

## تجزیه و تحلیل عملکرد ترمو- اقتصادی یک سیستم تولید سه گانه مبتنی بر چرخه رانکین آلی: استفاده از آب گرم بویلر چگالشی به عنوان منبع حرارتی

۱ عارف رزمجو، ۲ ایرج میرزایی\*، ۳ نادر پورمحمود

### چکیده

در این تحقیق، چرخه تولید سه گانه شامل چرخه آلی رانکین همراه با بازیاب، انرژی سرد گاز طبیعی مایع شده و سیستم تبرید جذبی با استفاده از آب گرم بویلر چگالشی از منظر انرژی و اگزرژی-اقتصادی شبیه‌سازی شده است. در چرخه پیشنهادی، آب با درجه حرارت متوسط که از بویلر چگالشی خارج می‌شود به عنوان منابع حرارتی از چرخه‌های رانکین آلی، گاز طبیعی مایع شده و چرخه تبرید جذبی عبور کرده و به دیگ برمی‌گردد. اثرات پارامترهای مختلف مانند دمای خروجی بویلر، دمای کندانسور، دمای ژنراتور، دمای اواپراتور و همچنین فشار توربین گاز طبیعی مایع شده بر روی بازده انرژی و اگزرژی، ضریب عملکرد، میزان تخریب اگزرژی و نرخ کل هزینه سیستم بررسی شده است. نتایج نشان دادند که افزایش درجه حرارت خروجی بویلر منجر به افزایش میزان تخریب اگزرژی و کاهش راندمان انرژی و اگزرژی می‌شود. با افزایش دمای کندانسور بازده قانون اول و دوم کاهش می‌یابد ولی با افزایش دمای ژنراتور و اواپراتور، بازده سیستم از نظر انرژی و اگزرژی افزایش می‌یابد. همچنین، افزایش فشار ورودی توربین گاز طبیعی مایع شده منجر به افزایش راندمان انرژی و اگزرژی سیستم گردید. از تجزیه و تحلیل اقتصادی مشخص شد که با افزایش درجه حرارت بویلر از ۳۶۳ تا ۳۹۳ کلوین، نرخ کل هزینه سیستم ۲۸/۱۲ درصد کاهش می‌یابد. مبدل حرارتی گاز طبیعی مایع شده، کندانسور چرخه رانکین آلی و بویلر از اجزایی هستند که باید در طراحی سیستم در نظر گرفته شوند زیرا بالاترین تخریب اگزرژی را دارا هستند.

### تاریخ دریافت:

۱۴۰۰ / ۱ / ۱۹

### تاریخ پذیرش:

۱۴۰۰ / ۴ / ۲۱

### کلمات کلیدی:

سیستم تولید سه گانه،  
چرخه رانکین آلی،  
چرخه تبرید جذبی،  
تحلیل اگزرژی-اقتصادی.

a.razmjoo@urmia.ac.ir

i.mirzaee@urmia.ac.ir

n.pormahmod@urmia.ac.ir

۱. دانشجوی دکتری مکانیک، دانشگاه ارومیه

۲. استاد مکانیک، دانشگاه ارومیه (نویسنده مسئول)

۳. استاد مکانیک، دانشگاه ارومیه

## ۱. مقدمه

مصرف انرژی ارتباط مستقیمی با سطح رفاه و آسایش جامعه دارد. رشد تقاضای انرژی و تأمین آن از راه‌های ایمن و سازگار با محیط زیست یکی از مهمترین چالش‌ها است. عامل اصلی تقاضای انرژی میل انسان برای بقا و پیشرفت، خانواده و جامعه است. رشد جمعیت و توسعه اقتصادی در بسیاری از کشورها عواقب جدی برای محیط زیست به همراه دارد زیرا فرآیندهای تولید انرژی (به عنوان مثال، تولید برق، گرمایش، سرمایش و غیره) آلاینده‌های مضر زیادی منتشر می‌کنند. در سال‌های اخیر، استفاده روز افزون از سوخت‌های فسیلی منجر به بسیاری از مشکلات زیست محیطی مانند آلودگی شهری، تخریب لایه اوزن، باران اسیدی و بسیاری معضلات دیگر شده است. علاوه بر این، با افزایش مراکز صنعتی و مصرف بیشتر این سوخت‌ها، احتمال پایان ذخایر انرژی فسیلی روشن‌تر شده است. در بسیاری از کشورها فناوری‌های پیشرفته‌ای برای کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای و افزایش کارایی سیستم‌های انرژی پیشنهاد و آزمایش شده است. در میان این فناوری‌ها، فرآیندهای تولیدی چندگانه به دلیل کارایی بالا در حالی که هزینه‌های عملیاتی کم و انتشار کم دارند، نقش مهمی ایفا می‌کنند. دلیل کارایی بالای این سیستم‌ها، استفاده از یک منبع ورودی انرژی برای تولید چند محصول می‌باشد. در یک بویلر معمولی، با احتراق سوخت گازهای داغ تولید می‌شود که با گذشتن از مبدل حرارتی بیشتر این انرژی به آب منتقل می‌شود، که باعث بالا رفتن دمای آب می‌شود. بخار آب نیز یکی از گازهای داغ تولید شده در فرآیند احتراق است، که نتیجه ترکیب هیدروژن با اکسیژن می‌باشد. اما بویلرهای چگالشی، حرارت ایجاد شده توسط گازهای داغ اگزااست که تلف می‌شوند را جذب می‌کند، در ادامه بخار آب موجود در گازهای خروجی محصول احتراق، با از دست دادن گرمای نهان تبخیر به آب مایع تبدیل می‌شود و این گرمای نهان نیز به آب داده می‌شود که این عمل اضافی بازدهی دیگر را تا ۱۰-۱۲٪ بالا می‌برد. بنابراین توجه به این نوع بویلرها با توجه به راندمان بالا اهمیت زیادی دارد.

ال-علی و دینسر<sup>۱</sup> (۲۰۱۴) یک سیستم زمین گرمایی-خورشیدی را برای تولید برق، خنک کنندگی، گرمایش محیط، آب گرم و گرما برای استفاده‌های صنعتی مطالعه کردند. یک مطالعه پارامتریک برای بررسی تأثیر دمای منبع زمین گرمایی، سرعت جریان جرمی سیال زمین گرمایی، دمای ورودی پمپ خورشیدی زمین گرمایی و دمای محیط بر عملکرد سیستم انجام گردید. بازده انرژی برای سیستم‌های تولید تک گانه و تولید چندگانه به ترتیب ۱۶/۴ و ۷۸ درصد است. همچنین، بازده‌های انرژی به ترتیب ۲۶/۲ و ۳۶/۶ درصد به دست آمدند. نتایج نشان دادند که ۷۵ درصد تخریب انرژی در جمع کننده خورشیدی اتفاق می‌افتد. حسون و دینسر<sup>۲</sup> (۲۰۱۵) چرخه رانکین آلی جدید را بر اساس یک سیستم تولید چند گانه برای دستیابی به یک ساختمان با انرژی صفر و ارزیابی چنین سیستمی برای استفاده در یک خانه با انرژی صفر ایجاد کردند. انرژی خورشیدی عامل اصلی سیستم یکپارچه برای تولید برق، آب گرم و آشامیدنی و سرمایش و گرمایش فصلی بود. نتایج نشان داد که حداکثر کارایی انرژی سیستم ۴۴/۶۷٪ است که با بهینه‌سازی چند هدفه می‌تواند تا ۵۸/۸٪ باشد. سلطانی و همکاران (۲۰۱۵) تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی را برای یک سیستم انرژی تولید چندگانه با یک ورودی سوخت و پنج خروجی مفید را مطالعه کردند. بازده انرژی و انرژی سیستم به ترتیب ۶۰ و ۲۵ درصد بود، در حالی که بازده مربوط به سیستم زیست توده برای تولید برق به ترتیب ۱۱ و ۱۳ درصد بود. براساس نتایج به دست آمده، بازیابی گرما از گازهای دودکش برای گرم کردن و خشک کردن چوب، بهره‌وری انرژی را بیش از بازده انرژی افزایش می‌دهد. مطالعه پارامتریک سیستم نشان داد که میزان ورودی سوخت زیست توده به طور قابل توجهی روی بار گرمایش و میزان تولید برق به صورت خطی تأثیر می‌گذارد. علیرحمی و همکاران (۲۰۲۰) یک سیستم تولید چندگانه مبتنی بر انرژی خورشیدی-زمین گرمایی را مورد بررسی و بهینه‌سازی قرار دادند. بر اساس نتایج، از نظر گرمایی-اقتصادی، به ترتیب ۲۹/۹۵٪ و ۱۲۹/۷ \$/GJ به عنوان مقادیر بهینه برای بازده انرژی و هزینه کل واحد به دست آمد. صدیقی و همکاران<sup>۳</sup> (۲۰۱۹) یک سیستم تولید سه گانه جدید مبتنی بر انرژی خورشیدی-زمین گرمایی ارائه داده‌اند. این سیستم شامل یک چرخه مس-کلر، یک نیروگاه زمین گرمایی برای تولید هیدروژن، برق و خنک کنندگی بود. نتایج نشان داد که بازده انرژی و انرژی برای سیستم ۱۹/۶ و ۱۹/۱ درصد بود. علاوه بر این، COP برای سیستم خنک کننده

1 Al-Ali and Dincer

2 Hassoun and Dincer

3 Siddiqui

۰/۵۴ و ۰/۳۲ به دست آمد. یوکسل و ازتورک<sup>۱</sup> (۲۰۱۷) یک سیستم مبتنی بر زمین گرمایی را برای تولید برق، آب گرم، هیدروژن و گرمایش و سرمایش پیشنهاد کردند. انرژی و انرژی هیدروژن سیستم به ترتیب ۰/۴۷/۰۴٪ و ۳۲٪/۱۵ بود. با افزایش دمای زمین گرمایی، تولید برق و هیدروژن افزایش می‌یابد. همچنین، وقتی دمای مایع زمین گرمایی افزایش می‌یابد، هزینه‌های تولید هیدروژن کاهش می‌یابد. یک سیستم تولید چندگانه با استفاده از منابع انرژی خورشیدی-زمین گرمایی-اقیانوس توسط اظهار<sup>۲</sup> و همکاران (۲۰۱۷) ارائه شد که آب شیرین، برق، گرمایش و سرمایش تولید می‌کند. طبق نتایج، بازده انرژی و انرژی هیدروژن به ترتیب ۱۳/۹۳٪ و ۱۷/۹۷٪ بود. انوری و همکاران (۲۰۲۰) سیستمی را برای تولید برق، آب شیرین، گرمایش و سرمایش پیشنهاد کردند. تجزیه و تحلیل جامع برای به دست آوردن انرژی، انرژی، انرژی-اقتصادی، و خروجی‌های زیست محیطی برای سیستم تولید چندگانه انجام گردید. تجزیه و تحلیل‌های زیست محیطی نشان داد که افزایش درجه حرارت پیش گرم کننده منجر به کاهش انتشار دی اکسید کربن می‌شود و هزینه کل و انتشار گازهای دی اکسید کربن، ۵/۱۹۴۳ دلار در ساعت و ۰/۱۶۳ کیلوگرم در کیلووات ساعت بود. یک سیستم زمین گرمایی خورشیدی تولید چندگانه توسط خالد<sup>۳</sup> و همکاران (۲۰۱۷) مورد بررسی قرار گرفت. چرخه پیشنهاد شده تولید برق، آب گرم، هیدروژن، سرمایش و گرمایش می‌کند. نتایج نشان داد که میزان تولید هیدروژن ۲/۷ کیلوگرم در ساعت بوده است. علاوه بر این، بازده انرژی و انرژی هیدروژن به ترتیب ۱۶ و ۱۴/۶ درصد بود. در یک مطالعه توسط بائو<sup>۴</sup> (۲۰۱۸) یک چرخه رانکین آلی برای تولید توان با بازیابی انرژی سر گاز طبیعی مایع شده معرفی گردید. بر اساس نتایج ارائه شده، با بهبود پیکربندی سیستم و بهینه‌سازی سیال عامل‌ها می‌توان تولید توان در سیستم را افزایش داد. همچنین با استفاده از چرخه معرفی شده بازده انرژی و انرژی هیدروژن سیستم به ترتیب ۴۲/۹۱ و ۵۲/۳۱ درصد به دست آمد. کیم و کیم<sup>۵</sup> (۲۰۱۴) تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی یک چرخه ترکیبی با استفاده از یک منبع گرمایی دما پایین گاز گرم و انرژی سرد گاز طبیعی مایع شده را انجام دادند. چرخه ترکیبی شامل یک چرخه رانکین آمونیاک-آب با و بدون بازیابی و یک چرخه گاز طبیعی مایع شده بود. شبیه‌سازی نشان داد که

1 Yuksel and Ozturk

2 Azhar

3 Khalid

4 Bao

5 Kim and Kim

عملکرد سیستم به طور قابل توجهی تحت تأثیر پارامترهای با کسر جرمی آمونیاک است که بیشترین تأثیر را دارد. همچنین بیا شد که بازده انرژی ممکن است با فشار ورودی توربین کاهش یا افزایش یابد یا دارای یک مقدار پیک باشد. لیو<sup>۱</sup> و همکاران (۲۰۲۰) یک سیستم تولید سه گانه توان، گرمایش و سرمایش مبتنی بر استفاده از انرژی سرد گاز طبیعی مایع شده و بازیابی حرارت هدررفت گاز گرم را پیشنهاد دادند. تحلیل انرژی، انرژی و اقتصادی بر سیستم پیشنهادی انجام پذیرفت. نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهد که کل انرژی خروجی، بازده انرژی و هزینه هر واحد انرژی برای سیستم تولید سه گانه به ترتیب ۹۰/۶۵ مگاوات، ۴۱/۳۸٪، ۱۸/۰۵ \$ / GJ است. سان<sup>۲</sup> و همکاران (۲۰۲۱) ارزیابی دو چرخه اصلاح شده تک مرحله‌ای و دو مرحله‌ای چرخه رانکین را ارائه دادند. علاوه بر این، یک چرخه رانکین با گرمایش مجدد، که ترکیبی از چرخه رانکین‌های تک مرحله‌ای اصلاح شده است، برای استفاده از انرژی سرد گاز طبیعی مایع شده و انرژی حرارتی گرمای با دمای پایین پیشنهاد شده است. نتایج نشان دادند که چرخه‌های رانکین تک مرحله‌ای اصلاح شده معمولاً بهتر از چرخه‌های رانکین دو مرحله‌ای هستند زیرا پیکربندی‌های ساده‌تری با کارایی مشابه یا بالاتر دارند. چرخه رانکین با گرمایش در اکثر شرایط کاری حتی بهتر عمل می‌کند و با استفاده از اتان به عنوان سیال کاری حداکثر بازده ۲۴/۵۷٪ را ارائه می‌دهد. تیان<sup>۳</sup> و همکاران (۲۰۲۱) مقایسه عملکرد اقتصادی - حرارتی برای یک چرخه رانکین آلی دو مرحله‌ای که توسط گرمای هدر رفت یک کشتی که از سوخت گاز طبیعی مایع شده استفاده می‌کرد، انجام دادند. اثرات سیال عامل و اختلاف دمای پینچ پوینت از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک بررسی گردید. یکی از نتایج مهمی که به دست آمد این بود که مخلوط‌های زئوتروپیک همیشه برتری نسبت به مایعات خالص ندارند. حداکثر بازده انرژی و بازده انرژی به ترتیب ۲۲/۰۹٪ و ۲۳/۲۸٪ است. همچنین دوره بازپرداخت و هزینه انرژی سطح بندی شده به ترتیب در محدوده ۵/۱۸-۴/۵۸ سال و ۰/۰۶۵-۰/۰۷۴ دلار در کیلووات ساعت گزارش شد.

بررسی متون نشان می‌دهد که مطالعات کمی در مورد ادغام بویلر چگالشی به عنوان منبع گرمایی با چرخه‌های دیگر انجام شده است. در کار فعلی، یک سیستم تولید سه گانه جدید معرفی شده و تحلیل

1 Liu

2 Sun

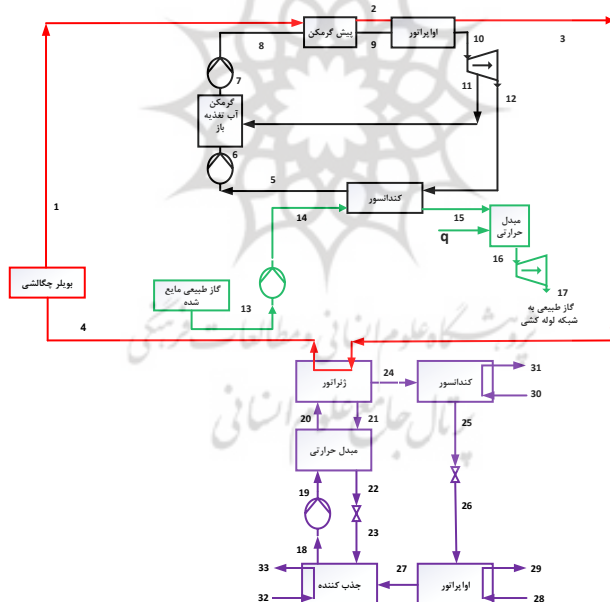
3 Tian

انرژی، انرژی و انرژی - اقتصادی روی چرخه پیشنهادی انجام گرفته است. به این ترتیب، اهداف اصلی تحقیق حاضر به شرح زیر می‌باشد:

- پیشنهاد سیستم جدید تولید سه گانه با استفاده از سیستم رانکین آلی همراه با بازیاب، سیستم انرژی سرد گاز طبیعی مایع شده و سیستم تبرید جذبی.
- بکارگیری بویلر چگالشی به عنوان منبع حرارتی سیستم.
- بررسی جامع سیستم پیشنهادی از نظر انرژی، انرژی و انرژی - اقتصادی.
- بررسی تأثیر برخی پارامترهای کلیدی بر کارایی و عملکرد سیستم.

## ۲. تشریح چرخه

نمودار شماتیک چرخه پیشنهادی در شکل ۱ مشاهده می‌شود.



شکل ۱. نمودار شماتیک چرخه ترکیبی

چرخه پیشنهادی شامل سه چرخه اصلی شامل چرخه رانکین آلی با بازیاب، چرخه تبرید جذبی و انرژی سرد گاز طبیعی مایع شده است. در این مقاله، چرخه رانکین آلی و چیلر جذبی به ترتیب چرخه بالادست و پایین دست در نظر گرفته شده اند. در این سیستم، انرژی مورد نیاز برای اواپراتور چرخه رانکین آلی و ژنراتور چیلر جذبی توسط آب گرم بویلر چگالشی به عنوان منبع گرمایی تهیه می‌شود در حالی که چاه گرمایی توسط انرژی سرد گاز طبیعی مایع شده تأمین می‌شود. در این مطالعه و در چرخه رانکین آلی از سیال عامل R245fa استفاده شده و مشخصات اصلی آن در جدول ۱ آورده شده است.

جدول ۱. خصوصیات اصلی R245fa

سیال عامل	جرم مولکولی (kg/kmol)	نقطه جوش (K)	دمای بحرانی (K)	فشار بحرانی (MPa)	ODP	GWP
R245fa	۱۳۴/۰۵	۲۸۸	۴۲۷/۰۱	۳/۶۵۱	۰	۹۵۰

مأخذ: ([http://www.coolprop.org/fluid\\_properties/fluids/R245fa.html](http://www.coolprop.org/fluid_properties/fluids/R245fa.html))

جریان آب گرم که از بویلر چگالشی خارج می‌شود به پیش گرم کننده و اواپراتور چرخه رانکین آلی وارد می‌شود. سیال عامل در فشار و درجه حرارت بالا به حالت بخار اشباع شده تبخیر می‌شود و برای تولید برق در توربین مصرف می‌شود. سیال عامل خروجی از توربین با استفاده از دمای پایین گاز طبیعی در کندانسور متراکم می‌شود. مایع اشباع شده قبل از ورود به اواپراتور برای تکمیل چرخه به پیش گرم کننده پمپ می‌شود. مایع آلی خروجی از پمپ اول توسط جریان گرم خروجی از توربین مخلوط می‌شود. جریان خروجی از گرمکن تغذیه آلی به صورت مایع اشباع شده می‌باشد. جریان خروجی توربین چرخه رانکین آلی داغ به عنوان منبع حرارتی سیستم تولید توان گاز طبیعی استفاده می‌شود. در چرخه گاز طبیعی مایع شده، گاز طبیعی مایع شده که یک مایع اشباع با درجه حرارت پایین است، به درون کندانسور چرخه رانکین آلی پمپ می‌شود و به بخار اشباع تبدیل می‌شود. سپس، در یک مبدل حرارتی، به مقدار بیشتری گرم‌تر می‌شود و سپس وارد توربین می‌گردد. پس از انبساط و تولید توان، گاز طبیعی به سیستم تأمین گاز ارسال می‌شود. برای کارکرد سیستم تبرید جذبی به عنوان یک زیر سیستم سرمایه‌ش، آب گرم بویلر چگالشی به عنوان منبع گرمایی، گرمای مورد نیاز کاری ژنراتور را تأمین می‌کند.

محلول آب با غلظت بالا در جاذب به سمت ژنراتور پمپ می‌شود. در ژنراتور، محلول به جوش آمده و بخار آب از محلول جدا می‌شود. بخار به سمت کندانسور جریان می‌یابد و بعد از دفع گرما برای ایجاد یک اثر سرمایش تا فشار اواپراتور منبسط می‌شود. برای تکمیل چرخه، باید جریان محلول ضعیف از ژنراتور و جریان مبرد از اواپراتور باید در جاذب با یکدیگر حل شوند. در این سیستم، آب و لیتیم بروماید به ترتیب مبرد و جاذب هستند. با حرارت دادن محلول در ژنراتور بخار مبرد از ماده جاذب جدا شده و به کندانسور می‌رود بخار مبرد در کندانسور تقطیر شده و پس از عبور از شیر انبساط وارد اواپراتور می‌گردد، با تبخیر در اواپراتور گرما از محیط اطراف توسط مبرد دریافت شده و تولید سرما می‌شود. پس از آن مبرد وارد جاذب کننده می‌شود و در آنجا توسط محلول جاذب که از ژنراتور توسط کاهش فشار به جاذب کننده آمده است جذب می‌گردد. حال محلول مبرد و جاذب ایجاد شده در جاذب کننده که دارای سیال مبرد زیادی می‌باشد توسط پمپ به ژنراتور فرستاده می‌شود و بدین ترتیب سیکل جذبی تکمیل می‌گردد. در سیکل جذبی وقتی بخار مبرد به جاذب کننده وارد شده و جذب می‌شود، باعث بالا رفتن دمای ماده جاذب می‌شود که این حرارت توسط یک کویل سرد از جاذب کننده خارج می‌شود. در یک سیستم جذبی ترکیب پمپ و ژنراتور کار کمپرسور سیستم تبرید تراکمی را انجام می‌دهد. چرا که عموماً حجم زیادی از مبرد در یک حجم کم جاذب، جذب می‌شود سپس توسط پمپ فشار این محلول بالا رفته وارد ژنراتور می‌شود.

### ۳. تحلیل انرژی، انرژی و اقتصادی

#### ۳-۱. فرضیات

- برای بررسی ترمودینامیکی چرخه ترکیبی پیشنهادی، فرضیات زیر در نظر گرفته شده است. فرضیات صرفاً جهت ساده نمودن چرخه مورد مطالعه برای شبیه‌سازی انجام می‌گیرند.
- افت فشار و گرما در انواع تجهیزات صفر در نظر گرفته می‌شود.
  - تمام فرآیندهای اجزای موجود در چرخه‌ها در یک حالت پایدار قرار دارند.
  - وضعیت سیال آلی در اواپراتور و کندانسور به ترتیب بخار اشباع و مایع اشباع می‌باشد.



- برای شبیه‌سازی گاز طبیعی، متان خالص فرض شده است. گاز طبیعی مایع شده در ابتدا مایع اشباع تحت فشار P0 در مخزن ذخیره‌سازی است که پس از عبور از کندانسور به بخار اشباع تغییر می‌یابد. (کاساروسا<sup>۱</sup> و همکاران، ۲۰۰۴- روویرا<sup>۲</sup> و همکاران، ۲۰۱۱)

### ۲-۳. معادلات جرم، انرژی و انگرژی

معادلات تعادل جرم، انرژی و انگرژی برای اجزای مختلف چرخه را می‌توان از معادلات زیر با در نظر گرفتن حجم کنترل مناسب برای آنها محاسبه کرد.

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

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

$$\dot{E}x_Q - \sum_i \dot{m}_i ex_i = \sum_e \dot{m}_e ex_e - \dot{E}x_W - \dot{E}x_D \quad (۳)$$

که در آن  $\dot{E}x_D$  میزان تخریب انگرژی را نشان می‌دهد. همچنین میزان انگرژی کار و میزان انگرژی انتقال گرما از معادلات زیر محاسبه می‌شود.

$$\dot{E}x_Q = (1 - \frac{T_0}{T_i}) \dot{Q}_i \quad (۴)$$

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (۵)$$

انگرژی ویژه را می‌توان به شرح زیر تعریف کرد:

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

در نهایت، بازده انرژی و بازدهی انگرژی کل چرخه با معادلات زیر بدست می‌آیند.

$$\eta_{en} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{cooling}}{\dot{Q}_B} \quad (۷)$$

1 Cassarosa

2 Rovira

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net} + Ex_{cooling}}{Ex_B + Ex_{LNG}} \quad (۸)$$

در یک تحلیل اقتصادی، تراز هزینه کل سیستم به شرح زیر نوشته می‌شود:

$$\dot{C}_{p,tot} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{O\&M} \quad (۹)$$

که در آن  $\dot{C} = c\dot{E}x$ ،  $\dot{C}_{F,tot}$ ،  $\dot{Z}_{tot}^{CI}$  و  $\dot{Z}_{tot}^{O\&M}$  به ترتیب، نرخ هزینه محصول سیستم، کل هزینه نرخ سوخت، نرخ هزینه اولیه سرمایه گذاری و نرخ هزینه نگهداری را نشان می‌دهد. نرخ کل هزینه را می‌توان به صورت زیر تعریف کرد:

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{O\&M} \quad (۱۰)$$

نرخ هزینه سرمایه گذاری اجزا را می‌توان به شرح زیر نوشت:

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k \times \phi \times CRF}{h} \quad (۱۱)$$

که  $\phi$  ضریب نگهداری و برابر با ۱/۰۶ و  $N$  برابر ۷۵۰۰ و تعداد ساعات کار واحد سالانه می‌باشد. ضریب بازیابی سرمایه به شرح زیر محاسبه می‌شود:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (۱۲)$$

در اینجا  $i$  نرخ بهره و برابر ۰/۱۲ است و  $n$  عمر مورد انتظار اجزا و برابر ۲۰ سال می‌باشد.

جدول ۲ معادلاتی را که برای تجزیه و تحلیل انرژی، آگرژی و آگرژی-اقتصادی چرخه استفاده شده است را نشان می‌دهد.

تمام معادلات مربوط به بقای جرم و انرژی و روابط برگشت ناپذیری و همچنین روابط مربوط به انرژی، آگرژی و تجزیه و تحلیل آگرژی-اقتصادی در تجهیزات مختلف چرخه ترکیبی، توسط نرم افزار EES (کلین، ۲۰۰۹) شبیه‌سازی شده است. این نرم افزار دارای زیر مجموعه‌ای از خواص مختلف سیال است که به دلیل استفاده از مایعات مختلف در قسمت‌های مختلف، برای شبیه‌سازی چرخه‌های مختلف مفید خواهد بود. جدول ۳ خلاصه‌ای از پیش فرض‌های اساسی و پارامترهای ورودی را برای شبیه‌سازی و تجزیه و تحلیل سیستم‌ها ارائه می‌دهد.

جدول ۳. شرایط پارامترهای ترمودینامیکی در نظر گرفته شده در این تحقیق

مقدار	پارامتر
۱۲۰	دمای ورودی آب گرم (°C)
۲۵۵	نرخ جریان جرمی آب گرم ( $\text{kg s}^{-1}$ )
۲۰	دمای برگشتی آب گرم (°C)
۱۰۵	دمای تبخیر سیال ارگانیک (°C)
-۳۵	دمای چگالش سیال ارگانیک (°C)
۲۰۰	فشار گرم کن آب تغذیه باز (kPa)
۸۵	بازدهی آیزنتروپیکی توربین (%)
۹۰	بازدهی آیزنتروپیکی پمپ (%)
۱۵۰	نرخ جریان جرمی چرخه تبرید جذبی ( $\text{kg s}^{-1}$ )
۶۰	ضریب تاثیر مبدل (%)
۲۵	دمای محیط (°C)
۱۰۱/۳	فشار محیط (kPa)
۶۵۰۰	فشار ورودی توربین گاز طبیعی مایع شده (kPa)
۳۰۰۰	فشار شبکه گاز طبیعی (kPa)
۷	دمای اواپراتور چرخه تبرید جذبی (°C)
۸۰	دمای ژنراتور چرخه تبرید جذبی (°C)
۳۵	دمای کندانسور چرخه تبرید جذبی (°C)
۴۰	دمای ابزوربر چرخه تبرید جذبی (°C)
۱/۱	ضریب انتقال حرارت کل کندانسور ( $\text{kW/m}^2\text{K}$ )
۱/۴	ضریب انتقال حرارت کل پیش گرمکن ( $\text{kW/m}^2\text{K}$ )
۱/۶	ضریب انتقال حرارت کل اواپراتور چرخه رانکین آلی ( $\text{kW/m}^2\text{K}$ )
۰/۹	ضریب انتقال حرارت کل اواپراتور سیستم تبرید جذبی ( $\text{kW/m}^2\text{K}$ )
۰/۶	ضریب انتقال حرارت کل ابزوربر ( $\text{kW/m}^2\text{K}$ )
۱/۶	ضریب انتقال حرارت کل ژنراتور ( $\text{kW/m}^2\text{K}$ )
۱/۱	ضریب انتقال حرارت کل مبدل ( $\text{kW/m}^2\text{K}$ )

## ۴. نتایج

در ابتدا، برای تأیید نتایج شبیه سازی، چرخه ساده رانکین آلی با همان پارامترهای ورودی با استفاده از سه سیال عامل مختلف با نتایج صالح<sup>۱</sup> و همکاران (۲۰۰۷) و حمدی<sup>۲</sup> و همکاران (۲۰۱۷) شبیه سازی شد. همانطور که از جدول ۴ می توان استنباط کرد، تشابه خوبی بین نتایج به دست آمده و نتایج مراجع مورد مقایسه وجود دارد.

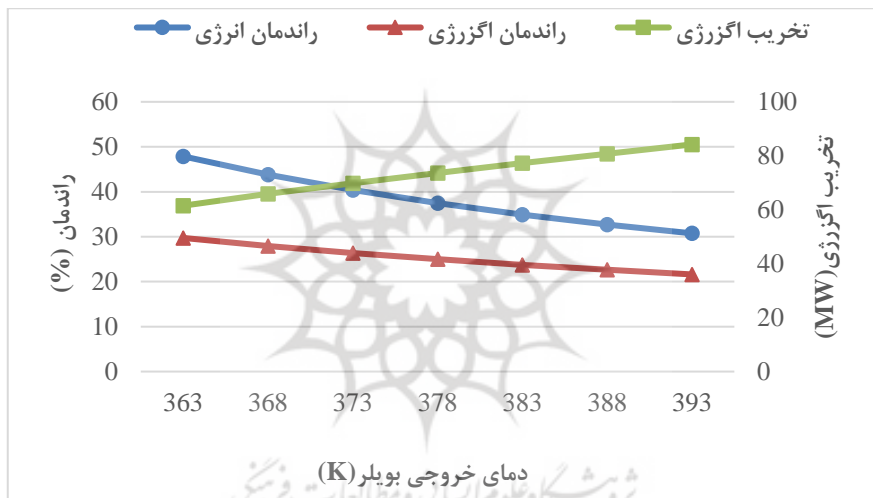
جدول ۴. اعتبارسنجی سیستم مطالعه حاضر و منابع صالح<sup>۳</sup> و همکاران (۲۰۰۷) و حمدی<sup>۴</sup> و همکاران (۲۰۱۷)

سیال	نرخ جریان جرمی (Kg s <sup>-1</sup> )	$\eta_{ORC}$ (%)	دمای خروجی (°C) توربین	منابع
R245fa	۳۳/۲۴	۱۲/۵۴	۵۰/۷	صالح و همکاران
	۳۳/۲۱	۱۳/۱۳	۴۷/۷۹	حمدی و همکاران
	۳۲/۴۶	۱۳/۱۱	۴۷/۴۵	مطالعه حاضر
Isopentane	۱۷/۴۴	۱۲/۷۵	۵۸/۴۷	صالح و همکاران
	۱۷/۴۲	۱۳/۲۱	۵۸/۳۲	حمدی و همکاران
	۱۷/۰۵	۱۳/۰۶	۵۷/۵۵	مطالعه حاضر
R600	۱۷/۷۵	۱۲/۵۸	۴۸/۴۳	صالح و همکاران
	۱۷/۶۰	۱۳/۲۱	۴۵/۹۴	حمدی و همکاران
	۱۶/۸۳	۱۳/۲۲	۴۸/۳۵	مطالعه حاضر

شکل ۲ تغییر در بازده حرارتی، بازده انرژی و میزان تخریب انرژی سیستم را برای تغییر دمای خروجی بویلر از ۳۶۳ به ۳۹۳ کیلوگرم را نشان می دهد. بازده انرژی بین ۴۷/۸۷ تا ۳۰/۷۵٪ متغیر است. از طرف دیگر، بازدهی انرژی از ۲۹/۷۳ به ۲۱/۶۱٪ تغییر می کند. بازده های انرژی و انرژی با دمای

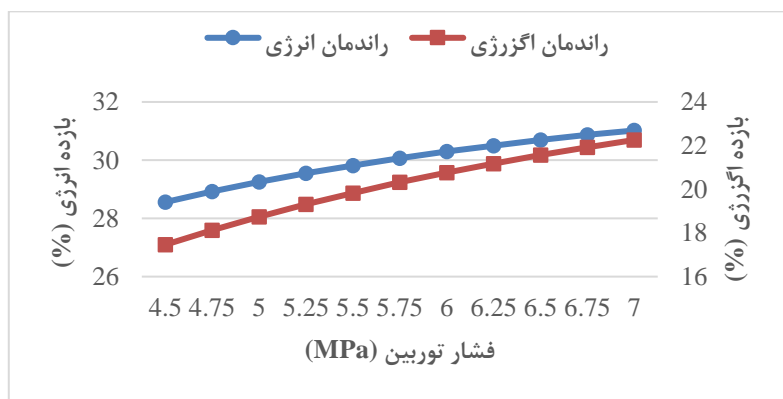
- 1 Saleh
- 2 Hamdi
- 3 Saleh
- 4 Hamdi

بویلر به صورت عکس ارتباط دارد و با افزایش دمای بویلر، بازده کاهش می‌یابد. دلیل این امر این است که با ثابت شدن دمای ورودی بویلر، با افزایش دمای خروجی بویلر، میزان سرعت گرمایش و انرژی تولید شده در بویلر افزایش می‌یابد. شکل ۲ همچنین نشان می‌دهد که با افزایش دمای بویلر، تخریب انرژی در چرخه افزایش می‌یابد. دلیل این امر این است که در سیستم مورد مطالعه با افزایش دمای خروجی بویلر، تخریب انرژی در همه زیر سیستم‌ها به جز چرخه رانکین آلی که کاهش می‌یابد، افزایش می‌یابد. بنابراین، تخریب کلی انرژی افزایش می‌یابد.



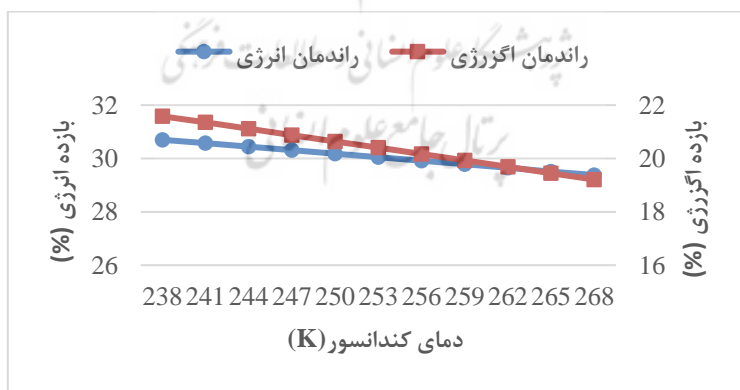
شکل ۲. تأثیر دمای خروجی بویلر بر راندمان انرژی، راندمان انرژی و میزان تخریب انرژی

تغییر در بازده حرارتی و بازده انرژی در مقابل فشار ورودی توربین گاز طبیعی مایع شده در شکل ۳ نشان داده شده است. مطابق نمودارها، افزایش فشار توربین باعث افزایش راندمان اول و دوم می‌شود. واضح است که نرخ افزایش بازده انرژی در شرایط مورد مطالعه قرار گرفته بیشتر از بازده انرژی می‌باشد. با افزایش فشار ورودی توربین از ۴/۵ به ۷ مگاپاسکال، بازده انرژی چرخه ۸/۶۱٪ افزایش می‌یابد در حالی که بازده انرژی چرخه ۲۷/۴۹٪ افزایش می‌یابد. با افزایش فشار ورودی توربین، قدرت خالص سیستم افزایش می‌یابد که باعث افزایش بازده حرارتی چرخه می‌شود که دلیل اصلی افزایش راندمان است.



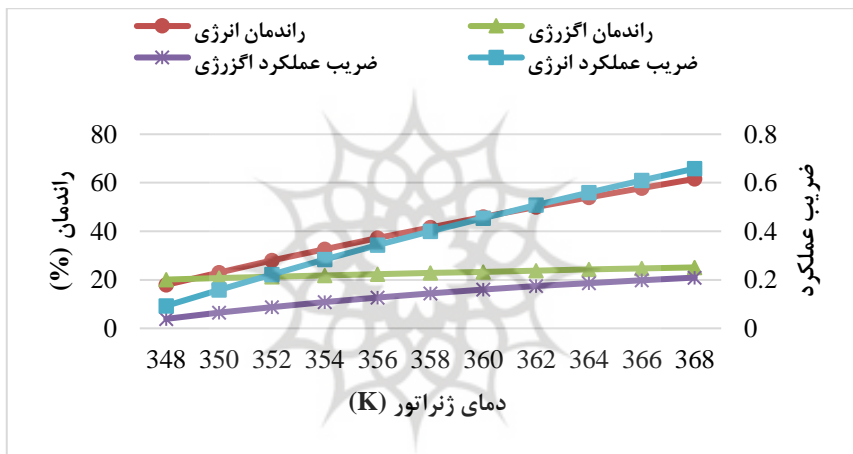
شکل ۳. تأثیر فشار توربین بر بازده انرژی و بازده انرژی

شکل ۴ تغییر راندمان انرژی و انرژی را با دمای کندانسور چرخه رانکین آلی نشان می‌دهد. نمودارها نشان می‌دهند که وقتی دمای کندانسور از ۳۳۸ به ۲۶۸ کلوین تغییر می‌کند، بازده حرارتی و انرژی به ترتیب ۴/۳ و ۱۰/۹۸٪ کاهش می‌یابد. دلیل این کاهش، کاهش توان خالص چرخه رانکین آلی است. در سیستم مورد مطالعه، هرچقدر دمای کندانسور افزایش پیدا کند، توان توربین و پمپ کاهش می‌یابد اما میزان کاهش توان خالص توربین بیشتر است. بنابراین، با افزایش دمای کندانسور، راندمان کاهش می‌یابد.



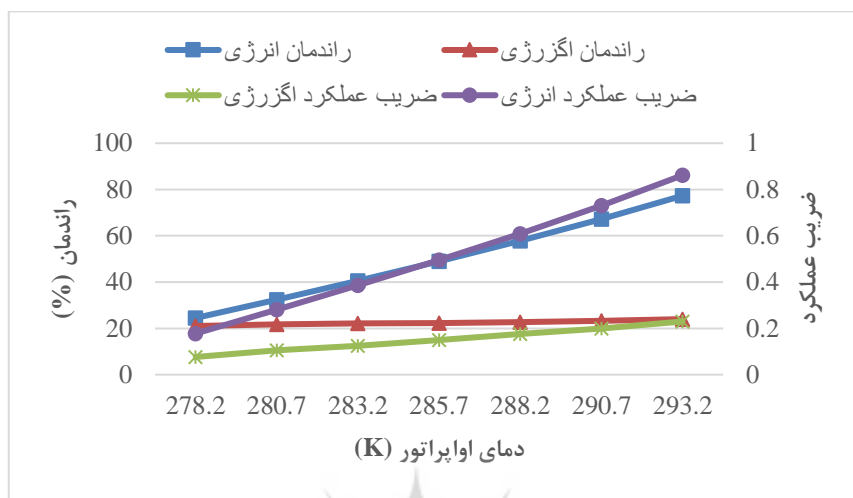
شکل ۴. تأثیر دمای کندانسور بر راندمان انرژی و راندمان انرژی

در شکل ۵ تأثیر تغییر دمای ژنراتور بر روی بازده انرژی و انرژی و انرژی، ضریب عملکرد انرژی و انرژی چرخه پیشنهادی نشان داده شده است. مطابق نمودار، تمام پارامترهای سیستم با افزایش دمای ژنراتور با در نظر گرفتن محدوده ۳۴۸ تا ۳۶۸ کلون افزایش می‌یابند. با افزایش دمای ژنراتور، مقدار اثر خنک‌کنندگی تولید شده توسط اواپراتور افزایش می‌یابد که دلیل این افزایش است. همچنین با بررسی نمودارهای به دست آمده، مقدار افزایش بازده انرژی و ضریب عملکرد انرژی در چرخه مورد مطالعه در مقایسه با بازده انرژی و ضریب عملکرد انرژی بیشتر است.



شکل ۵. تأثیر دمای ژنراتور بر بازده انرژی و انرژی و ضریب عملکرد

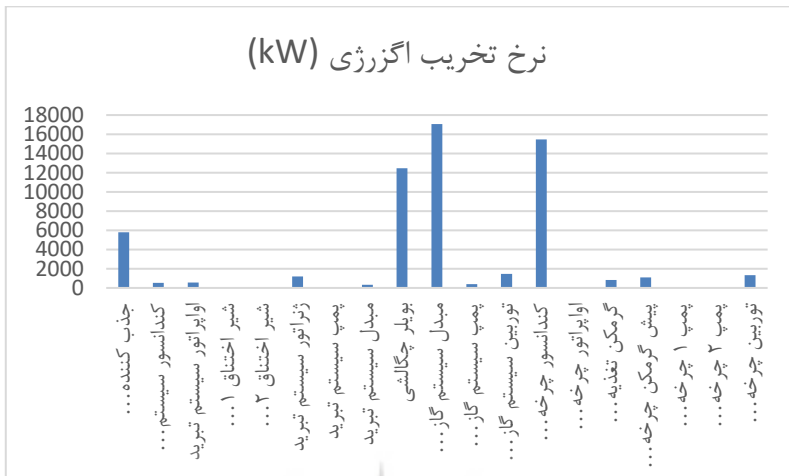
شکل ۶ تأثیر دمای اواپراتور بر بازده و ضریب عملکرد چرخه را نشان می‌دهد. همانطور که می‌توان استنباط کرد، با افزایش دمای اواپراتور از ۲۷۸/۲ به ۲۹۳/۲ کلون، بازده و ضریب عملکرد چرخه افزایش می‌یابد. تاثیر افزایش دمای اواپراتور بر بازده انرژی و ضریب عملکرد انرژی سیستم به مراتب بیشتر از بازده انرژی و ضریب عملکرد انرژی است. همچنین با توجه به نمودارها این به دست می‌آید که افزایش دمای اواپراتور، تاثیر بسیار مختصری بر تغییر بازده انرژی دارد.



شکل ۶. تأثیر دمای اوپراتور بر بازده‌های انرژی و آگزرژی و ضریب عملکرد

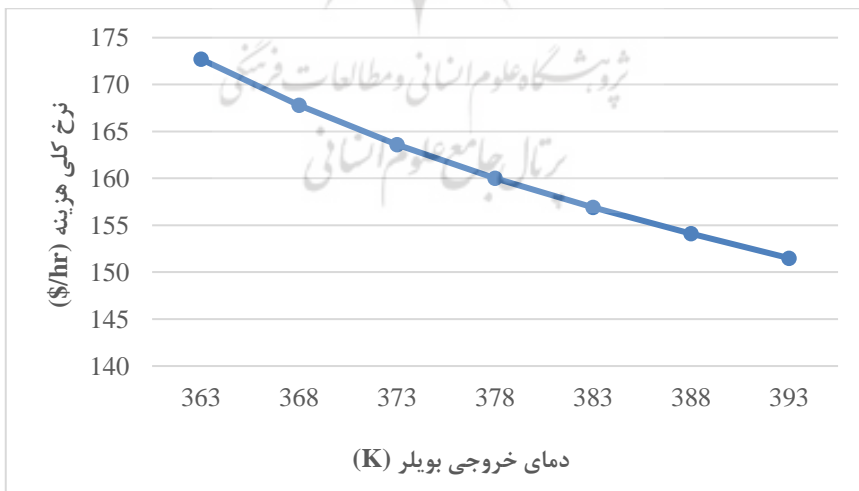
شکل ۷ میزان تخریب آگزرژی را در تجهیزات مختلف چرخه مورد مطالعه برای شناسایی منابع برگشت ناپذیری نشان می‌دهد. طبق این نمودار، بیشترین میزان تخریب آگزرژی به ترتیب مربوط به مبدل حرارتی گاز طبیعی مایع شده، کندانسور چرخه رانکین آلی و بویلر است. علت تخریب زیاد در اجزای ذکر شده اختلاف دمای زیاد بین جریان ورودی و خروجی آنها است که باعث از بین رفتن مقدار بسیاری از آگزرژی می‌شود. بنابراین، برای داشتن یک سیستم موثر، ضروری است که در انتخاب و طراحی این سه اجزا دقت لازم به عمل آید.





شکل ۷. میزان تخریب انرژی در تجهیزات چرخه

شکل ۸ تغییرات نرخ کل هزینه چرخه را با افزایش دمای بویلر نشان می‌دهد. با افزایش دمای بویلر، نرخ کل هزینه سیستم که برابر با نرخ کل هزینه اولیه تجهیزات به علاوه نرخ هزینه ناشی از تخریب انرژی است، کاهش می‌یابد. مقدار کاهش در کل هزینه ۲۸/۱۲ درصد است وقتی که دما بین ۳۶۳ تا ۳۹۳ کلوین تغییر می‌کند.



شکل ۸. تأثیر دمای خروجی بویلر بر نرخ کلی هزینه سیستم

## ۵. نتیجه گیری

در این تحقیق، مدل‌سازی و بررسی ترمودینامیکی یک چرخه تولید سه گانه انجام شده است. عملکرد این سیستم بر اساس چرخه رانکین آلی با بازیاب، انرژی سرد گاز طبیعی مایع شده و چرخه تبرید جذبی است و از بویلر چگالشی به عنوان منبع انرژی استفاده می‌شود. برای سیستم پیشنهادی بررسی ترمودینامیکی و ترمودینامیکی-اقتصادی برای ارزیابی تأثیر عوامل مختلف بر عملکرد سیستم انجام شده است. نتایج بدست آمده از تحلیل سیستم به شرح زیر می‌باشد:

- با افزایش دمای خروجی بویلر، بازده انرژی و انرژی کم می‌شود در حالی که میزان تخریب انرژی افزایش می‌یابد.
- افزایش فشار توربین گاز طبیعی مایع شده باعث افزایش راندمان قانون اول و دوم می‌شود.
- افزایش دمای کندانسور باعث افزایش بازده انرژی و انرژی کم می‌شود.
- با افزایش دمای ژنراتور و اواپراتور، ضریب عملکرد و بازده انرژی و انرژی کم می‌یابد.
- بیشترین میزان تخریب انرژی به ترتیب مربوط به مبدل حرارتی گاز طبیعی مایع شده، کندانسور چرخه رانکین آلی و بویلر می‌باشد.
- با افزایش درجه حرارت بویلر، نرخ کلی هزینه سیستم کاهش می‌یابد.

## منابع

- Al-Ali, M. and Dincer, I. (2014), "Energetic and exergetic studies of a multigenerational solar-geothermal system", Applied Thermal Engineering, No.71. pp. 16-23.
- Alirahmi, S.M., Rahmani Dabbagh, S., Ahmadi, P. and Wongwises, S. (2020), "Multi-objective design optimization of a multi-generation energy system based on geothermal and solar energy", Energy Conversion and Management, No. 205. pp. 112426.
- Anvari, S., Mahian, O., Taghavifar, H., Wongwises S. and Desideri, U. (2020), "4E analysis of a modified multigeneration system designed for power, heating/cooling, and water desalination", Applied Energy, No.270. pp. 115107.
- Azhar, M.S., Rizvi G. and Dincer, I. (2017), "Integration of renewable energy based multigeneration system with desalination", Desalination, No. 404. pp. 72-78.
- Bao, J. (2018), "Organic Rankine Cycle for Recovery of Liquefied Natural Gas (LNG) Cold Energy", In Organic Rankine Cycle Technology for Heat Recovery, IntechOpen.

**Cassarosa, C., Donatitni, F. and Franco, A.** (2004), "Thermoeconomic Optimization of the Heat Recovery Steam Generator Operating Parameter for Combined Plant", *Energy*, No. 29. pp. 389-414.

**Hamdi, B., Mabrouk, M.T., Kairouani, L. and Kheiri, A.** (2017), "Analysis and optimization of three main organic Rankine cycle configurations using a set of working fluids with different thermodynamic behaviors", *The European Physical Journal Applied Physics*, No.78. pp. 1-11.

**Hassoun, A. and Dincer, I.** (2015), "Analysis and performance assessment of a multigenerational system powered by Organic Rankine Cycle for a net zero energy house", *Applied Thermal Engineering*, No.76. pp. 25-36.

**Khalid, F., Dincer, I. and Rosen, M.A.** (2017), "Techno-economic assessment of a solar-geothermal multigeneration system for buildings", *International Journal of Hydrogen Energy*, No. 42. pp. 21454-21462.

**Kim, K.H. and Kim, K.C.** (2014), "Thermodynamic performance analysis of a combined power cycle using low grade heat source and LNG cold energy", *Applied Thermal Engineering*, No.70. pp. 50-60.

**Klein, S.A.** (2009), "Engineering equation solver version 8.414, professional version", McGraw-Hill.

**Liu, Y., Han, J., and You, H.** (2020), "Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of a CCHP system based on LNG cold energy utilization and flue gas waste heat recovery with CO<sub>2</sub> capture", *Energy*, No. 190. pp. 116201.

**Rovira, A., Sánchez, C., Muñoz, M., Valdés, M. and Durán, M.D.** (2011), "Thermoeconomic Optimization of Heat Recovery Steam Generators of Combined Cycle Gas Turbine Power Plants Considering Off-design Operation", *Energy Conversion Management*, No. 52. pp. 1840-9.

**Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M., and Fischer, J.** (2007), "Working fluids for low temperature Organic Rankine Cycles", *Energy*, No.32. pp. 1210-1221.

**Siddiqui, O., Ishaq, H. and Dincer, I.** (2019), "A novel solar and geothermal-based trigeneration system for electricity generation, hydrogen production and cooling", *Energy Conversion and Management*, No. 198. pp. 111812.

**Soltani, R., Dincer, I. and Rosen, M.A.** (2015). "Thermodynamic analysis of a novel multigeneration energy system based on heat recovery from a biomass CHP cycle", *Applied Thermal Engineering*, No. 89. pp. 90-100.

**Sun, Z., Zhao, Q., Wu, Z., and Lin, K.** (2021), "Thermodynamic comparison of modified Rankine cycle configurations for LNG cold energy recovery under different working conditions", *Energy Conversion and Management*, No.239. pp. 114141.

**Tian, Z., Zeng, W., Gu, B., Zhang, Y., and Yuan, X.** (2021), "Energy, exergy, and economic (3E) analysis of an organic Rankine cycle using zeotropic mixtures based on marine engine waste heat and LNG cold energy", *Energy Conversion and Management*, No. 228. pp. 113657.

**Yuksel, Y.E. and Ozturk, M.** (2017), "Thermodynamic and thermoeconomic analyses of a geothermal energy based integrated system for hydrogen production", *International Journal of Hydrogen Energy*, No. 42. pp. 2530-2546.

## فهرست علائم

زیر نویس ها		سطح انتقال حرارت ( $m^2$ )	A
محیط	0	نرخ هزینه ( $\$/h$ )	$\dot{C}$
نقاط چرخه	1, 2, 3, ...	هزینه هر واحد انرژی ( $\$/GJ$ )	c
ابزوربر	abs	انرژی ویژه ( $kJ/kg$ )	e
بویلر	B	نرخ انرژی ( $kW$ )	$\dot{E}_x$
کندانسور	con	آنتالپی ویژه ( $kJ/kg$ )	h
سرمایش	cool	نرخ جرمی جریان ( $kg/s$ )	$\dot{m}$
اوپراتور	eva	فشار (MPa)	P
شیر اختناق	exv	نرخ انتقال حرارت ( $kW$ )	$\dot{Q}$
سوخت	fuel	دما ( $^{\circ}C$ )	T
ژنراتور	gen	توان ( $kW$ )	$\dot{W}$
مبدل گرمایی	HX	هزینه سرمایه هر جزء ( $\$$ )	z
گرمکن تغذیه آب باز	OFWH	نرخ هزینه سرمایه ( $\$/h$ )	$\dot{Z}$
پمپ	p	نمادهای یونانی	
پیش گرمکن	preh	راندمان گرمایی (%)	$\eta$
توربین	t		

جدول ۲. روابط تعادل انرژی و تعادل اقتصادی اجزای مختلف در سیستم

توابع هزینه سرمایه گذاری	تراز هزینه و معادلات کمی	انرژی	جزء
<i>ORC</i>			
$Z_B = 208582 \dot{m}_1^{0.8} e^{\left(\frac{P_1 - 28}{150}\right) \left(1 + 5e^{\left(\frac{T_1 - 593}{10.42}\right)}\right)}$	$\dot{C}_4 + \dot{Z}_B + \dot{Z}_{fuel} = \dot{C}_1$	$\dot{m}_1 e_1 - \dot{m}_4 e_4$	<b>Boiler</b> $\dot{Q}_B = \dot{m}_1 (h_4 - h_1)$
$Z_P = 200 (\dot{W}_p)^{0.65}$	$\dot{C}_5 + \dot{Z}_{P1} + \dot{C}_{\dot{w},p1} = \dot{C}_6$ $\dot{C}_7 + \dot{Z}_{P2} + \dot{C}_{\dot{w},p2} = \dot{C}_8$ $c_{\dot{w},p} = c_{\dot{w},t}$	$\dot{m}_5 (e_5 - e_6) - \dot{W}_{p1}$ $\dot{m}_7 (e_7 - e_8) - \dot{W}_{p2}$	<b>Pump</b> $\dot{W}_{p1} = \dot{m}_5 (h_6 - h_5)$ $\dot{W}_{p2} = \dot{m}_7 (h_8 - h_7)$
$Z_{preh} = 130 \left(\frac{A_{preh}}{0.093}\right)^{0.78}$	$\dot{C}_1 + \dot{C}_8 + \dot{Z}_{preh} = \dot{C}_2 + \dot{C}_9$ $c_8 = c_9$	$\dot{m}_2 e_2 + \dot{m}_9 e_9 - \dot{m}_1 e_1 - \dot{m}_8 e_8$	<b>Preheater</b> $\dot{Q}_{preh} = \dot{m}_8 (h_9 - h_8)$
$Z_{eva} = 309.14 (A_{eva})^{0.85}$	$\dot{C}_2 + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{eva} = \dot{C}_3 + \dot{C}_{10}$ $c_2 = c_3$	$\dot{m}_{10} e_{10} + \dot{m}_3 e_3 - \dot{m}_2 e_2 - \dot{m}_9 e_9$	<b>Evaporator</b> $\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_9 (h_{10} - h_9)$
$Z_t = 4750 (\dot{W}_t)^{0.75}$	$\dot{C}_{10} + \dot{Z}_t = \dot{C}_{11} + \dot{C}_{12} + \dot{C}_{\dot{w},t}$ $c_{10} = c_{11}, c_{10} = c_{12}$	$\dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{W}_t$	<b>Turbine</b> $\dot{W}_t = \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{12} h_{12}$
$Z_{OFWH} = 0$	$\dot{C}_7 = \dot{C}_6 + \dot{C}_{11} + \dot{Z}_{OFWH}$	$\dot{m}_6 e_6 + \dot{m}_{11} e_{11} - \dot{m}_7 e_7$	<b>Open FWH</b> -----

جدول ۲. روابط تعادل انرژی و تعادل اقتصادی اجزای مختلف در سیستم

توابع هزینه سرمایه گذاری	تراز هزینه و معادلات کمی	انرژی	جزء
$Z_{con} = 516.62(A_{con})^{0.6}$	$\dot{C}_{12} + \dot{C}_{14} + \dot{Z}_{con} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{15}$ $c_{12} = c_5$	$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_5)$	Condenser
<i>LNG</i>			
$Z_p = 200(\dot{W}_p)^{0.65}$	$\dot{C}_{13} + \dot{Z}_p + \dot{C}_{\dot{w},p} = \dot{C}_{14}$ $c_{\dot{w},p} = c_{\dot{w},t}$	$\dot{W}_p = \dot{m}_{13}(h_{14} - h_{13})$	Pump
$Z_{HX} = 130\left(\frac{A_{HX}}{0.093}\right)^{0.78}$	$\dot{C}_{15} + \dot{Z}_{HX} = \dot{C}_{16}$ $c_{15} = c_{16}$	$\dot{Q}_{cool} = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15})$	Heat exchanger
$Z_t = 4750(\dot{W}_t)^{0.75}$	$\dot{C}_{16} + \dot{Z}_t = \dot{C}_{17} + \dot{C}_{\dot{w},t}$ $c_{16} = c_{17}$	$\dot{W}_t = \dot{m}_{16}(h_{16} - h_{17})$	Turbine
<i>ARC</i>			
$Z_p = 2100\left(\frac{\dot{w}_p}{10}\right)^{0.26}\left(\frac{1-\eta_p}{\eta_p}\right)^{0.5}$	$\dot{C}_{18} + \dot{Z}_p + \dot{C}_{\dot{w},p} = \dot{C}_{19}$	$\dot{W}_p = \dot{m}_{18}(h_{19} - h_{18})$	Pump
$Z_{exv_1} = 0$	-----	$\dot{m}_{22}(e_{23} - e_{22})$	Expansion valve 1

جدول ۲. روابط تعادل انرژی و تعادل اقتصادی اجزای مختلف در سیستم

جزء	انرژی	انرژی	تراز هزینه و معادلات کمکی	توابع هزینه سرمایه گذاری
<b>Absorber</b>	$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{23}h_{23} + \dot{m}_{27}h_{27} - \dot{m}_{18}h_{18}$	$\dot{m}_{27}e_{27} + \dot{m}_{23}e_{23} - \dot{m}_{18}e_{18} + \dot{m}_{32}(e_{32} - e_{33})$	$\dot{C}_{23} + \dot{C}_{27} + \dot{C}_{32} + \dot{Z}_{abs} = \dot{C}_{18} + \dot{C}_{33}$ $c_{32} = 0$	$Z_{abs} = 16000\left(\frac{A_{abs}}{100}\right)^{0.6}$
<b>Generator</b>	$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{24}h_{24} + \dot{m}_{21}h_{21} - \dot{m}_{20}h_{20}$	$\dot{m}_3(e_3 - e_4) + \dot{m}_{20}e_{20} - \dot{m}_{21}e_{21} - \dot{m}_{24}e_{24}$	$\dot{C}_3 + \dot{C}_{20} + \dot{Z}_{gen} = \dot{C}_4 + \dot{C}_{21} + \dot{C}_{24}$ $c_{20} = c_{21}$	$Z_{gen} = 17500\left(\frac{A_{gen}}{100}\right)^{0.6}$
<b>Condenser</b>	$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{24}(h_{24} - h_{25})$	$\dot{m}_{24}(e_{24} - e_{25}) - \dot{m}_{30}(e_{30} - e_{31})$	$\dot{C}_{24} + \dot{C}_{30} + \dot{Z}_{con} = \dot{C}_{25} + \dot{C}_{31}$ $c_{24} = c_{25}$	$Z_{con} = 800\left(\frac{A_{con}}{100}\right)^{0.6}$
<b>Expansion valve 2</b>	-----	$\dot{m}_{25}(e_{26} - e_{25})$	-----	$Z_{exv_2} = 0$
<b>Evaporator</b>	$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{27}(h_{27} - h_{26})$	$\dot{m}_{26}(e_{26} - e_{27}) - \dot{m}_{28}(e_{28} - e_{29})$	$\dot{C}_{26} + \dot{C}_{28} + \dot{Z}_{eva} = \dot{C}_{27} + \dot{C}_{29}$ $c_{26} = c_{27}$	$Z_{eva} = 16000\left(\frac{A_{eva}}{100}\right)^{0.6}$
<b>Heat exchanger</b>	$\dot{Q}_{HX} = \dot{m}_{19}(h_{20} - h_{19})$	$\dot{m}_{19}(e_{19} - e_{20}) + \dot{m}_{21}(e_{21} - e_{22})$	$\dot{C}_{19} + \dot{C}_{21} + \dot{C}_{32} + \dot{Z}_{HX} = \dot{C}_{20} + \dot{C}_{22}$ $c_{19} = c_{20}$	$Z_{HX} = 12000\left(\frac{A_{HX}}{100}\right)^{0.6}$