم

نابودی انرژی اجتناب‌ناپذیر زمانی قابل حصول است که اجزاء سیکل با بازده انرژی اجتناب‌ناپذیر ( $\varepsilon_k^{UN}$ ) خود عمل کنند. باید اشاره کرد که بازده انرژی اجتناب‌ناپذیر همان بیشترین بازده قابل دستیابی با در نظر گرفتن محدودیت‌های صنعتی است. با توجه به مطالب ذکر شده در فوق، نابودی انرژی اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر را می‌توان به دو قسمت زیر تقسیم کرد:

$$\dot{E}_{D,k}^{AV} = \dot{E}_{D,k}^{EX,AV} + \dot{E}_{D,k}^{EN,AV} \quad (13)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{UN} = \dot{E}_{D,k}^{EX,UN} + \dot{E}_{D,k}^{EN,UN} \quad (14)$$

همچنین با تقسیم نابودی انرژی درونزا و برونزا به دو قسمت اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر داریم:

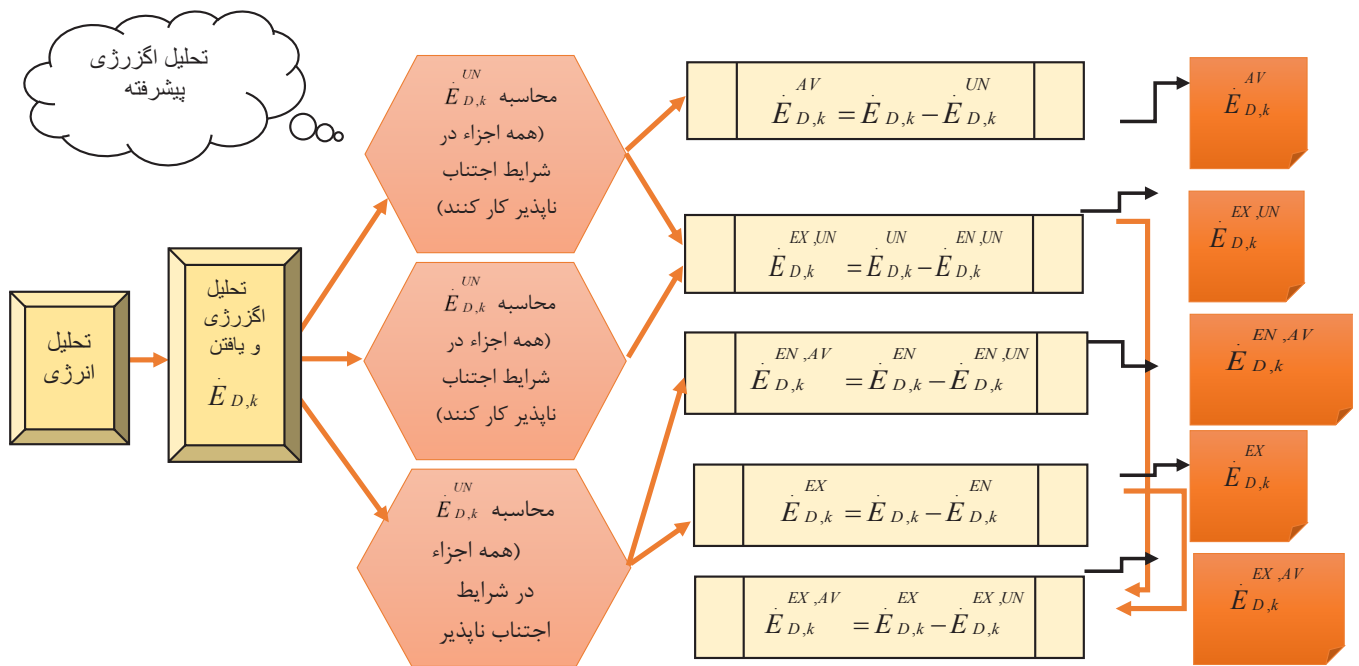
$$\dot{E}_{D,k}^{EN} = \dot{E}_{D,k}^{EN,AV} + \dot{E}_{D,k}^{EN,UN} \quad (15)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{EX} = \dot{E}_{D,k}^{EX,AV} + \dot{E}_{D,k}^{EX,UN} \quad (16)$$

در معادله (۱۵) نابودی انرژی درونزا به دو قسمت اجتناب‌پذیر ( $\dot{E}_{D,k}^{EN,AV}$ ) و اجتناب‌ناپذیر ( $\dot{E}_{D,k}^{EN,UN}$ ) تقسیم شده است. اشاره به بخش غیرقابل کاهش نابودی انرژی درونی جزء  $k$  دارد و  $\dot{E}_{D,k}^{EN,AV}$  اشاره به بخش قابل کاهش نابودی انرژی درونی جزء  $k$  دارد. همچنین  $\dot{E}_{D,k}^{EX,AV}$  (نابودی انرژی برونزای اجتناب‌پذیر) آن بخش از نابودی انرژی برونزا است که با بهبود ساختار سایر اجزاء سیکل کاهش می‌یابد و  $\dot{E}_{D,k}^{EX,UN}$  (نابودی انرژی برونزای اجتناب‌ناپذیر) است که به دلیل محدودیت‌های فنی غیرقابل کاهش است.

تحلیل انرژی پیشرفته به روش‌های مختلفی ارائه شده است که عبارتند از: روش سیکل‌های ترمودینامیکی، روش مهندسی، روش بالانس انرژی، روش اجزاء معادل و روش نظریه ساختاری [۱]. در کار حاضر روش سیکل‌های ترمودینامیکی به دلیل دقت و تطابق بالایی که دارد مورد استفاده





شکل ۲. الگوریتم محاسبات مربوط به سیکل ترکیبی توربین گاز راکتور هلیوم با سیکل رانکین آلی

Fig. 2. GT-MHR/ORC cycle calculation algorithm

نابودی انرژی توربین سیکل رانکین آلی و اواپراتور را نشان می‌دهد. نابودی انرژی سایر اجزای سیکل با تغییر  $\Delta T_{sup}$  تقریباً ثابت است لذا نمودار مربوط به آن‌ها ارائه نشده است. مطابق این شکل با افزایش  $\Delta T_{sup}$  تا ۱۵ درجه سلسیوس، نابودی انرژی کل سیکل از ۲۸۸/۴ MW تا ۲۹۱/۸ MW افزایش می‌یابد. همچنین نابودی انرژی مربوط به اواپراتور از ۲۰/۲۴ MW تا ۱۶/۸ MW افزایش و نابودی انرژی توربین سیکل رانکین آلی از ۴/۶۶ تا ۳/۸۸ کاهش می‌یابد.

نتایج نشان می‌دهد که با سوپرهیت شدن سیال خروجی از ژنراتور بخار با قابلیت بازیابی گرما، اختلاف دمای میانگین بین دو سیال افزایش پیدا می‌کند و باعث افزایش نابودی انرژی اواپراتور شده که در نتیجه آن، نابودی انرژی کل سیکل افزایش می‌یابد. از این رو با افزایش نابودی انرژی کل سیکل، بازده انرژی کاهش می‌یابد. از سوی دیگر با افزایش  $\Delta T_{sup}$  مقدار دبی سیکل رانکین آلی کاهش پیدا کرده و باعث کاهش توان تولیدی و راندمان سیکل رانکین آلی می‌شود. در نتیجه توان تولیدی کل سیکل ترکیبی توربین گاز راکتور هلیوم با سیکل رانکین آلی کاهش پیدا می‌کند و همان طور که در شکل ۳ مشاهده می‌شود بازده انرژی و انرژی

کنترل و با به کار بردن معادلات مربوط به قانون بقای جرم و قوانین اول و دوم ترمودینامیک بر روی این اجزاء، به تحلیل انرژی و انرژی سیکل پرداخته شده است.

در نتیجه مطالعه سیکل ترکیبی توربین گازی - سیکل رانکین آلی تحت شرایط واقعی، ایده‌آل و اجتناب‌ناپذیر، خواص ترمودینامیکی برای هر سه شرایط به ترتیب در جداول ۵ تا ۷ ارائه شده است. همچنین مقدار توان خروجی کل سیکل، توان خروجی توربین‌ها، توان مصرفی پمپ، توان مصرفی کمپرسور، بازده قانون اول و دوم در شرایط ایده‌آل، واقعی و اجتناب‌ناپذیر در جدول ۸ آورده شده است. مقدار توان خروجی کل و بازده قانون اول و دوم در شرایط واقعی به ترتیب برابر با ۳۰۷/۰۲ MW، ۵۱٪ و ۷۵/۲۱٪ می‌باشد. همچنین تأثیر سوپرهیت شدن سیال خروجی از ژنراتور بخار با قابلیت بازیابی گرما بر بازده قانون اول و دوم سیکل در شکل ۳ نشان داده شده است. این نمودار نشان می‌دهد که با سوپرهیت کردن سیال خروجی از ژنراتور بخار با قابلیت بازیابی گرما بازده انرژی و انرژی به ترتیب از ۵۱/۱۷ تا ۵۰/۵۵ درصد و ۷۵/۲۱ تا ۷۴/۳ درصد کاهش پیدا می‌کند.

شکل ۴ تغییرات  $\Delta T_{sup}$  بر نابودی انرژی کل سیکل و همچنین

جدول ۳. فرضیات حاکم بر سیکل ترکیبی توربین گازی با راکتور هلیوم-سیکل رانکین آلی در شرایط واقعی [۱۶]، اجتناب ناپذیر، ایده آل [۴-۷]

Table 3. The main assumptions for the components of the GT-MHR/ORC cycle under real [16], ideal and unavoidable conditions [4-7].

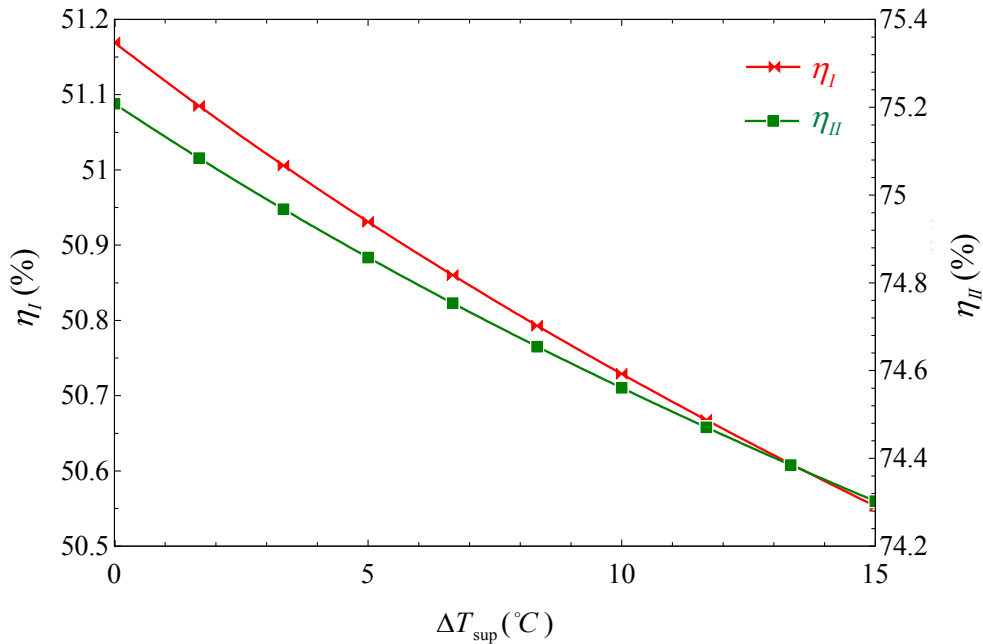
اجزای سیکل	متغییر	اجتناب ناپذیر	ایده آل	واقعی
راکتور	$\Delta p/p$	۰/۰۱	۰	۰/۰۲
توربین گازی	$\Delta T_{\min}$	۳	۰	۱۰
کمپرسور	$\eta_s$	۰/۹۵	۱	۰/۹۳
	$\eta_s$	۰/۹۵	۱	۰/۸۸
	$\varepsilon_{Rec}$	۰/۹۵	۰/۹۹	۰/۹۴۸
بازیاب	$(\Delta p/p)_{HP}$	۰/۰۱	۰	۰/۰۲
	$(\Delta p/p)_{LP}$	۰/۰۰۵	۰	۰/۰۱
اواپراتور	$\Delta T_{\min}$	۳	۰	۵
	$\Delta p/p$	۰/۰۱	۰	۰/۰۲
پیش-خنک کن	$\varepsilon_{PC}$	۰/۹۵	۰/۹۶	۰/۹۴۸
	$\Delta p/p$	۰/۰۰۵	۰	۰/۰۱
توربین سیکل رانکین آلی	$\eta_s$	۰/۹۵	۱	۰/۸۵
	$\Delta T_{\min}$	۳	۰	۵
کندانسور	$\Delta p/p$	۰/۰۰۵	۰	۰/۰۱
پمپ	$\eta_s$	۰/۹۵	۱	۰/۸۵

جدول ۴. مقایسه نتایج شبیه سازی انجام گرفته برای سیکل ترکیبی توربین گازی - رانکین آلی برای نتایج مرجع [۱۵ و ۲۹ و ۳۰].

Table 4. Comparison between the present results and those of Ref. [5] for the GT-MHR/ORC cycle.

پارامترهای عملکردی سیکل توربین گازی	مرجع [۱۵]	مرجع [۲۹]	کار حاضر	مرجع [۱۵]	مرجع [۳۰]	پارامترهای عملکردهای سیکل رانکین آلی	درصد خطا با مرجع [۲۹]	درصد خطا با مرجع [۱۵]	درصد کار حاضر	مرجع [۱۵]	مرجع [۳۰]	درصد خطا با مرجع [۳۰]
توان توربین (MW)	۵۵۲/۸	۵۳۸/۸	۵۲۶/۱	۴۸/۶۵	۴۸/۵۷	توان خروجی کل (MW)	۴/۸۲	۲/۳۵	۴۸/۰۲	۱/۲۹	۱/۱۳	
توان کمپرسور (MW)	۲۴۸/۳	۲۴۳/۸	۲۴۱/۷	۱۲/۶۸	۱۲/۶	بازده قانون اول (%)	۲/۶۵	۰/۸۶	۱۲/۳۲	۲/۸۳	۲/۲۲	
گرمای پیش خنک کن (MW)	۲۹۵/۶	۳۱۰/۲	۳۰۶/۴	۴۷/۳۸	۴۶/۸	بازده قانون دوم (%)	۳/۵۲	۱/۲۲	۴۷	۰/۸۰	۰/۴۳	
گرمای بازیاب (MW)	۹۷۰/۷	۹۶۶/۵	۹۶۸/۳				۰/۲۴	۰/۱۸				
دبی جرمی هلیوم ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )	۴۰۱/۱	۴۰۱/۰	۴۰۱				۰/۰۲	۰/۰۰				

$$T_{\max} = 900^\circ\text{C}, r_c = 2/10, T_{\text{eva}} = 120^\circ\text{C}, T_{\text{cond}} = 40^\circ\text{C},$$



شکل ۳. نمودار تأثیر تغییرات دمای سوپرهیت بر بازده انرژی و اگزرژی سیکل ترکیبی توربین گاز راکتور هلیوم با سیکل رانکین آلی

Fig. 3. Influence of  $\Delta T_{sup}$  on the energy and exergy efficiencies of GT-MHR/ORC.

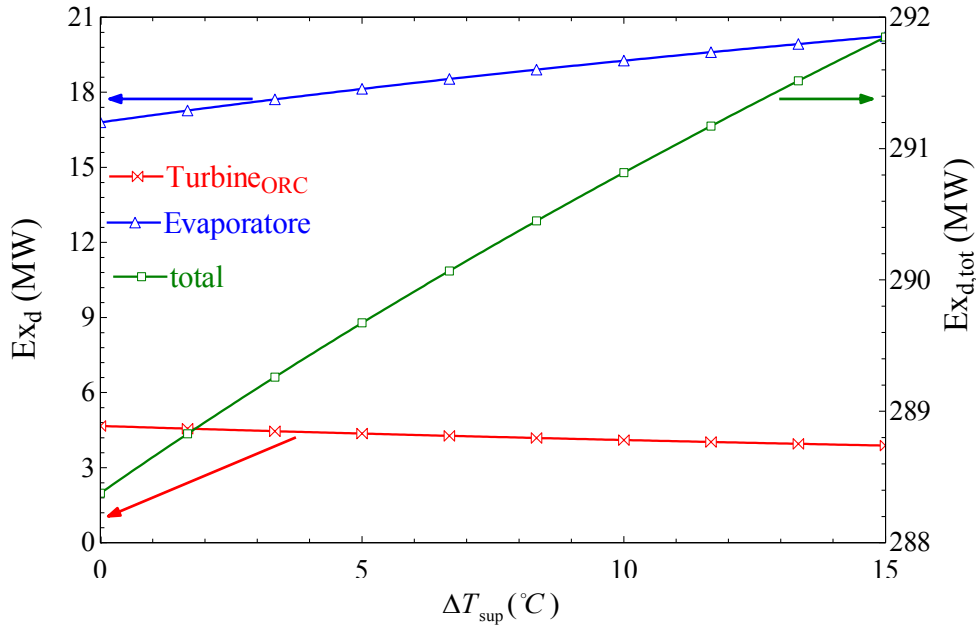
کمپرسور و گرمای مورد نیاز راکتور در شرایط ایده‌آل باعث می‌شود که بازده قانون اول و دوم در این شرایط بیشتر از شرایط واقعی و اجتناب‌ناپذیر شود. نتایج تحلیل اگزرژی سیکل برای شرایط ایده‌آل، واقعی و اجتناب‌ناپذیر در جدول ۹ ارائه شده است و مقادیر نرخ اگزرژی سوخت، نرخ اگزرژی محصول و نرخ نابودی اگزرژی برای هر کدام از اجزای سیکل در شرایط مذکور به دست آورده شده است. همچنین لازم به ذکر است که در تحلیل اگزرژی این سیکل، مقدار اگزرژی سوخت کل برابر با نرخ اگزرژی گرمای ورودی به راکتور ( $\dot{E}_{F,tot} = \dot{E}_{Q_R}$ ) و توان خروجی کل به عنوان اگزرژی محصول کل سیکل ( $\dot{E}_{P,tot} = \dot{W}_{net}$ ) در نظر گرفته شده است.

همان‌طور که پیش از این اشاره شد، تحلیل اگزرژی متداول، اولویت اصلاح اجزای سیکل را بر اساس بیشینه مقدار نابودی اگزرژی تعیین می‌کند. بنابراین با مراجعه به ستون اول جدول ۹ مشاهده می‌شود که اولویت بهبود اجزای سیکل به ترتیب به راکتور، کمپرسور، بازیاب، اواپراتور، پیش‌خنک‌کن، توربین گازی، کندانسور، توربین رانکین و در نهایت به پمپ داده می‌شود. حال آن‌که بخشی از نابودی اگزرژی در هر جزء ناشی از تأثیر ناکارآمدی عملکرد سایر اجزای سیکل می‌باشد. همچنین از نگاه دیگر نابودی اگزرژی در هر جزء به دو بخش اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر تقسیم می‌شود. در واقع

سیکل، روند نزولی خواهند داشت.

بنابراین اگرچه (مطابق شکل ۴) نابودی اگزرژی توربین سیکل رانکین آلی به دلیل افزایش دما، مقداری کاهش پیدا کرده است، ولی دلایل ذکر شده در فوق نشان می‌دهد که افزایش دمای سوپرهیت منجر به افزایش نابودی اگزرژی کل و کاهش بازده انرژی و اگزرژی می‌شود. در نتیجه در این مقاله، سیال خروجی از ژنراتور بخار با قابلیت بازیابی گرما، در حالت بخار اشباع که مطابق شکل ۳ بیشترین بازده را دارد در نظر گرفته شده است.

نتایج جدول ۸ نشان می‌دهد که مقادیر بازده قانون اول و دوم در شرایط ایده‌آل بیشتر از شرایط اجتناب‌ناپذیر و واقعی است. لازم به ذکر می‌باشد که توان خروجی کل سیکل در بررسی شرایط ایده‌آل و اجتناب‌ناپذیر برابر با مقدار توان خروجی مربوط به شرایط واقعی در نظر گرفته می‌شود. از این رو با مراجعه به این جدول مشاهده می‌شود که اگرچه بازده سیکل در شرایط ایده‌آل بیشتر از شرایط واقعی و اجتناب‌ناپذیر می‌باشد اما توان خروجی توربین‌ها در شرایط ایده‌آل کمتر از شرایط واقعی و اجتناب‌ناپذیر است. برای بررسی این مسئله با نگاهی به جداول ۵ تا ۷ می‌توان دریافت که دبی جرمی و همچنین اختلاف آنتالپی ورودی و خروجی هر دو توربین در شرایط واقعی بیشتر از شرایط ایده‌آل می‌باشد. علاوه بر آن، کاهش مقدار توان مصرفی



شکل ۴. نمودار تأثیر تغییرات دمای سوپر هیت بر نابودی انرژی کل، نابودی انرژی اگزورژر اواپراتور و توربین سیکل رانکین آلی

Fig. 4. Influence of  $\Delta T_{sup}$  on the total exergy destruction, evaporator and ORC-turbine exergy destruction.

جدول ۵. مشخصات ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل ترکیبی توربین گازی با راکتور هلیوم - سیکل رانکین آلی در شرایط واقعی

Table 5. Thermodynamic properties at different state points of the GT-MHR/ORC cycle under real conditions.

نرخ اگزورژر $\dot{E}$ (MW)	دبی جرمی $\dot{m}$ (kg/s)	آنترپی $s$ (kJ/kgK)	آنتالپی $h$ (kJ/kg)	فشار $P$ (bar)	دما $T$ (°C)	نقاط سیکل
۱۷۳۷	۳۶۴	۲۹/۹	۴۲۸۴	۶۰/۶۴	۸۵۰	۱
۱۱۵۹	۳۶۴	۳۰/۰۴	۲۷۳۶	۲۶/۲۷	۵۵۱/۹	۲
۸۰۲/۸۷	۳۶۴	۲۷/۱۹	۹۰۸/۷	۲۵/۷۶	۲۰۰	۳
۸۰۲/۸۷	۳۶۴	۲۷/۱۹	۹۰۸/۷	۲۵/۷۶	۲۰۰	۴
۷۴۳/۹۵	۳۶۴	۲۶/۰۳	۳۹۹/۴	۲۵/۲۵	۱۰۱/۹	۵
۷۲۵/۷۳	۳۶۴	۲۴/۹۲	۲۰/۷۷	۲۵	۲۹	۶
۹۸۹/۷۳	۳۶۴	۲۵/۱۳	۸۰۸/۵	۶۲/۵	۱۸۰/۷	۷
۱۳۲۹	۳۶۴	۲۸/۱۳	۲۶۳۶	۶۱/۸۸	۵۳۲/۶	۸
۰/۱۲۲	۳۲۳	۰/۰۷۱۲	۲۱/۳۴	۰/۹۸۴	۳۰	۹
۱/۰۹۶	۳۲۳	۰/۰۷۲۹۳	۲۴/۸۷	۱۹/۳	۳۵/۸۸	۱۰
۴۳/۲۲	۳۲۳	۱/۴۶۳	۵۶۹/۸	۱۸/۹۲	۱۶۰	۱۱
۴۳/۲۲	۳۲۳	۱/۴۶۳	۵۶۹/۸	۱۸/۹۲	۱۶۰	۱۲
۷/۱۷۸	۳۲۳	۱/۵۱۲	۴۷۲/۷	۰/۹۹۳۸	۸۵/۱۳	۱۳
.	۳۲۹۵	۰/۳۶۶۹	۱۰۴/۸	۱	۲۵	۱۴
۲/۲۳۸	۳۲۹۵	۰/۵۰۴۹	۱۴۶/۷	۱	۳۵	۱۵
.	۳۴۸۵	۰/۳۶۶۹	۱۰۴/۸	۱	۲۵	۱۶
۲/۳۶۸	۳۴۸۵	۰/۵۰۴۹	۱۴۶/۷	۱	۳۵	۱۷

جدول ۶. مشخصات ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل ترکیبی توربین گازی با رآکتور هلیوم - سیکل رانکین آلی در شرایط ایده‌آل

Table 6. Thermodynamic properties at different state points of the GT-MHR/ORC cycle under ideal conditions.

نرخ انرژی	دبی جرمی	آنترپی	آنآلی	فشار	دما	نقاط سیکل
$\dot{E}$ (MW)	$\dot{m}$ (kg/s)	$s$ (kJ/kgK)	$h$ (kJ/kg)	$P$ (bar)	$T$ (°C)	
۱۳۲۲	۲۷۵/۹	۲۹/۸۴	۴۲۸۴	۶۲/۵	۸۵۰	۱
۸۲۸/۲	۲۷۵/۹	۲۹/۸۴	۲۴۹۴	۲۵	۵۰۵/۴	۲
۵۸۶/۷	۲۷۵/۹	۲۶/۸۷	۷۳۳/۱	۲۵	۱۶۶/۲	۳
۵۸۶/۷	۲۷۵/۹	۲۶/۸۷	۷۳۳/۱	۲۵	۱۶۶/۲	۴
۵۶۹/۷۵	۲۷۵/۹	۲۶/۳۶	۵۱۹/۳	۲۵	۱۲۵	۵
۵۵۰/۰۹	۲۷۵/۹	۲۴/۹۲	۲۰/۷۷	۲۵	۲۹	۶
۷۴۱/۷۲	۲۷۵/۹	۲۴/۹۲	۷۱۵/۳	۶۲/۵	۱۶۲/۸	۷
۹۸۱/۷۶	۲۷۵/۹	۲۷/۹۱	۲۴۷۷	۶۲/۵	۵۰۱/۹	۸
۰/۰۱۷	۴۳/۸۸	۰/۰۷۱۲	۲۱/۳۴	۰/۹۸۴	۲۵	۹
۰/۱۴۵	۴۳/۸۸	۰/۰۷۱۲۱	۲۴/۲۸	۱۸/۹۲	۳۵/۶۵	۱۰
۵/۸۷۱	۴۳/۸۸	۱/۴۶۳	۵۶۹/۸	۱۸/۹۲	۱۶۰	۱۱
۵/۷۸۱	۴۳/۸۸	۱/۴۶۳	۵۶۹/۸	۱۸/۹۲	۱۶۰	۱۲
۰/۸۳۹	۴۳/۸۸	۱/۴۶۳	۴۵۵/۲	۰/۹۸۴	۷۶/۰۵	۱۳
۰	۳۲۸۸	۰/۳۶۶۹	۱۰۴/۸	۱	۲۵	۱۴
۲/۲۳۳	۳۲۸۸	۰/۵۰۴۹	۱۴۶/۷	۱	۳۵	۱۵
۰	۴۵۵/۱	۰/۳۶۶۹	۱۰۴/۸	۱	۲۵	۱۶
۰/۳۰۹	۴۵۵/۱	۰/۵۰۴۹	۱۴۶/۷	۱	۳۵	۱۷

جدول ۷. مشخصات ترمودینامیکی سیکل ترکیبی توربین گازی با رآکتور هلیوم - سیکل رانکین آلی در شرایط اجتناب‌ناپذیر

Table 7. Thermodynamic properties of the GT-MHR/ORC cycle under unavoidable conditions.

نرخ انرژی	دبی جرمی	آنترپی	آنآلی	فشار	دما	نقاط سیکل
$\dot{E}$ (MW)	$\dot{m}$ (kg/s)	$s$ (kJ/kgK)	$h$ (kJ/kg)	$P$ (bar)	$T$ (°C)	
۱۵۰۷	۳۱۵/۲	۲۹/۸۷	۴۲۸۴	۶۱/۵۷	۸۵۰	۱
۹۸۰/۶۷	۳۱۵/۲	۲۹/۹۸	۲۶۴۶	۲۵/۶۳	۵۳۴/۵	۲
۶۸۵/۱۷	۳۱۵/۲	۲۷/۰۹	۸۴۶/۶	۲۵/۳۸	۱۸۸	۳
۶۸۵/۱۷	۳۱۵/۲	۲۷/۰۹	۸۴۶/۶	۲۵/۳۸	۱۸۸	۴
۶۴۴/۲۲	۳۱۵/۲	۲۶/۰۸	۴۱۵/۴	۲۵/۱۳	۱۰۵	۵
۶۲۸/۳۶	۳۱۵/۲	۲۴/۹۲	۲۰/۷۷	۲۵	۲۹	۶
۸۵۰/۹۶	۳۱۵/۲	۲۵/۰۱	۷۵۱/۹	۶۲/۵	۱۶۹/۸	۷
۱۱۳۵	۳۱۵/۲	۲۸/۰۲	۲۵۵۱	۶۲/۱۹	۵۱۶/۳	۸
۰/۰۷۶	۲۰۰/۱	۰/۰۷۱۲	۲۱/۳۴	۰/۹۸۴	۲۸	۹
۰/۶۷	۲۰۰/۱	۰/۰۷۱۷۲	۲۴/۴۷	۱۹/۱۱	۳۵/۷۲	۱۰
۲۶/۷۷	۲۰۰/۱	۱/۴۶۳	۵۶۹/۸	۱۸/۹۲	۱۶۰	۱۱
۲۶/۷۷	۲۰۰/۱	۱/۴۶۳	۵۶۹/۸	۱۸/۹۲	۱۶۰	۱۲
۴/۰۴	۲۰۰/۱	۱/۴۷۹	۴۶۱/۱	۰/۹۸۸۹	۷۹/۱۴	۱۳
۰	۲۹۷۳	۰/۳۶۶۹	۱۰۴/۸	۱	۲۵	۱۴
۲/۰۲	۲۹۷۳	۰/۵۰۴۹	۱۴۶/۷	۱	۳۵	۱۵
۰	۲۱۰۳	۰/۳۶۶۹	۱۰۴/۸	۱	۲۵	۱۶
۱/۴۳	۲۱۰۳	۰/۵۰۴۹	۱۴۶/۷	۱	۳۵	۱۷

جدول ۸. پارامترهای عملکردی سیکل ترکیبی توربین گازی-رانکین آلی در شرایط واقعی، ایده‌آل و اجتناب‌ناپذیر

Table 8. Performance parameters of GT-MHR/ORC cycle in real, ideal, and unavoidable conditions.

شرایط عملکردی سیکل	توان تولیدی توربین رانکین (MW)	توان توربین گازی (MW)	کل توان تولیدی سیکل (MW)	توان مصرفی کمپرسور (MW)	توان مصرفی پمپ (MW)	بازده قانون دوم (%)	بازده قانون اول (%)
	$\dot{W}_{T-ORC}$	$\dot{W}_{GT}$	$\dot{W}_{net}$	$\dot{W}_C$	$\dot{W}_P$	$\eta_{II}$	$\eta_I$
واقعی	۳۱/۳۷۴	۵۶۳/۵۲	۳۰۷/۰۲	۲۸۶/۷۴	۱/۱۴	۷۵/۲۱	۵۱/۱۷
ایده‌آل	۵/۰۳۱	۴۹۳/۷۵	۳۰۷/۰۲	۱۹۱/۶۳	۰/۱۲۹	۹۰/۲۵	۶۱/۵۷
اجتناب‌ناپذیر	۲۱/۷۵۷	۵۱۶/۳۱	۳۰۷/۰۲	۲۳۰/۴۲	۰/۶۲۵	۸۲/۵۱	۵۶/۲۲

جدول ۹. نتایج تحلیل انرژی سیکل ترکیبی توربین گازی راکتور هلیوم - سیکل رانکین آلی در شرایط واقعی، ایده‌آل، اجتناب‌ناپذیر

Table 9. The exergy analysis results of the GT-MHR/ORC cycle in real, ideal, unavoidable conditions.

اجزای سیکل	واقعی			ایده آل			اجتناب‌ناپذیر		
	$\dot{E}_{F,k}$ (MW)	$\dot{E}_{P,k}$ (MW)	$\dot{E}_{D,k}$ (MW)	$\dot{E}_{F,k}$ (MW)	$\dot{E}_{P,k}$ (MW)	$\dot{E}_{D,k}$ (MW)	$\dot{E}_{F,k}$ (MW)	$\dot{E}_{P,k}$ (MW)	$\dot{E}_{D,k}$ (MW)
کمپرسور	۲۸۶/۷۴	۲۶۴	۲۲/۷۴	۱۸۸/۹	۱۸۸/۹	۰	۲۲۷۷/۹	۲۲۰/۱۴	۷/۷۳
کندانسور	۷/۰۵۶	۲/۳۷	۴/۶۸۸	۰/۸۲	۰/۳۰۸	۰/۵۱۲	۳/۹۶	۱/۴۳	۲/۵۳
اوپراتور	۵۸/۹۲	۴۲/۱۲	۱۶/۸	۱۶/۷۴	۵/۷۰۷	۱۱/۰۳	۴۰/۶۵	۲۶/۰۸	۱۴/۵۷
پیش‌خنک‌کن	۱۸/۲۲	۲/۲۴	۱۵/۹۸	۱۹/۳۸	۲/۲۰۲	۱۷/۱۸	۱۵/۶۸	۱/۹۹۷	۱۳/۶۸
پمپ	۱/۱۴	۰/۹۷۳	۰/۱۶۶	۰/۱۲۸	۰/۱۲۸	۰	۰/۶۲۴	۰/۵۹۳	۰/۰۳۱
راکتور	۶۰۰	۴۰۸/۲۲	۱۹۱/۷۸	۴۹۶	۳۳۹/۷	۱۵۶/۲	۵۴۳/۷	۳۷۱/۵	۱۷۲/۲
بازتاب	۳۵۶/۱۳	۳۳۹/۲۷	۱۶/۸۶	۲۴۴/۰۷	۲۴۲/۶	۱/۴۸	۲۹۷/۲۳	۲۸۵/۷	۱۱/۵۲
توربین گازی	۵۷۸/۲۲	۵۶۳/۵۲	۱۴/۷	۴۹۱/۰۲	۴۹۱/۰۲	۰	۵۲۳/۸	۵۱۳/۸	۱۰/۰۳
توربین رانکین	۳۶/۰۴	۳۱/۳۷	۴/۶۷	۵/۰۱۵	۵/۰۱۵	۰	۲۲/۷۱	۲۱/۷۴	۰/۹۷۳



جدول ۱۰. نتایج تحلیل انرژی پیشرفته سیکل ترکیبی توربین گازی راکتور هلیوم - سیکل رانکین آلی

Table 10. The results of advanced exergy analysis for the GT-MHR/ORC.

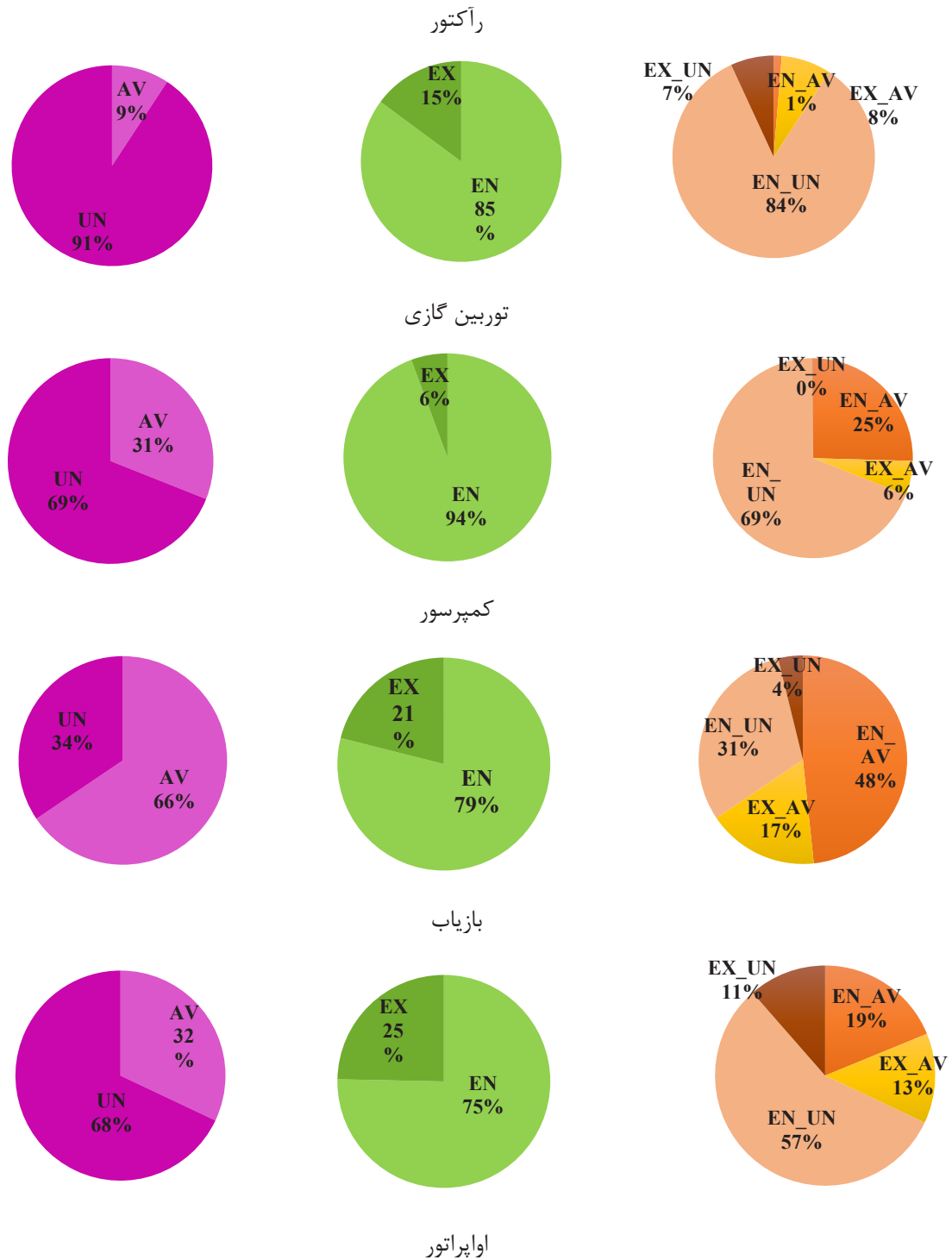
نرخ نابودی انرژی اجتناب‌ناپذیر		نرخ نابودی انرژی اجتناب‌پذیر		نرخ نابودی انرژی		نرخ نابودی انرژی		نرخ نابودی انرژی	اجزای سیکل
$\dot{E}_{D,k}^{EX,UN}$	$\dot{E}_{D,k}^{EN,UN}$	$\dot{E}_{D,k}^{EN,AV}$	$\dot{E}_{D,k}^{EX,AV}$	$\dot{E}_{D,k}^{UN}$	$\dot{E}_{D,k}^{AV}$	$\dot{E}_{D,k}^{EX}$	$\dot{E}_{D,k}^{EN}$	$\dot{E}_{D,k}$	
(MW)	(MW)	(MW)	(MW)	(MW)	(MW)	(MW)	(MW)	(MW)	
۱۲/۹۹	۱۵۹/۲	۴/۰۷	۱۵/۵۲	۱۷۲/۱۹	۱۹/۵۹	۲۸/۵۱	۱۶۳/۲۷	۱۹۱/۷۸	راکتور
۰/۰۱	۱۰/۰۲	۳/۶۴	۱/۰۳	۱۰/۰۳	۴/۶۷	۱/۰۴	۱۳/۶۶	۱۴/۷	توربین گازی
۰/۸۸	۶/۸۵	۱۰/۸	۴/۱۷	۷/۷۳	۱۴/۹۷	۵/۰۵	۱۷/۶۵	۲۲/۷	کمپرسور
۱/۹۱	۹/۶۱	۳/۱۳	۲/۲۱	۱۱/۵۲	۵/۳۴	۴/۱۲	۱۲/۷۴	۱۶/۸۶	بازیاب
۲/۳۱	۱۲/۲۶	۱/۳۶	۰/۸۶	۱۴/۵۷	۲/۲۲	۳/۱۷	۱۳/۶۲	۱۶/۷۹	اوپراتور
۱/۶۶	۱۲/۰۲	۰/۱	۲/۲	۱۳/۶۸	۲/۳	۳/۸۶	۱۲/۱۲	۱۵/۹۸	پیش-خنککن
۰/۷۶	۰/۲۱	۰/۴۳	۳/۲۷	۰/۹۷	۳/۷	۴/۰۳	۰/۶۴	۴/۶۷	توربین رانکین
۲/۰۱	۰/۵۲	۰/۰۱	۲/۱۵	۲/۵۳	۲/۱۶	۴/۱۶	۰/۵۳	۴/۶۹	کندانسور
۰/۰۲۴	۰/۰۰۷	۰/۰۱۵	۰/۱۲۴	۰/۰۳۱	۰/۱۳۹	۰/۱۴۸	۰/۰۲۲	۰/۱۷	پمپ
۲۲/۵۵	۲۱۰/۷	۲۳/۵۵	۳۱/۵۳	۲۳۳/۲۵	۵۵/۰۹	۵۴/۱	۲۳۴/۲۵۲	۲۸۸/۳۴	کل

این نوع تقسیم‌بندی مقداری از نابودی انرژی را که با اصلاح جزء کاهش می‌یابد را مشخص می‌کند. این نکاتی هستند که تحلیل انرژی پیشرفته به آن‌ها پرداخته است. تحلیل انرژی پیشرفته با مبنا قرار دادن بیشینه نابودی انرژی درونزای اجتناب‌پذیر اولویت اصلاح را ابتدا به کمپرسور و سپس به ترتیب به راکتور، توربین گازی، بازیاب، اوپراتور، توربین رانکین، پیش‌خنک‌کن و کندانسور می‌دهد.

نتایج به دست آمده از تحلیل انرژی پیشرفته در جدول ۱۰ ارائه شده است. در این جدول بخش‌های مختلف نابودی انرژی هر جزء شامل نابودی انرژی درونزا ( $\dot{E}_D^{EN}$ )، برونزا ( $\dot{E}_D^{EX}$ )، اجتناب‌پذیر ( $\dot{E}_D^{AV}$ )، اجتناب‌ناپذیر ( $\dot{E}_D^{UN}$ )، درونزای اجتناب‌پذیر ( $\dot{E}_D^{EN,AV}$ )، درونزای اجتناب‌ناپذیر ( $\dot{E}_D^{EN,UN}$ ) و برونزای اجتناب‌ناپذیر ( $\dot{E}_D^{EX,UN}$ ) برای هر کدام از اجزای سیکل آورده شده است. علاوه بر آن در شکل ۵ نمودار بخش‌های مختلف نابودی انرژی برای اجزای سیکل نشان داده شده است. با توجه به جدول ۱۰ مقدار نابودی انرژی درونزا در تمام اجزای سیکل به جز توربین رانکین، کندانسور و پمپ بیشتر از مقدار برونزا می‌باشد. این نشان می‌دهد که در همه اجزای

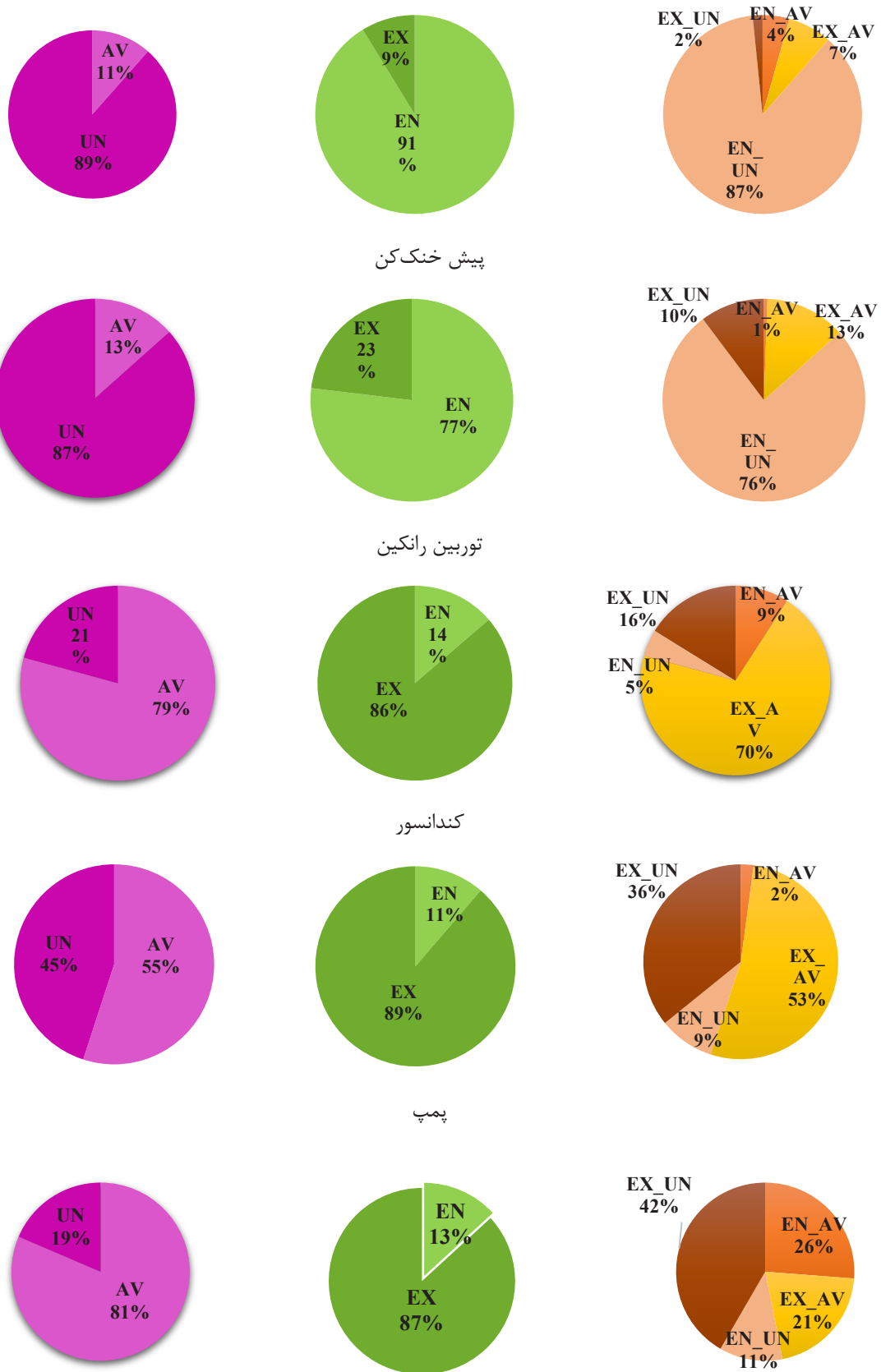
سیکل به غیر از سه جزء نام برده شده، بخش اصلی نابودی انرژی ناشی از ناکارآمدی و برگشت‌ناپذیری درونی اجزاء است. که مستلزم توجه بیشتر بر اصلاح درونی این اجزاء به منظور کاهش نابودی انرژی آن‌ها و نهایتاً افزایش بازده کل سیکل می‌باشد. همچنین شکل ۶ به وضوح درصد هر کدام از اجزای سیکل را در بخش‌های مختلف سیکل نشان می‌دهد

جدول ۱۰ نشان می‌دهد که بخش اجتناب‌پذیر نابودی انرژی در کمپرسور، توربین رانکین و پمپ بیشتر از بخش اجتناب‌ناپذیر است. همچنین مقدار نابودی انرژی اجتناب‌پذیر برای کل سیکل برابر با ۵۵/۰۹ MW است. به عبارت دیگر با بهبود اجزای سیکل مطابق با تکنولوژی مدرن و به روز، حدود ۱۹/۱۰ درصد از نابودی انرژی کل سیکل قابل کاهش می‌باشد. همان‌طور که قبلاً اشاره شد، بخش اجتناب‌پذیر درونزا و بخش اجتناب‌پذیر برونزا تنها بخش‌های از نابودی انرژی هستند که با بهبود اجزاء قابل کاهش می‌باشند. بنابراین به منظور افزایش عملکرد سیستم یافتن مقادیر این دو بخش برای طراحان بسیار حائز اهمیت است. در نتیجه بهبود عملکرد اجزایی با نابودی انرژی درونزای اجتناب‌پذیر بیشتر مورد توجه مهندسين قرار می‌گیرد. چرا که با اصلاح جز موردنظر بخش درونزای اجتناب‌پذیر و



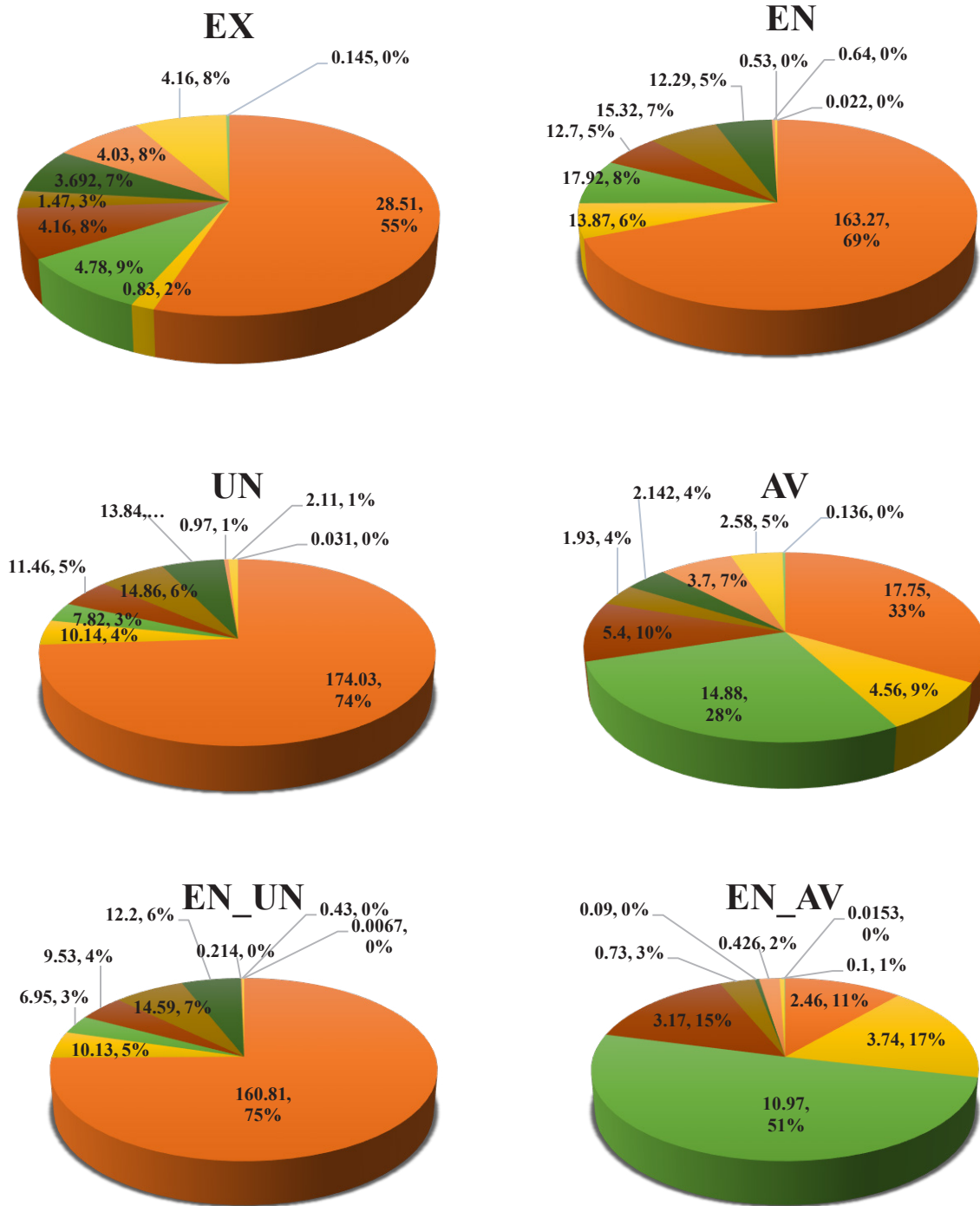
شکل ۵. نمودار بخش‌های مختلف نابودی اجزای سیکل ترکیبی توربین گازی با رآکتور هلیوم - سیکل رانکین آلی (ادامه دارد)

Fig. 5. Diagram of the different parts of the exergy destruction for the GT-MHR/ORC cycle.(Continude)



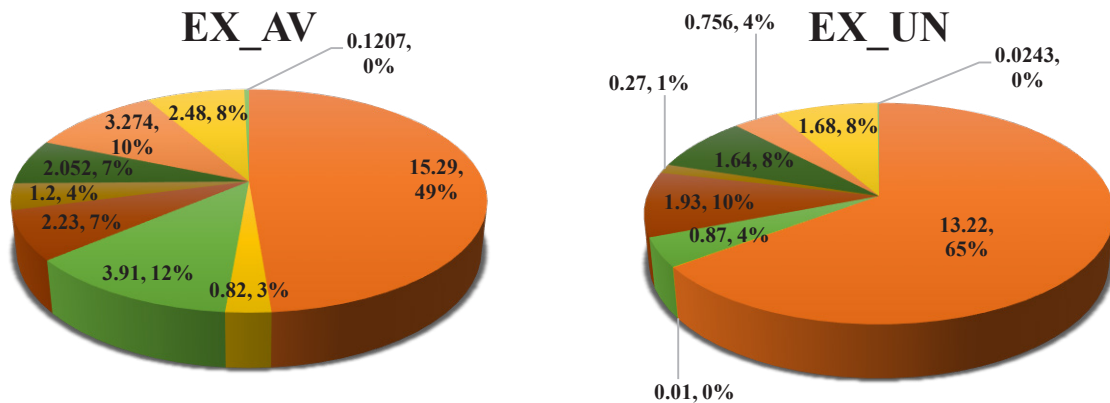
شکل ۵. نمودار بخش‌های مختلف نابودی اجزای سیکل ترکیبی توربین گازی با راکتور هلیوم - سیکل رانکین آلی.

Fig. 5. Diagram of the different parts of the exergy destruction for the GT-MHR/ORC cycle.



شکل ۶. سهم اجزای سیکل در نابودی انرژی اگزرژی کل درونزا، برونزا، اجتناب پذیر، اجتناب ناپذیر، اجتناب پذیر درونزا، اجتناب ناپذیر درونزا، اجتناب پذیر برونزا، اجتناب ناپذیر برونزا (ادامه دارد)

Fig. 6. Contributions of the system components in the total endogenous, exogenous, avoidable, unavoidable, endogenous-avoidable, endogenous-unavoidable, exogenous-avoidable and exogenous-unavoidable exergy destruction rates of the system.(Continue)



شکل ۶. سهم اجزای سیکل در نابودی انرژی اگزرژی کل درونزا، اجتناب پذیر، اجتناب ناپذیر، اجتناب پذیر درونزا، اجتناب ناپذیر درونزا، اجتناب پذیر برونزا، اجتناب ناپذیر برونزا.

Fig. 6. Contributions of the system components in the total endogenous, exogenous, avoidable, unavoidable, endogenous-avoidable, endogenous-unavoidable, exogenous-avoidable and exogenous-unavoidable exergy destruction rates of the system.

آن‌ها می‌باشد. علاوه بر آن نتایج جدول ۱۰ نشان می‌دهد که مقدار نابودی انرژی اگزرژی درونزای اجتناب پذیر کل سیکل کمتر از بخش درونزای اجتناب ناپذیر است. این بدین معنی است که سیکل ترکیبی توربین گاز-رانکین آلی پتانسیل بهبود بالایی ندارد و در بهترین شرایط تنها ۱۹/۱۰٪ از نابودی انرژی اگزرژی آن را می‌توان کاهش داد. با نگاهی دوباره به جدول ۱۰ می‌توان برای هر یک از اجزای سیکل تحلیل جزئی‌تری داشت. به‌عنوان مثال مقدار نابودی انرژی اگزرژی راکتور برابر با ۱۹۱/۷۸ MW بوده که از این مقدار ۱۶۳/۲۷ MW (۸۵٪) مربوط به برگشت‌ناپذیری درونی راکتور  $(\dot{E}_{D,react}^{EN})$  و ۲۸/۵۱ MW (۱۵٪) مربوط به برگشت‌ناپذیری سایر اجزای سیکل  $(\dot{E}_{D,react}^{EX})$  می‌باشد. همچنین از ۱۹۱/۷۸ MW نابودی انرژی اگزرژی این جزء حدود ۱۹/۵۹ MW (۱۰/۲۱٪) را می‌توان با بهبود عملکرد راکتور و همچنین اصلاح سایر اجزای سیکل کاهش داد  $(\dot{E}_{D,react}^{AV})$  ولی امکان کاهش ۱۷۲/۱۹ MW (۸۹/۷۸٪) از آن به علت محدودیت‌های تکنولوژی وجود ندارد  $(\dot{E}_{D,react}^{UN})$ . شایان ذکر است که تنها ۲۱٪ از بخش اجتناب پذیر با اصلاح درونی راکتور کاهش می‌یابد و ما بقی آن نیز یعنی ۷۹٪ با بهبود سایر اجزای سیکل کاهش می‌یابد. همچنین تقریباً ۹۲٪ از بخش نابودی انرژی اگزرژی اجتناب ناپذیر ناشی از محدودیت تکنولوژی درونی راکتور و ۸٪ از آن

با اصلاح سایر اجزای سیکل بخش برونزای اجتناب پذیر نابودی انرژی اگزرژی آن جزء قابل کاهش می‌باشد.

با رجوع مجدد به جدول ۱۰ مشاهده می‌شود که مقدار نابودی انرژی اگزرژی درونزای اجتناب پذیر در کمپرسور، توربین رانکین و پمپ بیشتر از مقدار درونزای اجتناب ناپذیر  $(\dot{E}_D^{EN,AV} > \dot{E}_D^{EN,UN})$  می‌باشد. بنابراین اصلاح این اجزاء بر افزایش بازده سیکل بسیار تأثیرگذار است. همچنین برای تمام اجزای سیکل به غیر از اواپراتور بخش برونزای اجتناب پذیر بیشتر از بخش برونزای اجتناب ناپذیر  $(\dot{E}_D^{EX,UN} < \dot{E}_D^{EX,AV})$  است. این نشان می‌دهد که بهبود بازده اجزای سیکل نقش مهمی در کاهش نابودی انرژی اگزرژی یکدیگر ایفا می‌کند. حائز اهمیت است که بیشترین نرخ نابودی انرژی اگزرژی اجتناب پذیر برونزا به ترتیب به راکتور، کمپرسور و توربین رانکین متعلق می‌باشد. بنابراین اصلاح سایر اجزاء منجر به بهبود چشم‌گیر عملکرد این سه جزء و نتیجتاً باعث افزایش بازده آن‌ها می‌شود.

نابودی انرژی اگزرژی برونزای اجتناب پذیر در راکتور، پیش‌خنک‌کن، توربین رانکین، کندانسور و پمپ بیشتر از بخش درونزای اجتناب پذیر  $(\dot{E}_D^{EN,AV} < \dot{E}_D^{EX,AV})$  است. بنابراین به منظور افزایش بازده این اجزاء، اصلاح سایر اجزای سیکل موثرتر از کاهش برگشت‌ناپذیری درونی خود

ناشی از محدودیت در تکنولوژی سایر اجزای سیکل می‌باشد.

## ۶- نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر، سیکل ترکیبی توربین گازی با رآکتور هلیوم - سیکل رانکین آلی از دیدگاه تحلیل انرژی متداول و انرژی پیشرفته مورد بررسی قرار گرفته است. در زیر به خلاصه‌ای از نتایج به دست آمده از این مطالعه، اشاره شده است:

- نتایج حاصل از تحلیل انرژی متداول اولویت بهبود اجزاء را به ترتیب به رآکتور، کمپرسور، بازیاب، اواپراتور، پیش‌خنک‌کن، توربین گازی، کندانسور، توربین رانکین و پمپ می‌دهد. این در حالی است که ترتیب اولویت اصلاح اجزاء از دیدگاه تحلیل انرژی پیشرفته با در نظر گرفتن بخش اجتناب‌پذیر درونزا بدین صورت می‌باشد: کمپرسور، رآکتور، توربین گازی، بازیاب، اواپراتور، توربین رانکین، پیش‌خنک‌کن و کندانسور.

- نتایج حاصل از مقایسه عملکرد سیکل در شرایط اجتناب‌ناپذیر و واقعی نشان می‌دهد که اگر سیکل در شرایط اجتناب‌ناپذیر عمل کند بازده انرژی آن حدوداً ۹/۰۷ درصد بیشتر از شرایط واقعی می‌باشد.

- از مقایسه بخش‌های نابودی انرژی کل اجتناب‌پذیر و اجتناب‌ناپذیر مشاهده می‌شود که تنها حدود ۱۹/۱ درصد از نابودی انرژی کل سیکل با ارتقاء عملکرد اجزای سیکل و یا جایگزین کردن آن‌ها با اجزایی با عملکرد بهتر، قابل کاهش می‌باشد.

- نتایج تحلیل انرژی پیشرفته نشان می‌دهد که براساس اولویت بندی تحلیل انرژی پیشرفته امکان افزایش بازده انرژی سیکل از ۷۵/۲۱٪ به ۸۲/۵۱٪ و بازده انرژی سیکل از ۵۱٪ به ۵۶/۲۲٪ وجود دارد.

- نتایج تحلیل انرژی پیشرفته نشان می‌دهد که نرخ نابودی انرژی درونزا در توربین رانکین، کندانسور و پمپ کمتر از نرخ نابودی انرژی برونزا می‌باشد. این نکته نشان می‌دهد که عامل اصلی ناکارآمدی این اجزاء، وجود برگشت‌ناپذیری و عدم کارکرد صحیح سایر اجزای سیکل می‌باشد، نه عملکرد خود این اجزاء.

- مقدار نابودی انرژی برونزای اجتناب‌پذیر در رآکتور، پیش‌خنک‌کن، توربین رانکین، کندانسور و پمپ بیشتر از نابودی انرژی درونزای اجتناب‌پذیر می‌باشد. از این رو می‌توان نتیجه گرفت که بهبود عملکرد دیگر اجزای سیکل در کاهش ناکارآمدی این اجزاء در مقایسه با ارتقاء عملکرد خود این اجزاء موثرتر می‌باشد.

## ۷- نمادها

انرژی ویژه (kJ/kg)	$e$
نرخ انرژی (MW)	$\dot{E}$
آنتالپی (kJ/kg)	$h$
دبی جرمی (kg/s)	$\dot{m}$
فشار (kPa)	$P$
نرخ انتقال گرما (kW)	$\dot{Q}$
نسبت فشار کمپرسور	$rc$
آنتروپی (kJ/kg K)	$s$
دما (K)	$T$
دمای محیط (°C)	$T_0$
نرخ کار (kW)	$\dot{W}$
<b>علائم یونانی</b>	
ضریب کارایی بازیاب	$\varepsilon$
بازده قانون اول	$\eta_{th}$
بازده قانون دوم	$\eta_{ex}$
<b>زیرنویس‌ها</b>	
کمپرسور	$c$
کندانسور	$cond$
نابودی	$D$
خروجی	$e$
اواپراتور	$eva$
سوخت	$F$
گرم	$h$
فشار بالا	$HP$
ورودی	$i$
جزء	$k$
فشار پایین	$LP$
کل	$Net$
پیش‌خنک‌کن	$pc$
پلی‌تروپیک	$P$
محصول	$P$
فیزیکی	$ph$
رآکتور	$R$



cell, Energy, 141 (2017) 1097-1112.	بازیاب	<i>Rec</i>
[7] M. Fallah, S.M.S. Mahmoudi, M. Yari, R.A. Ghiasi, Advanced exergy analysis of the Kalina cycle applied for low temperature enhanced geothermal system, Energy conversion and management, 108 (2016) 190-201.	آیزنتروپیک	<i>s</i>
	سوپرهیتر	<i>sup</i>
	توربین	<i>T</i>
	شرایط محیط	<i>0</i>
[8] S. Yousefzadeh Dibazar, G. Salehi, A. Davarpanah, Comparison of exergy and advanced exergy analysis in three different organic Rankine cycles, Processes, 8(5) (2020) 586.		<b>بالا نویسی ها</b>
	اجتناب پذیر	<i>AV</i>
[9] Z. Mohammadi, M. Fallah, S.S. Mahmoudi, Advanced exergy analysis of recompression supercritical CO2 cycle, Energy, 178 (2019) 631-643.	برونزا	<i>EX</i>
	درونزا	<i>EN</i>
	درونزا اجتناب پذیر	<i>EN,AV</i>
[10] J. Chen, H. Havtun, B. Palm, Conventional and advanced exergy analysis of an ejector refrigeration system, Applied Energy, 144 (2015) 139-151.	برونزا اجتناب پذیر	<i>EX,AV</i>
	درونزا اجتناب ناپذیر	<i>EN,UN</i>
[11] Z. Liu, Z. Liu, X. Yang, H. Zhai, X. Yang, Advanced exergy and exergoeconomic analysis of a novel liquid carbon dioxide energy storage system, Energy Conversion and Management, 205 (2020) 112391.	برونزا اجتناب ناپذیر	<i>EX,UN</i>
	اجتناب ناپذیر	<i>UN</i>
[12] Y. Zhang, Liang, T., Yang, C., Zhang, X., Yang, K., Advanced exergy analysis of an integrated energy storage system based on transcritical CO2 energy storage and Organic Rankine Cycle, Energy Conversion and Management, 216 (2020) 34-54.		<b>منابع</b>
[13] G. Liao, E. Jiaqiang, F. Zhang, J. Chen, E. Leng, Advanced exergy analysis for Organic Rankine Cycle-based layout to recover waste heat of flue gas, Applied Energy, 266 (2020) 114891.		[1] G. Tsatsaronis, Strengths and limitations of exergy analysis, in: Thermodynamic optimization of complex energy systems, Springer, 1999, pp. 93-100.
[14] A.M. Idrissa, K.G. Boulama, Advanced exergy analysis of a combined Brayton/Brayton power cycle, Energy, 166 (2019) 724-737.		[2] G. Tsatsaronis, M.-H. Park, On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems, Energy conversion and management, 43(9-12) (2002) 1259-1270.
[15] V. Zare, S. Mahmoudi, M. Yari, An exergoeconomic investigation of waste heat recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor (GT-MHR) employing an ammonia-water power/cooling cycle, Energy, 61 (2013) 397-409.		[3] S. Kelly, G. Tsatsaronis, T. Morosuk, Advanced exergetic analysis: Approaches for splitting the exergy destruction into endogenous and exogenous parts, Energy, 34(3) (2009) 384-391.
[16] V. Zare, S. Mahmoudi, A thermodynamic comparison between organic Rankine and Kalina cycles for waste heat recovery from the Gas Turbine-Modular Helium		[4] M. Fallah, H. Siyahi, R.A. Ghiasi, S. Mahmoudi, M. Yari, M. Rosen, Comparison of different gas turbine cycles and advanced exergy analysis of the most effective, Energy, 116 (2016) 701-715.
		[5] M. Fallah, S.M.S. Mahmoudi, M. Yari, A comparative advanced exergy analysis for a solid oxide fuel cell using the engineering and modified hybrid methods, Energy conversion and management, 168 (2018) 576-587.
		[6] M. Fallah, S. Mahmoudi, M. Yari, Advanced exergy analysis for an anode gas recirculation solid oxide fuel

- heat recovery from GT-MHR using organic Rankine cycles, *Heat and Mass Transfer*, 47(2) (2011) 181-196.
- [24] H. Nami, F. Mohammadkhani, F. Ranjbar, Utilization of waste heat from GTMHR for hydrogen generation via a combination of organic Rankine cycles and PEM electrolysis, *Energy Conversion and Management*, 127 (2016) 589-598.
- [25] M. Khaljani, R.K. Saray, K. Bahlouli, Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine cycle, *Energy Conversion and Management*, 97 (2015) 154-165.
- [26] Y. Cao, Y. Gao, Y. Zheng, Y. Dai, Optimum design and thermodynamic analysis of a gas turbine and ORC combined cycle with recuperators, *Energy Conversion and Management*, 116 (2016) 32-41.
- [27] X. Wang, Y. Dai, An exergoeconomic assessment of waste heat recovery from a Gas Turbine-Modular Helium Reactor using two transcritical CO<sub>2</sub> cycles, *Energy Conversion and Management*, 126 (2016) 561-572.
- [28] A.E. Alali, K. Al Khasawneh, Performance analysis of stirling engine double-effect absorption chiller hybrid system for waste heat utilization from gas turbine modular helium reactor, *Energy Conversion and Management*, 251 (2022) 114976.
- [29] M.S. El-Genk, J.-M. Tournier, Noble gas binary mixtures for gas-cooled reactor power plants, *Nuclear Engineering and Design*, 238(6) (2008) 1353-1372.
- [30] M. Yari, Exergetic analysis of various types of geothermal power plants, *Renewable energy*, 35(1) (2010) 112-121.
- Reactor, *Energy*, 79 (2015) 398-406.
- [17] Z. Liu, T. He, Exergoeconomic analysis and optimization of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor with new organic Rankine cycle for efficient design and operation, *Energy Conversion and Management*, 204 (2020) 112311.
- [18] S.G. Gargari, M. Rahimi, H. Ghaebi, Energy, exergy, economic and environmental analysis and optimization of a novel biogas-based multigeneration system based on Gas Turbine-Modular Helium Reactor cycle, *Energy Conversion and Management*, 185 (2019) 816-835.
- [19] J. de O Marques, A. Costa, C. Pereira, Thermodynamic analysis of a Na-OH thermochemical cycle coupled to a Gas Turbine Modular Helium Reactor (GT-MHR), in: *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, IOP Publishing, 2019, pp. 012002.
- [20] F. Mohammadkhani, N. Shokati, S. Mahmoudi, M. Yari, M. Rosen, Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor combined with two Organic Rankine Cycles, *Energy*, 65 (2014) 533-543.
- [21] S. Mahmoudi, A. Pourreza, A. Akbari, M. Yari, Exergoeconomic evaluation and optimization of a novel combined augmented Kalina cycle/gas turbine-modular helium reactor, *Applied Thermal Engineering*, 109 (2016) 109-120.
- [22] R. Rabieci, M.K. Hanifi, M. Zoghi, M. YARI, Energy and exergoeconomic analysis of combined cogeneration gas turbine-modular helium reactor, Kalina cycle and absorption refrigeration cycle, *Modares Mechanical Engineering*, 18 (2018) 113-121. (in Persian)
- [23] M. Yari, S. Mahmoudi, A thermodynamic study of waste

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

M. Fallah, Z. Mohammadi, S. M. S. Mahmoudi, *Advanced Exergy Investigation of Combined Cycle of Helium Reactor Gas Turbine with Organic Rankine Cycle*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 54(7) (2022) 1553-1574.

DOI: 10.22060/mej.2022.20637.7284

