دوره ۲۴، شماره ۱، بهار ۱۴۰۰، صفحه ۶۵ – ۴۳

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

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

چکیدہ	
در این تحقیق، چرخه تولید سه گانه شامل چرخه آلی رانکین همراه با بازیاب، انرژی	تاریخ دریافت:
سرد گاز طبیعی مایع شده و سیستم تبرید جذبی با استفاده از آب گرم بویلر چگالشی	14 / 1 / 19
از منظر انرژی و اگزرژی–اقتصادی شبیهسازی شده است. در چرخه پیشنهادی، آب با	تاريخ پذيرش:
درجه حرارت متوسط که از بویلر چگالشی خارج میشود به عنوان منابع حرارتی از	14 / 4 / 71
چرخههای رانکین آلی، گاز طبیعی مایع شده و چرخه تبرید جذبی عبور کرده و به دیگ	
برمی گردد. 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	کلمات کلیدی:
بررسی شده است. نتایج نشان دادند که افزایش درجه حرارت خروجی بویلر منجر به	سيستم توليد سه گانه،
افزایش میزان تخریب اگزرژی و کاهش راندمان انرژی و اگزرژی میشود. با افزایش	چرخه رانکین آلی،
دمای کندانسور بازده قانون اول و دوم کاهش مییابد ولی با افزایش دمای ژنراتور و	چرحه تبرید جدبی، تحلیا اگرژی–اقتصادی.
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.	

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 أسایش جامعه دارد. رشد تقاضای انرژی و تأمین أن 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 ، سرمایش ، گرمایش 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 ازون، باران اسیدی و بسیاری معضلات دیگر شده است. علاوه بر این، با افزایش مراکز صنعتی و مصرف بیشتر این سوخت ها، احتمال پایان ذخایر انرژی فسیلی روشن تر 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 فناوری ها، فرآیندهای تولیدی چندگانه به دلیل کارآیی بالا در حالی که هزینههای عملیاتی کم و انتشار کم دارند، نقش مهمی ایفا میکنند. دلیل کاراًیی بالای این سیستم ها، استفاده از یک منبع ورودی انرژی برای تولید چند محصول میباشد. در یک بویلر معمولی، با احتراق سوخت گازهای داغ تولید می شود که با گذشتن از مبدل حرارتی بیشتر این انرژی به آب منتقل می شود، که باعث بالا رفتن دمای آب می شود. 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 اگزاست که تلف می شوند را جذب می کند، در ادامه بخار آب موجود در گازهای خروجی محصول احتراق ، با از دست دادن گرمای نهان تبخیر به أب مایع تبدیل می شود و این گرمای نهان نیز به أب داده می شود که این عمل اضافی بازدهی دیگ را تا ۱۰– ۱۲٪ بالا می برد. بنابراین توجه به این نوع بویلرها با توجه به راندمان بالا اهمیت زیادی دارد.

ال–علي و دينسر ((۲۰۱۴) يک سيستم زمين گرمايي–خورشيدي را براي توليد برق، خنک کنندگي، گرمایش محیط، آب گرم و گرما برای استفادههای صنعتی مطالعه کردند. یک مطالعه پارامتریک برای بررسی تأثير دماي منبع زمين گرمايي، سرعت جريان جرمي سيال زمين گرمايي، دماي ورودي يمپ خورشيدي زمين گرمایی و دمای محیط بر عملکرد سیستم انجام گردید. بازده انرژی برای سیستههای تولید تک گانه و تولید چندگانه به ترتیب ۱۶/۴ و ۷۸ درصد است. همچنین، بازدههای اگزرژی به ترتیب ۲۶/۲ و ۳۶/۶ درصد به دست آمدند. نتایج نشان دادند که ۷۵ درصد تخریب اگزرژی در جمع کننده خورشیدی اتفاق می افتد. حسون و دینسر ۲ (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 یکیارچه برای تولید برق، آب گرم و آشامیدنی و سرمایش و گرمایش فصلی بود. نتایج نشان داد که حداکثر کاراًیی اگزرژی سیستم ۴۴/۶۷ ٪ است که با بهینهسازی چند هدفه میتواند تا ۵۸/۸٪ باشد. سلطانی و همکاران (۲۰۱۵) تجزیه و تحلیل انرژی و اگزرژی را برای یک سیستم انرژی تولید چندگانه با یک ورودی سوخت و پنج خروجی مفید را مطالعه کردند. بازده انرژی و اگزرژی 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، بازیایی گرما از گازهای دودکش برای گرم کردن و خشک کردن چوب ، بهره وری انرژی را بیش از بازده اگزرژی 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 می گذارد. عليرحمي و همكاران (۲۰۲۰) يک سيستم توليد چندگانه مبتني بر انرژي خورشيدي–زمين گرمايي را مورد بررسی و بهینهسازی قرار دادند. بر اساس نتایج، از نظرگرمایی⊣قتصادی، به ترتیب ۲۹/۹۵٪ و GJ ۱۲۹/۷/۶/۶/۶/۶/۶/۶/۶/۶/۶/ به عنوان مقادیر بهینه برای بازده اگزرژی و هزینه کل واحد به دست آمد. صدیقی و همکاران^۳ (۲۰۱۹) یک سیستم تولید سه گانه جدید مبتنی بر انرژی خورشیدی- زمین گرمایی ارائه داده اند. 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 اگزرژی 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 ۳۲/۲ به دست آمد. یوکسل و ازتورک ((۲۰۱۷) یک سیستم مبتنی بر زمین گرمایی را برای تولید برق، آب گرم، هیدروژن و گرمایش و سرمایش پیشنهاد کردند. انرژی و اگزرژی سیستم به ترتیب ۴۷/۰۴٪ و ۱۵/٬۱۵ بود. با افزایش دمای زمین گرمایی، تولید برق و هیدروژن افزایش می یابد. همچنین، وقتی دمای مایع زمين گرمايي افزايش مي يابد، هزينه هاي توليد هيدروژن كاهش مي يابد. يک سيستم توليد چندگانه با استفاده از منابع انرژی خورشیدی-زمین گرمایی-اقیانوس توسط اظهر٬ و همکاران (۲۰۱۷) ارائه شد که آب شیرین، برق، گرمایش و سرمایش تولید می کند. طبق نتایج، بازده انرژی و اگزرژی 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، اگزرژی ، اگزرژی–اقتصادی، وخروجیهای زیست محیطی برای سیستم تولید چندگانه انجام گردید. تجزیه و تحلیلهای زیست محیطی نشان داد که افزایش درجه حرارت ییش گرم کننده منجر به کاهش انتشار دی اکسید کربن می شود و هزینه کل و انتشار گازهای دی اکسید کرین، ۵/۱۹۴۳ دلار در ساعت و ۱/۱۶۳ کیلوگرم در کیلووات ساعت بود. یک سیستم زمین گرمایی خورشیدی توليد چندگانه توسط خالد" و همكاران (۲۰۱۷) مورد بررسی قرار گرفت. چرخه پيشنهاد شده توليد برق، أب گرم، هیدروژن، سرمایش و گرمایش می کند. نتایج نشان داد که میزان تولید هیدروژن ۲/۷ کیلوگرم در ساعت بوده است. علاوه بر این، بازده انرژی و اگزرژی به ترتیب ۱۶ و ۱۴/۶ درصد بود. در یک مطالعه توسط بائو ً (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 عامل ها می توان تولید توان در سیستم را افزایش داد. همچنین با استفاده از چرخه معرفی شده بازده انرژی و اگزرژی سیستن به ترتیب ۴۲/۹۱ و ۵۲/۳۱ درصد به دست آمد. کیم و کیم⁶ (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

- 2 Azhar
- 3 Khalid
- 4 Bao
- 5 Kim and Kim

¹ Yuksel and Ozturk

عملکرد سیستم به طور قابل توجهی تحت تأثیر پارامترهای با کسر جرمی آمونیاک است که بیشترین تأثیر را دارد. همچنین بیا شد که بازده اگزرژی ممکن است با فشار ورودی توربین کاهش یا افزایش یابد یا دارای یک مقدار پیک باشد. لیو^۱ 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، اگزرژی و اقتصادی بر سیستم پیشنهادی انجام پذیرفت. نتایج بهینه سازی نشان میدهد که کل انرژی خروجی، بازده اگزرژی و هزینه هر واحد اگزرژی برای سیستم تولید سه گانه به ترتیب ۹۰/۶۵ مگاوات ، ۴۱/۳۸٪ ، GJ / \$ ۱۸/۰۵ است. سان^۲ 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 رانکین های 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^۳ 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 می کرد، انجام دادند. اثرات سیال عامل و اختلاف دمای پینچ پوینت از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک بررسی گردید. یکی از ننایج مهمی که به دست آمد این بود که مخلوطهای زئوتروییک همیشه برتری نسبت به مایعات خالص ندارند. حداکثر بازده انرژی و بازده اگزرژی به ترتیب ۲۲/۰۹٪ و ۲۳/۲۸٪ است. همچنین دوره بازپرداخت و هزینه انرژی سطح بندی شده به ترتیب در محدوده ۴/۵۸–۸/۱۸ 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، اگزرژی و اگزرژی- اقتصادی روی چرخه پیشنهادی انجام گرفته است. به این ترتیب، اهداف اصلی تحقیق حاضر به شرح زیر می باشد:

- 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، اگزرژی و اگزرژی اقتصادی.
 - بررسی تأثیر برخی پارامترهای کلیدی بر کارایی و عملکرد سیستم.

۲. تشریح چرخه

نمودار شماتیک چرخه پیشنهادی در شکل ۱ مشاهده می شود.



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 می شود در حالی که چاه گرمایی توسط انرژی سرد گاز طبیعی مایع شده تأمین می شود. در این مطالعه و در چرخه رانکین آلی ازسیال عامل R245fa استفاده شده و مشخصات اصلی آن در جدول ۱ آورده شده است.

جدول ۱. خصوصيات اصلى R245fa

GWP	ODP	فشار بحرانی (MPa)	دمای بحرانی (K)	نقطه جوش (K)	جرم مولکولی (kg/kmol)	سيال عامل
۹۵۰	*	(111 a) 37/801	(N) ۴۲۷/۰۱	۲۸۸	۱۳۴/۰۵	R245fa

مأخذ: (http://www.coolprop.org/fluid_properties/fluids/R245fa.html)

جریان آب گرم که از بویلر چگالشی خارج می شود به پیش گرم کننده و اواپراتور چرخه رانکین آلی وارد می شود. سیال عامل در فشار و درجه حرارت بالا به حالت بخاراشباع شده تبخیر می شود و برای تولید برق در توربین مصرف می شود. سیال عامل خروجی از توربین با استفاده از دمای پایین گاز طبیعی در کندانسور متراکم می شود. مایع اشباع شده قبل از ورود به اواپراتور برای تکمیل چرخه به پیش گرم کننده پمپ می شود. مایع آلی خروجی از پمپ اول توسط جریان گرم خروجی از توربین مخلوط می شود. جریان خروجی از گرمکن تغذیه آلی به صورت مایع اشباع شده می باشد. جریان خروجی توربین مخلوط می شود. رانکین آلی داغ به عنوان منبع حرارتی سیستم تولید توان گاز طبیعی استفاده می شود. 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 می شود و به بخار اشباع تبدیل می شود. سپس، در یک مبدل حرارتی ، به مقدار بیشتری رانکین آلی پمپ می شود و به بخار اشباع تبدیل می شود. سپس، در یک مبدل حرارتی ، به مقدار بیشتری گار ارسال می شود. برای کارکرد سیستم ترید جذبی به عنوان یک زیر سیستم سرمایش، آب گرم بویلرچگالشی به عنوان منبع گرمایی، گرمای مورد نیاز کاری ژنراتور را تامین می کند. 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 اولپراتور منبسط میشود. برای تکمیل چرخه، باید جریان محلول ضعیف از ژنراتور و جریان مبرد از اولپراتور باید در جاذب با یکدیگر حل شوند. در این سیستم ، آب و لیتیوم بروماید به ترتیب مبرد و جاذب هستند. با حرارت دادن محلول در ژنراتور بخار مبرد از ماده جاذب جدا شده و به کندانسور می رود بخار مبرد در کندانسور تقطیر شده و پس از عبور از شیر انبساط وارد اولپراتور می گردد، با تبخیر در اولپراتور گرما از محیط اطراف توسط مبرد دریافت شده و تولید سرما می شود.پس از آن مبرد وارد جذب کننده می شود ودر آنجا توسط محلول جاذب که از ژنراتور توسط کاهش فشار به جذب کننده آمده است بجذب می گردد.حال محلول مبرد و جاذب ایجاد شده در جنب کننده که دارای سیال مبرد زیادی می باشد توسط پمپ به ژنراتور فرستاده می شود و بدین ترتیب سیکل جذبی تکمیل می گردد. در سیکل جذبی وقتی بخار مبرد به جذب کننده وارد شده و جذب می شود، باعث بالا رفتن دمای ماده جاذب می شود که این توسط یمپ به ژنراتور فرستاده می شود و بدین ترتیب سیکل جذبی تکمیل می گردد. در سیکل جذبی وقتی بخار مبرد به جذب کننده وارد شده و جذب می شود. باعث بالا رفتن دمای ماده جاذب می شود که این بخار مبرد به جذب کننده وارد شده و جذب می شود. باعث بالا رفتن دمای ماده جاذب می شود که این جاذب ،جذب می شود سپس توسط پمپ فشار این محلول بالا رفته وارد ژنراتور می شود.

۳. تحلیل انرژی ، اگزرژی و اقتصادی

۳-۱. فرضيات

برای بررسی ترمودینامیکی چرخه ترکیبی پیشنهادی، فرضیات زیر در نظر گرفته شده است. فرضیات صرفا جهت ساده نمودن چرخه مورد مطالعه برای شبیه سازی انجام می گیرند.

- افت فشار و گرما در انواع تجهیزات صفر در نظر گرفته می شود.
- تمام فرآیندهای اجزای موجود در چرخهها در یک حالت پایدار قرار دارند.
- وضعیت سیال آلی در اواپراتور و کندانسوربه ترتیب بخار اشباع و مایع اشباع میباشد.

 برای شبیه سازی گاز طبیعی، متان خالص فرض شده است. گاز طبیعی مایع شده در ابتدا مایع اشباع تحت فشار PO در مخزن ذخیره سازی است که پس از عبور از کندانسور به بخار اشباع تغییر مییابد.
 (کاساروسا^۲ و همکاران، ۲۰۰۴ – روویرا^۲ و همکاران، ۲۰۱۱)

۲-۳. معادلات جرم ، انرژی و اگزرژی

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

$$\sum_{i} \dot{m_i} = \sum_{e} \dot{m_e} \tag{1}$$

$$\sum_{i} \dot{m}_{i} h_{i} + \dot{Q} = \sum_{e} \dot{m}_{e} h_{e} + \dot{W}$$
^(Y)

$$\dot{E}x_Q - \sum_i \dot{m}_i ex_i = \sum_e \dot{m}_e ex_e - \dot{E}x_W - \dot{E}x_D \tag{(7)}$$

که در آن \dot{Ex}_{D} میزان تخریب اگزرژی را نشان میدهد. همچنین میزان اگزرژی کار و میزان اگزرژی انتقال گرما از معادلات زیر محاسبه میشود.

$$\dot{Ex}_{Q} = (1 - \frac{T_{0}}{T_{i}})\dot{Q}_{i} \tag{(f)}$$

$$\dot{E}x_W = W$$
 (Δ)

اگزرژی ویژه را میتوان به شرح زیر تعریف کرد:

 $e = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$ در نهایت، بازده انرژی و بازدهی اگزرژی کل چرخه با معادلات زیر بدست می آیند. $\eta_{en} = \frac{\dot{W_{net}} + \dot{Q_{cooling}}}{\dot{O}}$ (Y)

- 1 Cassarosa
- 2 Rovira

$$\eta_{ex} = \frac{W_{net} + Ex_{cooling}}{Ex_B + Ex_{LNG}} \tag{A}$$

در یک تحلیل اقتصادی، تراز هزینه کل سیستم به شرح زیر نوشته می شود:
$$\dot{C}_{p,tot} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{O\&M}$$
 (۹)

که در آن $\dot{C} = c\dot{E}x$ ، \dot{C}_{tot} ، \dot{C}_{tot} ، $\dot{C}_{F,tot}$ ، $\dot{C}_{p,tot}$ ، $\dot{C} = c\dot{E}x$ که در آن $\dot{C} = c\dot{E}x$ ، 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: $\dot{Z}_{k} = \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{O\&M}$ (۱۰)

نرخ هزینه سرمایه گذاری اجزا را می توان به شرح زیر نوشت:

$$\dot{Z}_{k} = \frac{Z_{k} \times \varphi \times CRF}{h} \tag{(11)}$$

که φ ضریب نگهداری و برابر با ۱/۰۶ و N برابر ۷۵۰۰ و تعداد ساعات کار واحد سالانه می باشد. ضریب بازیابی سرمایه به شرح زیر محاسبه می شود:

$$CRF = \frac{i(1+i)^{n}}{(1+i)^{n} - 1}$$
(17)

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، اگزرژی و اگزرژی- 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، اگزرژی و تجزیه و تحلیل اگزرژی–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.

مقدار	پارامتر
17.	دمای ورودی آب گرم ([°] C)
۲۵۵	نرخ جریان جرمی آب گرم (kg s ⁻¹)
۲۰	دمای برگشتی آب گرم (C°)
١٠۵	دمای تبخیر سیال ارگانیک ($^{ m o}{ m C}$)
-۳۵	دمای چگالش سیال ارگانیک ($^{ m o}{ m C}$)
۲۰۰	فشار گرم کن آب تغذیه باز (kPa)
٨۵	بازدهی آیزنتروپیکی توربین (%)
٩٠	بازدهی آیزنتروپیکی پمپ (%)
10.	نرخ جریان جرمی چرخه تبرید جذبی (kg s-1)
۶.	ضریب تاثیر مبدل (%)
۲۵	دمای محیط (^{C°})
۱۰۱/۳	فشار محيط (kPa)
۶۵۰۰	فشار ورودی توربین گاز طبیعی مایع شده (kPa)
۳۰۰۰	فشار شبکه گاز طبیعی (kPa)
٧	دمای اواپراتور چرخه تبرید جذبی (°C)
٨٠	دمای ژنراتور چرخه تبرید جذبی (°C)
۳۵	دمای کندانسور چرخه تبرید جذبی (°C)
4.	دمای ابزوربر چرخه تبرید جذبی (C°)
١/١	ضریب انتقال حرارت کل کندانسور (kW/m2K)
١/۴	ضریب انتقال حرارت کل پیش گرمکن (kW/m2K)
١/۶	ضریب انتقال حرارت کل اواپراتور چرخه رانکین آلی (kW/m2K)
•/٩	ضریب انتقال حرارت کل اواپراتور سیستم تبرید جذبی (kW/m2K)
• /۶	ضریب انتقال حرارت کل ابزوربر (kW/m2K)
١/۶	ضریب انتقال حرارت کل ژنراتور (kW/m2K)
١/١	ضریب انتقال حرارت کل مبدل (kW/m2K)

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

٤. نتايج

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^۱ و همکاران (۲۰۰۷) و حمدی^۲ و همکاران (۲۰۱۷) شبیهسازی شد. همانطور که از جدول ۴ میتوان استنباط کرد، تشابه خوبی بین نتایج به دست آمده و نتایج مراجع مورد مقایسه وجود دارد.

سيال	نرخ جریان جرمی (Kg s ⁻¹)	η _{ORC} (%)	دمای خروجی (C°)توربین	منابع
	۳۳/۲۴	17/54	۵ • /۷	صالح و همکاران
R245fa	۳۳/۲ ۱	18/18	41/19	حمدی و همکاران
	47/48	۱۳/۱۱	47/40	مطالعه حاضر
Isopentane	17/44	۱۲/۷۵	۵۸/۴۷	صالح و همکاران
	17/42	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
	17/80	۱۳/۲۱	40/94	حمدی و همکاران
	۱۶/۸۳	13/22	۴۸/۳۵	مطالعه حاضر

جدول ۴. اعتبارسنجی سیستم مطالعه حاضر و منابع صالح^۳ و همکاران (۲۰۰۷) و حمدی^۴ و همکاران (۲۰۱۷)

شکل ۲ تغییر در بازده حرارتی، بازده اگزرژی و میزان تخریب اگزرژی سیستم را برای تغییر دمای خروجی بویلر از ۳۶۳ به ۳۹۳ کیلوگرم را نشان میدهد. بازده انرژی بین ۴۷/۸۷ تا ۳۰/۷۵٪ متغیر است. از طرف دیگر، بازدهی اگزرژی از ۲۹/۷۳ به ۲۱/۶۱ ٪ تغییر میکند. بازدههای انرژی و اگزرژی 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 اگزرژی تولید شده در بویلر افزایش مییابد. شکل ۲ همچنین نشان میدهد که با افزایش دمای بویلر، تخریب اگزرژی در چرخه افزایش مییابد. دلیل این امر این است که در سیستم مورد مطالعه با افزایش دمای خروجی بویلر، تخریب اگزرژی در همه زیر سیستمها به جز چرخه رانکین آلی که کاهش مییابد، افزایش مییابد. بنابراین، تخریب کلی اگزرژی افزایش مییابد.



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

تغییر در بازده حرارتی و بازده اگزرژی در مقابل فشار ورودی توربین گاز طبیعی مایع شده در شکل ۳ نشان داده شده است. مطابق نمودارها، افزایش فشار توربین باعث افزایش راندمان قوانین اول و دوم می شود. واضح است که نرخ افزایش بازده اگزرژی سیستم در شرایط مورد مطالعه قرار گرفته بیشتر از بازده انرژی می باشد. با افزایش فشار ورودی توربین از ۴/۵ به ۲ مگاپاسکال، بازده انرژی چرخه ۸/۶۱٪ افزایش می یابد در حالی که بازدهی اگزرژی چرخه ۲۷/۴۹٪ افزایش می یابد. با افزایش فشار ورودی توربین، قدرت خالص سیستم افزایش می یابد که باعث افزایش بازده حرارتی چرخه می شود که دلیل اصلی افزایش راندمان است.



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

شکل ۴ تغییر راندمان انرژی و اگزرژی را با دمای کندانسور چرخه رانکین آلی نشان میدهد. نمودارها نشان میدهند که وقتی دمای کندانسور از ۲۳۸ به ۲۶۸ کلوین تغییر میکند، بازده حرارتی و اگزرژی 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 اگزرژی

در شکل ۵ تأثیر تغییر دمای ژنراتور بر روی بازده انرژی و اگزرژی، ضریب عملکرد انرژی و اگزرژی چرخه پیشنهادی نشان داده شده است. مطابق نمودار، تمام پارامترهای سیستم با افزایش دمای ژنراتور با در نظر گرفتن محدوده ۳۴۸ تا ۳۶۸ کلوین افزایش مییابند. با افزایش دمای ژنراتور، مقدار اثر خنک کنندگی 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 اگزرژی و ضریب عملکرد اگزرژی بیشتر است.



شکل ۵. تأثیر دمای ژنراتور بر بازده انرژی و اگزرژی 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 کلوین، بازده و ضریب عملکرد چرخه افزایش مییابد. تاثیر افزایش دمای اواپراتور بر بازده انرژی و ضریب عملکرد انرژی سیستم به مراتب بیشتر از بازده اگزرژی و ضریب عملکرد اگزرژی سیستم میباشد. همچنین با توجه به نمودارها این به دست میآید که افزایش دمای اواپراتور، تاثیر بسیار مختصری بر تغییر بازده اگزرژی دارد.



شکل ۶. تأثیر دمای اواپراتور بر بازدههای انرژی و اگزرژی و ضریب عملکرد

شکل ۷ میزان تخریب اگزرژی را در تجهیزات مختلف چرخه مورد مطالعه برای شناسایی منابع برگشت ناپذیری نشان میدهد. طبق این نمودار، بیشترین میزان تخریب اگزرژی 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 مقداربسیاری از اگزرژی 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 اگزرژی در تجهیزات چرخه

شکل ۸ تغییرات نرخ کل هزینه چرخه را با افزایش دمای بویلر نشان میدهد. با افزایش دمای دمای بویلر، نرخ کل هزینه سیستم که برابر با نرخ کل هزینه اولیه تجهیزات به علاوه نرخ هزینه ناشی از تخریب اگزرژی 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

٥. نتيجه گيري

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 می شود. 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 می باشد:

- با افزایش دمای خروجی بویلر، بازده انرژی و اگزرژی کم می شود در حالی که میزان تخریب اگزرژی افزایش می یابد.
 - افزایش فشار توربین گاز طبیعی مایع شده باعث افزایش راندمان قانون اول و دوم می شود.
 - افزایش دمای کندانسور باعث افزایش بازده انرژی و اگزرژی می شود.
 - با افزایش دمای ژنراتور و اواپراتور، ضریب عملکرد و بازده انرژی و اگزرژی افزایش می یابد.
- بیشترین میزان تخریب اگزرژی 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 CO2 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.

علائم	وست	فھ
20	رست	~

	سطح انتقال حرارت (m ²)	А
0	نرخ هزينه (h/\$)	Ċ
1,2, 3,	هزینه هر واحد اگزرژی (G/J\$)	с
abs	اگزرژی ویژه (kJ/kg)	e
В	نرخ اگزرژی (kW)	Ėx
con	آنتالپی ویژه (kJ/kg)	h
cool	نرخ جرمی جریان (kg/s)	'n
eva	فشار (MPa)	Р
exv	نرخ انتقال حرارت (kW)	Q
fuel	دما (°C)	Т
gen	توان (kW)	Ŵ
HX	هزينه سرمايه هر جزء (\$)	Z
OFWH	نرخ هزينه سرمايه (h/\$)	Ż
р	نمادهای یونانی	
preh	راندمان گرمایی (%)	η
t		
	0 1,2, 3, abs B con cool eva eva exv fuel gen HX OFWH p preh t	سطح انتقال حرارت (m^2) 0 (k/k) $i, 2, 3,$ $(\$G/J)$ aks ake ake ake aks $(\$G/J)$ abs $(\$J/kg)$ abs (kJ/kg) bke (kJ/kg) bke (kJ/kg) con (kJ/kg) con (kJ/kg) con (kg/s) $cool$ (kg/s) eva (kg/s) eva (kg/s) eva (km) eva (km) eva (kW) eva (kW) gen (kW) eva (kW) eva $(e^{\circ}C))$ eva (kW) eva (kW) eva (kW) eva (kW) eva (kW) eva (kW) eva (kg/s) ev

جدول ۲. روابط تعادل اگزرژی و تعادل اگزرژی-اقتصادی اجزای مختلف در سیستم					
جزء	انرژی	اگزرژی	تراز هزینه و معادلات کمکی	توابع هزينه سرمايه گذارى	
		ORC			
Boiler	$\dot{Q}_B = \dot{m}_1(h_4 - h_1)$	$\dot{m}_1 e_1 - \dot{m}_4 e_4$	$\dot{C}_4 + \dot{Z}_B + \dot{Z}_{fuel} = \dot{C}_1$	$Z_B = 208582 \dot{m}_1^{0.8} e^{(\frac{P_1 - 28}{150})(1 + 5e^{(\frac{T_1 - 593}{10.42})})}$	
Pump	$\dot{W}_{p_1} = \dot{m}_5(h_6 - h_5)$ $\dot{W}_{p_2} = \dot{m}_7(h_8 - h_7)$	$\dot{m}_5(e_5 - e_6) - \dot{W}_{p_1}$ $\dot{m}_7(e_7 - e_8) - \dot{W}_{p_2}$	$ \dot{C}_{5} + \dot{Z}_{P1} + \dot{C}_{\dot{w}, p_{1}} = \dot{C}_{6} $ $ \dot{C}_{7} + \dot{Z}_{P2} + \dot{C}_{\dot{w}, p_{2}} = \dot{C}_{8} $ $ c_{\dot{w}, p} = c_{\dot{w}, t} $	$Z_{p} = 200 (\dot{W}_{p})^{0.65}$	
Preheater	$\dot{Q}_{preh} = \dot{m}_8(h_9 - h_8)$	$\dot{m}_2 e_2 + \dot{m}_9 e_9 - \dot{m}_1 e_1 - \dot{m}_8 e_8$	$\dot{\mathbf{C}}_1 + \dot{\mathbf{C}}_8 + \dot{\mathbf{Z}}_{\text{preh}} = \dot{\mathbf{C}}_2 + \dot{\mathbf{C}}_9$ $c_8 = c_9$	$Z_{preh} = 130(\frac{A_{preh}}{0.093})^{0.78}$	
Evaporator	$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_9(h_{10} - h_9)$	$\dot{m}_{10}e_{10} + \dot{m}_3e_3 - \dot{m}_2e_2 - \dot{m}_9e_9$	$\dot{C}_2 + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{eva} = \dot{C}_3 + \dot{C}_{10}$ $c_2 = c_3$	$Z_{eva} = 309.14(A_{eva})^{0.85}$	
Turbine	$\dot{W}_{t} = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_{12}h_{12}$	$\dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_{12}h_{12} - \dot{W}_t$	$\dot{\mathbf{C}}_{10} + \dot{\mathbf{Z}}_{t} = \dot{\mathbf{C}}_{11} + \dot{\mathbf{C}}_{12} + \dot{\mathbf{C}}_{w,t}$ $c_{10} = c_{11}, c_{10} = c_{12}$	$Z_t = 4750 (\dot{W_t})^{0.75}$	
Open FWH		$\dot{m}_6 e_6 + \dot{m}_{11} e_{11} - \dot{m}_7 e_7$	$\dot{C}_7 = \dot{C}_6 + \dot{C}_{11} + \dot{Z}_{OFWH}$	$Z_{OFWH} = 0$	

جدول ۲. روابط تعادل اگزرژی و تعادل اگزرژی-اقتصادی اجزای مختلف در سیستم					
جزء	انرژی	اگزرژی	تراز هزینه و معادلات کمکی	توابع هزينه سرمايه گذارى	
Condenser	$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_5)$	$\dot{m}_{12}(e_{12}-e_5)-\dot{Q}_{con}(1-\frac{T_0}{T_{con}})$	$\dot{C}_{12} + \dot{C}_{14} + \dot{Z}_{con} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{15}$ $c_{12} = c_5$	$Z_{con} = 516.62(A_{con})^{0.6}$	
		LNG			
Pump	$\dot{W}_{1} = \dot{m}_{12}(h_{14} - h_{12})$	$\dot{m}_{12}(e_{12}-e_{14})-\dot{W}_{12}$	$\dot{C}_{13} + \dot{Z}_{p} + \dot{C}_{w,p} = \dot{C}_{14}$	$Z_{P} = 200 (\dot{W_{P}})^{0.65}$	
	p 15×14 15	13×13 147 p	$c_{\dot{w},p} = c_{\dot{w},t}$		
Heat exchanger	$\dot{Q}_{cool} = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15})$	$\dot{m}_{15}(e_{15}-e_{16})-\dot{Q}_{cool}(1-\frac{T_0}{T_{cool}})$	$\dot{\mathbf{C}}_{15} + \dot{\mathbf{Z}}_{HX} = \dot{\mathbf{C}}_{16}$	$Z_{HX} = 130(\frac{A_{HX}}{0.093})^{0.78}$	
Turbine	$\dot{W_t} = \dot{m_{16}}(h_{16} - h_{17})$	$\dot{m}_{16}(e_{16}-e_{17})-\dot{W}_{t}$	$C_{16} + Z_t = C_{17} + C_{\dot{w},t}$	$Z_t = 4750 (\dot{W_t})^{0.75}$	
			$c_{16} = c_{17}$		
ARC					
Pump	$\vec{W}_{p} = \vec{m}_{18}(h_{19} - h_{18})$	$\dot{m}_{18}(e_{18}-e_{19})-\dot{W}_{p}$	$\dot{C}_{18} + \dot{Z}_{p} + \dot{C}_{w,p} = \dot{C}_{19}$	$Z_{p} = 2100(\frac{\dot{w}_{p}}{10})^{0.26}(\frac{1-\eta_{p}}{\eta_{p}})^{0.5}$	
Expansion valve 1		$\dot{m}_{22}(e_{23}-e_{22})$		$Z_{exv_1} = 0$	

جدول ۲. روابط تعادل اگزرژی و تعادل اگزرژی-اقتصادی اجزای مختلف در سیستم					
جزء	انرژی	اگزرژی	تراز هزینه و معادلات کمکی	توابع هزينه سرمايه گذاري	
Absorber	$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{23}h_{23} + \dot{m}_{27}h_{27} - \dot{m}_{18}$	$ \dot{m}_{27}e_{27} + \dot{m}_{23}e_{23} - \dot{m}_{18}e_{18} + \dot{m}_{32}(e_{32} - e_{33}) $	$\dot{C}_{23} + \dot{C}_{27} + \dot{C}_{32} + \dot{Z}_{abs} = \dot{C}_{18} + \dot{C}_{33}$ $c_{32} = 0$	$Z_{abs} = 16000 (\frac{A_{abs}}{100})^{0.6}$	
Generator	$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{24}h_{24} + \dot{m}_{21}h_{21} - \dot{m}_{20}h_{20}$	$\dot{m}_{3}(e_{3}-e_{4})+\dot{m}_{20}e_{20}$ $-\dot{m}_{21}e_{21}-\dot{m}_{24}e_{24}$	$\dot{C}_3 + \dot{C}_{20} + \dot{Z}_{gen} = \dot{C}_4 + \dot{C}_{21} + \dot{C}_{24}$ $c_{20} = c_{21}$	$Z_{gen} = 17500 (\frac{A_{gen}}{100})^{0.6}$	
Condenser	$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{24}(h_{24} - h_{25})$	$\dot{m}_{24}(e_{24}-e_{25})-\dot{m}_{30}(e_{30}-e_{31})$	$\dot{C}_{24} + \dot{C}_{30} + \dot{Z}_{con} = \dot{C}_{25} + \dot{C}_{31}$ $c_{24} = c_{25}$	$Z_{con} = 800(\frac{A_{con}}{100})^{0.6}$	
Expansion valve 2		$\dot{m}_{25}(e_{26}-e_{25})$		$Z_{exv_2} = 0$	
Evaporator	$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{27}(h_{27} - h_{26})$	$\dot{m}_{26}(e_{26}-e_{27})-\dot{m}_{28}(e_{28}-e_{29})$	$\dot{C}_{26} + \dot{C}_{28} + \dot{Z}_{eva} = \dot{C}_{27} + \dot{C}_{29}$ $c_{26} = c_{27}$	$Z_{eva} = 16000 (\frac{A_{eva}}{100})^{0.6}$	
Heat exchanger	$\dot{Q}_{HX} = \dot{m}_{19}(h_{20} - h_{19})$	$\dot{m}_{19}(e_{19}-e_{20})+\dot{m}_{21}(e_{21}-e_{22})$	$\dot{C}_{19} + \dot{C}_{21} + \dot{C}_{32} + \dot{Z}_{HX} = \dot{C}_{20} + \dot{C}_{22}$ $c_{19} = c_{20}$	$Z_{HX} = 12000 (\frac{A_{HX}}{100})^{0.6}$	