

مدلسازی ترمودینامیکی و ارزیابی عملکرد چرخه تولید همزمان سه‌گانه با استفاده از منابع انرژی زمین گرمایی و گاز طبیعی

رضا خیری

دانشجو، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، شهر جدید سهند، تبریز، ایران، rezakhrhd@chmail.ir

رحیم خوشبختی سرای*

استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، شهر جدید سهند، تبریز، ایران، khoshbakhti@sut.ac.ir

چکیده

امروزه چرخه‌های تولید همزمان به دلیل بازدهی بیشتر و آلودگی کمتر، مورد توجه قرار گرفته‌اند. در همین راستا یک چرخه تولید همزمان سه‌گانه‌ی جدید ارائه شده است. چرخه پیشنهادی از چرخه‌های توربین گاز، رانکین آبی، تبرید جذبی تک اثره، دو اثره موازی و مولد بخار تشکیل شده است که چرخه رانکین آبی از انرژی زمین گرمایی و چرخه تبرید جذبی تک اثره از اتلافات آن تغذیه می‌کند. همچنین چرخه توربین گاز با سوخت گاز طبیعی کار می‌کند که اتلافات آن، منبع تغذیه‌ی مولد بخار و تبرید جذبی دو اثره موازی می‌باشد. هدف از ارائه چنین چرخه‌ای، کاهش وابستگی به گاز طبیعی به‌مراه افزایش یا ثابت ماندن قدرت خالص تولیدی چرخه است. برای مدلسازی، کدی در نرم افزار EES توسعه و صحت‌گذاری شده است. در چرخه فوق ۳۲/۸ مگاوات قدرت، ۴/۶ مگاوات توان سرمایشی و ۳۷/۱ مگاوات توان گرمایشی تولید و ضریب بهره‌برداری انرژی، ۶۰/۵٪ می‌باشد. به‌علاوه، مصرف سوخت چرخه توربین گاز با حفظ قدرت، ۱/۲۰٪ کاهش داشته است. همچنین مطالعات پارامتری نشان می‌دهد که دمای ورودی توربین گازی بیشترین تأثیر را بر روی ضریب بهره‌برداری انرژی می‌گذارد.

واژه‌های کلیدی: سیستم تولید همزمان، انرژی زمین گرمایی، تحلیل ترمودینامیکی.

Thermodynamic modeling and performance analysis of a CCHP cycle employing geothermal and natural gas fuel energies

R. Kheiri

Faculty of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Sahand New Town, Tabriz, Iran

R. khoshbakhti Saray

Faculty of Mechanical Engineering, Sahand University of Technology, Sahand New Town, Tabriz, Iran

Abstract

Nowadays, CCHP cycles receive more attention due to high efficiency and low pollution. In this regard, a novel CCHP cycle has been proposed. This cycle combines gas turbine, ORC, HRSG, single effect, and double effect absorption refrigeration cycles. The prime mover of the ORC is the geothermal energy and the waste energy of this is used to run the single effect absorption cycle. The gas turbine cycle is fueled by natural gas and the exhaust gases of this provide energy to operate HRSG and the double effect absorption cycle. The purpose of this CCHP is to reduce dependence on natural gas while increasing (or constant) power production. For thermodynamic modeling and validation, a code has been developed in the EES software. This cycle has 32.8 MW power production, 37.1 MW heat generation, and 4.6 MW cooling capacity and the EUF of the cycle is 60.5%. In addition, the fuel consumed by the gas turbine cycle is reduced by 1.20% while keeping constant power production. Also, parametric studies show that the inlet temperature of the gas turbine has the most influence on the EUF.

Keywords: CCHP cycle, Geothermal energy, Thermodynamic analysis.

۱- مقدمه

بادی^۲، آبی^۳، زمین‌گرمایی^۴، امواج^۵ و زیست‌توده^۶ تقسیم می‌شوند. هر کدام از این منابع انرژی در مواقع بکارگیری مزایا و معایب خاص خود را دارند. از مزایای استفاده از منابع انرژی زمین گرمایی می‌توان به نامحدود بودن منبع انرژی آن در محل و همچنین عدم آلودگی آب یا هوا را نام برد و از معایب آن می‌توان به هزینه‌های تعمیر و نگهداری که ناشی از خوردگی لوله‌ها می‌باشد، اشاره نمود که این هزینه تعمیر و نگهداری در تمام سیستم‌ها وجود دارد و از معایب استفاده از سایر منابع انرژی تجدیدپذیر نیز به شمار می‌آید. انرژی زمین‌گرمایی به دلیل اقتصادی بودن نسبت به انرژی‌های خورشیدی، امواج و بادی و عدم ایجاد آلودگی در مقایسه با آلودگی زیست محیطی منبع زیست‌توده و عدم تغییر اکوسیستم محیط نسبت به منابع انرژی آبی، به عنوان منبع

امروزه با صنعتی شدن جوامع، تقاضای مصرف انرژی افزایش یافته است، بطوریکه باید به عنوان امانتداران منابع طبیعی و محیط زیست، به مشکلات زیست محیطی نظیر آلودگی هوا توجه شود [۱]. در حالیکه امروزه محققین بخش انرژی به طور فزاینده در مورد مسائل مربوط به صرفه‌جویی در انرژی با پیاده‌سازی سیستم‌های کارآمدتر متمرکز شده‌اند که این مسأله با توجه به در حال اجرا بودن سیاست‌های انرژی نظیر تولید ۲۰٪ انرژی مصرفی از انرژی‌های تجدیدپذیر توسط اتحادیه اروپا تا سال ۲۰۲۰ و ۳۱٪ تا سال ۲۰۳۵ [۲-۳] اهمیت بیشتری پیدا کرده است. در تعریف منابع انرژی تجدیدپذیر می‌توان گفت که به منابعی، منابع انرژی تجدیدپذیر گفته می‌شود که آن منابع، قابلیت تجدید در یک مدت کوتاه‌تر از عمر انسان، توسط طبیعت را دارا باشند که این منابع به شش نوع خورشیدی^۱،

² Wind

³ Hydro

⁴ Geothermal (Geo)

⁵ Marine

⁶ Biomass

¹ Solar

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: khoshbakhti@sut.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۸/۱۲/۲۳

تاریخ پذیرش: ۹۹/۰۴/۱۴

انرژی تجدیدپذیر برتر شناسایی شده است [۴]. در سال‌های اخیر پژوهش‌های مختلفی بر روی استفاده از منبع انرژی زمین گرمایی انجام شده است که چرخه رانکین آلی به دلیل نتایج رو به رشد این سیستم، به عنوان تکنولوژی برتر به منظور تبدیل منابع گرمایی دمای پایین به قدرت اختیار شده است [۵-۶]. عملکرد چرخه رانکین آلی^۱ شبیه چرخه بخار است با این تفاوت که به جای آب از سیالات دیگری مثل مبرد ها و هیدروکربن‌ها به عنوان سیال عامل استفاده می‌شود [۷]. در این راستا، به منظور افزایش عملکرد این نوع چرخه‌ها محققان سیالات آلی مختلفی را به عنوان سیال عامل^۲ مورد آزمون قرار داده‌اند [۸]. در سال ۲۰۰۸، مگو و همکارانش [۹]، عملکرد دو ساختار چرخه رانکین آلی با و بدون بازیاب را برای سیال‌های عامل خشک مقایسه کردند تا ساختاری با بهترین بازده گرمایی را معرفی کنند. ارزیابی آنها نشان داد که با تجهیز چرخه رانکین آلی به بازیاب می‌توان بازده قانون اول را بهبود بخشید. در سال ۲۰۰۹، یاری [۱۰]، با استفاده از یک مدل ترمودینامیکی بر اساس قانون اول ترمودینامیک، عملکرد چرخه رانکین آلی ساده و با مبادله‌کن گرمایی داخلی را در محدوده وسیعی از پارامترهای عملکردی مورد مطالعه قرار داد و به این نتیجه رسید که چرخه‌های رانکین آلی با سیالات خشک نیازی به فراگرم شدن در ورودی توربین ندارند. در سال ۲۰۱۳، وانگ و همکارانش [۱۱] به ارزیابی عملکرد و بازده چرخه رانکین آلی برای تولید قدرت از گرما با کیفیت پایین پرداختند که نتایج نشان می‌دهد که نسبت دمای تبخیر دمای چگالش تأثیر زیادی بر بازده گرمایی چرخه رانکین آلی دارند. سیالاتی با دمای بحرانی پایین، گرمای نهان تبخیر بالا و گرمای مخصوص پایین، برای استفاده در چرخه رانکین آلی مناسب هستند. در سال ۲۰۱۴، کاسکان و همکارانش [۱۲] به ارزیابی ترمودینامیکی انواع مختلف نیروگاه‌های تولید قدرت برای منابع زمین گرمایی پرداختند و چرخه دوتایی^۳ را به عنوان بهترین چرخه معرفی کردند. در سال ۲۰۱۵، زارع [۱۳] به مقایسه سه نوع چرخه دوتایی پرداخت، نوع اول چرخه، همان چرخه دوتایی و با اضافه کردن یک ریزنراتور و گرمکن سیال تغذیه به چرخه نوع اول، چرخه‌های نوع دوم و سوم را تعریف نمود و آنها را با سیالات عامل مختلف مورد ارزیابی قرار داد. طبق نتایج بدست آمده، چرخه دوتایی به همراه مبادله‌کن گرمایی داخلی بهترین چرخه بوده و سیال مناسب آن نرمال پنتان^۴ می‌باشد. در تمامی مطالعات قبلی، هدف تولید یک محصول (قدرت) از انرژی زمین گرمایی بوده است، در حالیکه برای افزایش بازده چرخه و جلوگیری از اتلاف منابع انرژی، چرخه‌ها باید به صورت تولید همزمان طراحی شوند [۱۵-۱۴]. بر این اساس برای استفاده حداکثری از منبع انرژی زمین گرمایی، از چرخه‌های مختلفی برای استفاده از اتلافات چرخه دوتایی معرفی شده‌اند که یکی از بهترین موارد، چرخه تبرید جذبی، بدلیل نیاز به دمای پایین، می‌باشد. از این چرخه، زارع [۱۶]، در سال ۲۰۱۶ برای استفاده از اتلافات چرخه دوتایی ساده استفاده نمود. طبق نتایج بدست آمده مقدار بازده در بهترین حالت ۴۲/۵۸٪ برای سیال نرمال پنتان

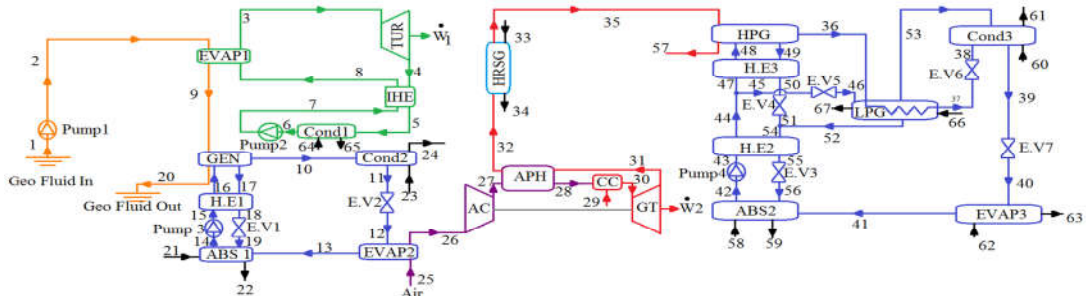
بدست آمده است. در این چرخه تولید همزمان سیال کاری چرخه تبرید جذبی، لیتیم-بروماید انتخاب شده است که این سیال نسبت به سیال‌های دیگر دارای ضریب عملکرد بالاتری می‌باشد [۱۷]. علاوه بر این مورد، خود چرخه‌های تبرید جذبی به انواع مختلف تک اثره، دو اثره و ... تقسیم می‌شوند [۱۸] که چرخه‌های تبرید جذبی تک و دو اثره در محدوده کاری دمای اتلافات چرخه‌های دوتایی بوده و از میان این دو، چرخه تبرید جذبی دو اثره ضریب عملکرد بهتری را نسبت به چرخه تبرید تک‌اثره در خروجی سرمایه‌ی یکسان، نشان می‌دهد [۱۹]. همچنین در بررسی چرخه‌های تبرید جذبی دو اثره، این چرخه‌ها به سه نوع، موازی، سری و مختلط تقسیم‌بندی می‌شوند که چرخه سری کمترین ضریب عملکرد را بین چرخه‌های مورد مطالعه دارد [۲۰]. یکی از مهمترین نکته ضعف سیستم‌هایی که با منابع دمای پایین کار می‌کنند، این است که توانایی تولید قدرت در مقیاس‌های بزرگ در مقایسه با قدرت تولیدی در چرخه توربین گاز را ندارند [۲۱-۲۲]. همچنین چرخه‌های توربین گاز که از منابع انرژی تجدیدناپذیر استفاده می‌کنند، دارای اتلافات حرارتی زیادی می‌باشند که می‌توان از اتلافات حرارتی آنها انرژی مورد نیاز سایر چرخه‌ها را فراهم نمود [۲۳]. معمولاً چرخه توربین گاز در چرخه‌های تولید همزمان بیشتر استفاده می‌شود. خالیک و کائوشیک [۲۴] در سال ۲۰۰۴ یک چرخه ترکیبی همراه با مولد بخار تک‌فشاره را در نظر گرفتند و پس از تهیه مدل، تأثیر برخی از پارامترهای عملکردی همچون نسبت فشار کمپرسور و نسبت دمای چرخه را بر روی بازده قانون اول و قدرت خروجی چرخه ترکیبی مورد بررسی قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که افزایش دمای چرخه همواره اثری مطلوب بر روی بازده قانون اول خواهد داشت. در سال ۲۰۱۲، احمدی و همکارانش [۲۵] مدل‌سازی جامع از تولید چند-منظوره انرژی را گزارش کردند و به بررسی تأثیرات پارامترهای مختلف پرداختند. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دمای گازهای ورودی توربین، نسبت فشار کمپرسور و بازده آیزنتروپیک توربین گاز، عملکرد سیستم بهبود خواهد یافت. در سال ۲۰۱۵، خلجانی و همکارانش [۲۶]، با بررسی چرخه جدید تولید همزمان به بازده قانون اول برابر با ۵۴/۳٪ دست یافتند که این چرخه از یک توربین گاز و چرخه پایین‌دستی رانکین آلی تشکیل شده است. احمدی و همکاران [۲۷] در سال ۲۰۱۶، چرخه ترکیبی توربین گازی و چرخه دوتایی زمین گرمایی را مورد بررسی قرار دادند که با کربن‌دی‌اکسید کار می‌کند. طبق نتایج بدست آمده با افزایش دمای کربن‌دی‌اکسید ورودی به توربین بخار، بازده افزایش می‌یابد. در سال ۲۰۱۶، کنگ و همکاران [۲۸] یک چرخه تولید سه‌گانه را پیشنهاد دادند که ترکیبی از چرخه تولید قدرت، پمپ حرارتی زمین گرمایی و چرخه تبرید جذبی می‌باشد. آنها در این مقاله، میزان انتشار آلاینده‌ها را بر حسب استراتژی‌های مختلف بررسی کردند. در سال ۲۰۱۸، ژانگ و همکاران [۲۹] چرخه تولید همزمان با ترکیب منابع انرژی زمین گرمایی، زیست‌توده و سوخت فسیلی را معرفی کردند. مقدار قدرت و توان سرمایه‌ی تولیدی کل چرخه و مقدار توان گرمایشی در چرخه توربین گازی به ترتیب ۴۱۴۵ و ۳۴۰۸ و ۲۹۲۸ کیلووات می‌باشد.

¹ Organic Rankine Cycle (ORC)

² Working Fluid

³ Binary

⁴ n-Pentane



شکل ۱- طرحواره چرخه تولید سه گانه

ترمودینامیکی چرخه و صحت‌گذاری آن، مطالعات پارامتری برای تعیین تأثیر پارامترهای مختلف طراحی بر عملکرد چرخه انجام می‌گردد. همچنین برای ارزیابی چرخه تولید سه‌گانه پیشنهادی، دو مورد مقایسه با چرخه‌های موجود در ادبیات فن صورت می‌گیرد.

۲- توصیف سیستم

در شکل ۱ طرحواره چرخه تولید همزمان قدرت، گرما و سرما^۴ نشان داده شده است. این چرخه از: چرخه زمین گرمایی، رانکین آلی، تبرید جذبی تک اثره، توربین گاز، مولد بخار و تبرید جذبی دو اثره موازی تشکیل شده است. انرژی زمین گرمایی از عمق ۷۰۰ متری سطح زمین در دمای ۱۶۰ درجه سلسیوس [۳۱] برداشت شده و توسط پمپ I به فشار ۶۰۹ کیلوپاسکال و دمای ۱۵۸ درجه سلسیوس (نقطه ۲) می‌رسد [۳۱]. این انرژی پس از تبادل حرارت با تبخیرکن چرخه رانکین آلی به منظور تولید قدرت به میزان ۲/۹ [۳۲] مگاوات، وارد ژنراتور^۵ تبرید جذبی تک اثره شده و در نهایت، بعد از خروج از ژنراتور به زمین بازگردانده می‌شود. در نقطه ۲۵ هوا در شرایط استاندارد [۳۲] وارد تبخیرکن^۶ تبرید جذبی تک اثره می‌شود و پس از خنک شدن و تراکم با نسبت فشار^۷ ۱۰ وارد پیش‌گرمکن^۸ شده و با دمای ۳۰۴ درجه سلسیوس از آن خارج می‌شود. میزان افت فشار^۹ در سمت جریان هوا ۵٪ و در سمت گازهای احتراقی ۳٪ می‌باشد. هوای گرم در نقطه ۲۸ وارد محفظه احتراق شده و با سوخت تزریقی به محفظه احتراق با فشار ۱۲۰۰ کیلوپاسکال می‌سوزد [۳۴]. گازهای حاصل از احتراق در محفظه احتراق ۵٪ افت فشار دارند که در نقطه ۳۰ با دمای ۱۲۴۷ درجه سلسیوس وارد توربین گاز شده و جهت تولید قدرت به اندازه ۳۰ مگاوات منبسط می‌شوند [۳۵]. در نقطه ۳۱، گازهای گرم پس از تبادل حرارت وارد مولد بخار شده و در این جز، آب با فشار ۳۵۰۰ کیلوپاسکال وارد و به صورت بخار اشباع خارج می‌شود [۲۶]. همچنین اختلاف دمای تنگش^{۱۰} ۲۵ درجه سلسیوس [۲۶] می‌باشد. در ادامه گازهای خروجی از مولد بخار وارد ژنراتور چرخه تبرید جذبی دو اثره موازی جهت تولید توان سرمایشی به مقدار ۳ مگاوات می‌شوند.

در ادامه، به مقایسه مقدار قدرت تولیدی در نسبت‌های مختلف منبع انرژی پرداخته شده و نتایج نشان می‌دهد که مقدار قدرت تولیدی با سوخت فسیلی بیشتر می‌باشد. در سال ۲۰۱۹، پاشاپور و همکاران [۳۰] از منبع انرژی زمین گرمایی و اتلافات چرخه توربین گازی، چرخه‌های رانکین آلی و تبرید جذبی تک‌اثره را راه‌اندازی نمودند. در این چرخه، تولید همزمان جدید، تولید قدرت، توان گرمایش و توان سرمایش در کل چرخه به ترتیب شامل ۳۰/۴۹۵، ۳۶/۷۱۵ و ۱۰/۵۳۲ مگاوات می‌باشد. همچنین برای ارزیابی چرخه‌های تولید چندگانه از منظر قانون اول ترمودینامیک باید به جای استفاده از بازده قانون اول ترمودینامیک از ضریب بهره‌برداری انرژی استفاده کرد [۱۶].

در مطالعات پیشین اشاره شد که چرخه‌های تولید همزمان که از منابع انرژی زمین گرمایی راه‌اندازی می‌شوند، توانایی تولید قدرت در مقیاس‌های بالاتر را ندارند و همچنین چرخه‌های تولید همزمان در مقیاس بزرگ از منابع انرژی تجدیدناپذیر استفاده می‌کنند که علاوه بر محدود بودن، مخاطرات زیست محیطی را به دنبال دارند. همچنین، هدف تمام چرخه‌های تولید همزمان موجود فقط بهره‌برداری حداکثری (بیشترین بازده) از منابع انرژی می‌باشد. اما هدف از این مطالعه علاوه بر بهره‌برداری حداکثری (بیشترین بازده) از منابع انرژی، کاهش وابستگی به منابع تجدیدناپذیر در شرایط تولید قدرت یکسان یا بیشتر می‌باشد که نوآوری مطالعه حاضر است. برای نیل به این هدف، ترکیبی از انرژی زمین گرمایی و گاز طبیعی در نظر گرفته شده است که تاکنون مطالعه‌ای در مورد استفاده ترکیبی از این دو نوع منبع برای کاهش مقدار مصرف گاز طبیعی در شرایط تولید قدرت یکسان یا بیشتر انجام نشده است. در این تحقیق، یک چرخه جدید تولید همزمان سه‌گانه معرفی شده و به ارزیابی ترمودینامیکی آن پرداخته می‌شود. در چرخه پیشنهادی، منبع تأمین انرژی چرخه رانکین آلی و تبرید جذبی تک-اثره^۱، انرژی زمین گرمایی است که محصول تولیدی در چرخه تبرید جذبی به منظور سردسازی هوای ورودی به چرخه توربین گازی بکار گرفته می‌شود تا مقدار مصرف سوخت فسیلی کاهش یابد. علاوه بر منبع تأمین انرژی چرخه توربین گازی، گاز طبیعی می‌باشد که گازهای خروجی از توربین گازی، ابتدا وارد مولد بخار^۲ شده و سپس برای استفاده حداکثری از این انرژی اتلافی، این گازها وارد ژنراتور چرخه تبرید جذبی دو اثره^۳ موازی خواهد شد. در نهایت، بعد از مدلسازی

⁴ Combine Cooling, Heat and Power (CCHP)

⁵ Generator (Gen)

⁶ Evaporator (Evap)

⁷ Pressure Ratio

⁸ Air Preheater (APH)

⁹ Pressure Drop

¹⁰ Pinch Point

¹ Single effect

² Heat Recovery Steam Generation (HRSG)

³ Double effect

۲-۱- چرخه رانکین آلی

چرخه رانکین آلی از پمپ، مبادله‌کن گرمایی داخلی^۱، تبخیرکن، توربین و چگالنده^۲ تشکیل شده است. سیال عامل آلی در نقطه ۶ به صورت مایع اشباع وارد پمپ شده و سپس، در نقطه ۷ جهت پیش گرم شدن وارد مبادله‌کن گرمایی می‌شود. سیال عامل گرم شده در نقطه ۸ وارد تبخیرکن شده و از انرژی زمین گرمایی جهت تبخیر شدن استفاده می‌کند. سیال تبخیرشده در نقطه ۳ به صورت بخار اشباع جهت تولید قدرت وارد توربین شده و در آنجا تا فشار چگالنده منبسط می‌گردد. سیال فوق گرم در نقطه ۴ وارد مبادله‌کن گرمایی شده و گرمای خود را برای پیش گرم کردن سیال آلی قبل از ورود به تبخیرکن تا نقطه ۵ از دست می‌دهد سرانجام سیال آلی وارد چگالنده شده و تا مایع اشباع چگالش می‌یابد. شرایط کاری چرخه رانکین آلی به صورت زیر است:

الف) دمای چگالش و تبخیر به ترتیب ۳۰ و ۱۰۲ درجه سلسیوس است [۲۶، ۳۶].

ب) سیال عامل آلی به صورت بخار اشباع وارد توربین می‌شود [۳۷].
ج) کارایی مبادله‌کن گرمایی داخلی ۹۰٪ و بازده آیزنتروپیک^۳ پمپ و توربین به ترتیب ۸۵٪ و ۸۰٪ در نظر گرفته شده است [۳۶].

۲-۲- چرخه سرمایش جذبی لیتیم-بروماید تک‌اثره

این چرخه از چهار جز اصلی ژنراتور، جاذب^۴، تبخیرکن و چگالنده تشکیل شده است. محلول لیتیم-بروماید پس از عبور از مبادله‌کن گرمایی^۵ وارد ژنراتور شده و دو قسمت شده که قسمت اول آب مبرد است (نقطه ۱۰) که مبرد در برج خنک کننده تقطیر و به تبخیرکن سرریز شده و در نهایت وارد جاذب می‌شود (نقطه ۱۳). قسمت دوم، محلول در نقطه ۱۷ وارد مبادله‌کن گرمایی شده و پس از تبادل حرارت، وارد شیر انبساطی^۶ می‌گردد. در ادامه، این سیال در نقطه ۱۹ به جاذب برگشته و با جذب بخار مبرد به پمپ می‌رود. در این چرخه دمای ژنراتور، چگالنده و تبخیرکن به ترتیب ۷۰، ۳۲ و ۴ درجه سلسیوس، کارایی مبادله‌کن گرمایی ۷۰٪ و بازده آیزنتروپیک پمپ ۸۵٪ است [۳۹-۳۸، ۱۹].

۲-۳- چرخه تبرید جذبی دواثره موازی لیتیم-بروماید

این چرخه شامل سه ناحیه فشاری می‌باشد: فشار بالا، میانی و پایین، که ژنراتور فشار بالا^۷ در ناحیه فشار بالا، ژنراتور فشار پایین^۸ و چگالنده در ناحیه فشار میانی و تبخیرکن و جاذب در ناحیه فشار پایین کار می‌کنند. در این چرخه محلول رقیق لیتیم-بروماید در نقطه ۴۲ تا فشار بالا پمپ می‌شود و در نقطه ۴۳ وارد مبادله‌کن گرمایی II می‌شود که پس از تبادل حرارت، محلول در نقطه ۴۴ به دو قسمت تقسیم می‌شود که یک قسمت آن (نقطه ۴۷) پس از دریافت حرارت از طریق مبادله‌کن گرمایی III در نقطه ۴۸ وارد ژنراتور فشار بالا شده و قسمت دوم آن (نقطه ۴۵) پس از عبور از شیر انبساطی ۵ در نقطه ۴۶ وارد

¹ Internal Heat Exchanger (IHE)
² Condenser (Cond)
³ Isentropic Efficiency
⁴ Absorber (ABS)
⁵ Heat Exchanger (H.E)
⁶ Expansion Valve (E.V)
⁷ High Pressure Generator (HPG)
⁸ Low Pressure Generator (LPG)

ژنراتور فشار پایین می‌شود. در ژنراتور فشار پایین، بخار مبرد خروجی از ژنراتور فشار بالا سرد شده و گرمای آن باعث تولید بخار آب در نقطه ۵۳ می‌شود. بخارهای خروجی از ژنراتورها وارد چگالنده شده و پس از سرد شدن توسط شیر ۷ در نقطه ۴۰ وارد تبخیرکن می‌شوند. این مبرد پس از گرفتن گرمای نقطه ۶۲ از تبخیرکن خارج و در نقطه ۴۱ وارد جاذب می‌شود. همچنین، محلول غلیظ در نقطه ۴۹ پس از عبور از مبادله‌کن گرمایی و شیر ۴ با محلول غلیظ لیتیم-بروماید در نقطه ۵۲ مخلوط شده و پس از عبور از مبادله‌کن گرمایی در نقطه ۵۶ به جاذب بازگردانده می‌شود. این چرخه دارای شرایط کاری زیر است [۴۰]:

الف) چرخه در شرایط پایا و دمای چگالنده، تبخیرکن و ژنراتور فشار بالا به ترتیب ۴، ۳۷ و ۱۳۲ درجه سلسیوس است.

ب) کارایی مبادله‌کن گرمایی فشار بالا و فشار پایین به ترتیب ۷۰٪ و ۸۰٪ است. همچنین بازده آیزنتروپیک پمپ ۸۵٪ می‌باشد.

۳- مدلسازی ترمودینامیکی

برای مدلسازی، کدی در نرم افزار EES^۹ [۴۱] تهیه شده است که قوانین بقا جرم و انرژی اعمال شده برای تک تک اجزا چرخه اعمال می‌شود که در جدول ۱ گنجانده شده است [۴۲].

۴- بحث و بررسی نتایج

۴-۱- اعتبارسنجی

برای اعتبارسنجی مدل توسعه یافته، از چهار مرجع مختلف استفاده شده است. برای اعتبارسنجی چرخه رانکین آلی، تبرید جذبی تک‌اثره و توربین گازی به ترتیب از مراجع [۳۶]، [۳۸] و [۳۴] استفاده شده است که نتایج آن به ترتیب در جداول ۲ الی ۴ آورده شده‌اند. همچنین، برای اعتبارسنجی چرخه تبرید جذبی دواثره از مرجع [۲۰] استفاده شده که نتایج اعتبارسنجی آن در شکل ۲ آورده شده است. در مقاله حاضر آر ۱۲۳^{۱۰}، به دلیل مسائل زیست‌محیطی و عملکرد ترمودینامیکی بهتر، به عنوان سیال عامل چرخه رانکین آلی انتخاب شده است [۳۶]. همانطوریکه مشاهده می‌شود، نتایج کد توسعه داده شده در مقایسه با نتایج مراجع از دقت خیلی خوبی برخوردار است.

۴-۲- نتایج مدلسازی ترمودینامیکی

در این بخش به ارائه نتایج حاصل از تحلیل ترمودینامیکی و تأثیر پارامترهای طراحی بر روی ضریب بهره‌برداری انرژی پرداخته شده

جدول ۱- موازنه انرژی برای اجزاء چرخه‌های مختلف

معادله	اجزا
$\dot{Q}_{\text{Evap}} = \dot{m}_{\text{ORC}}(h_3 - h_8)$	تبخیرکن
$\dot{W}_{\text{Turb}} = \dot{m}_{\text{ORC}}(h_3 - h_4)$	توربین
$\varepsilon_{\text{IHE}} = (T_4 - T_3) / (T_4 - T_7)$	مبادله‌کن گرمایی داخلی
$\dot{W}_{\text{Pump}} = \dot{m}_{\text{ORC}}(h_6 - h_7)$	پمپ
$\dot{Q}_{\text{Cond}} = \dot{m}_{\text{ORC}}(h_5 - h_6)$	چگالنده
چرخه تبرید جذبی تک اثره	
$\dot{Q}_{\text{gen}} = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{16}h_{16}$	ژنراتور

⁹Engineering Equation Solver (EES)

¹⁰ R123

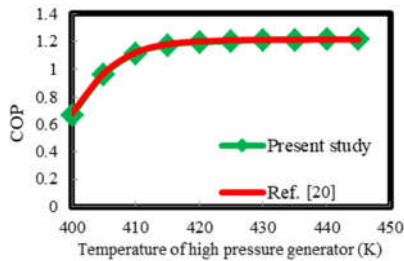
رانکین آلی، نشان می‌دهد. قدرت تولیدی ثابت بوده و با افزایش دمای تبخیرکن قدرت خالص تولیدی به دلیل افزایش قدرت مورد نیاز پمپ کمتر می‌شود که این تغییر ناچیز می‌باشد و می‌توان قدرت خالص تولیدی را ثابت در نظر گرفت. اما با افزایش دمای تبخیرکن از ۹۹ به ۱۴۰ درجه سلسیوس، به دلیل کاهش دبی سیال عامل، مقدار بار تبخیرکن از ۲۱٫۵ به ۱۵٫۸ مگاوات کاهش می‌یابد که باعث افزایش بازده چرخه می‌شود. با توجه به شکل ۴ با کاهش بار تبخیرکن، نرخ انرژی مصرفی کل چرخه کاهش می‌یابد و از آنجائیکه مقدار نرخ محصول تولیدی چرخه تقریباً ثابت است، ضریب بهره‌برداری انرژی چرخه افزایش خواهد یافت.

۴-۳-۲- تأثیر دمای چگالنده چرخه رانکین آلی

در شکل ۵، تأثیر دمای چگالنده بر روی بار تبخیرکن و بازده چرخه رانکین آلی نشان داده شده است. با افزایش دمای چگالنده، دمای سیال خروجی از چگالنده افزایش یافته و مقدار دبی سیال عامل افزایش خواهد یافت که باعث افزایش بار تبخیرکن می‌شود. با ثابت بودن قدرت تولیدی و افزایش بار تبخیرکن، بازده چرخه کاهش می‌یابد. شکل ۶ تأثیر دمای چگالنده را بر روی نرخ محصول تولیدی، انرژی مصرفی و ضریب بهره‌برداری نشان می‌دهد. با افزایش دمای چگالنده به دلیل افزایش بار تبخیرکن، نرخ انرژی مصرفی افزایش یافته و با توجه به ثابت بودن نرخ محصول تولیدی، ضریب بهره‌برداری کاهش می‌یابد.

۴-۳-۳- تأثیر نسبت فشار کمپرسور هوا

تأثیر نسبت فشار بر روی نرخ سوخت مصرفی در چرخه توربین گاز نرخ توان حرارتی تولیدی در مولد بخار، در شکل ۷ نشان داده شده است. با افزایش نسبت فشار، کار کمپرسور و توربین افزایش می‌یابد که به دلیل ثابت بودن قدرت تولیدی، دبی هوا کاهش می‌یابد. با توجه به اینکه دمای ورودی و خروجی از محفظه احتراق ثابت است در نتیجه با کاهش دبی هوا، مقدار دبی سوخت نیز کاهش می‌یابد و منجر به کاهش انرژی مورد نیاز می‌شود. از طرف دیگر با کاهش دبی هوا و سوخت، دبی بخار آب در مولد بخار کاهش یافته که این امر منجر به کاهش بار تولیدی مولد بخار می‌شود. در نهایت با افزایش نسبت فشار، هر دو نرخ محصول تولیدی و انرژی مصرفی کاهش می‌یابد که کاهش نرخ انرژی محصول تولیدی بیشتر از کاهش نرخ انرژی مصرفی چرخه می‌باشد؛ که این امر منجر به کاهش ضریب بهره‌برداری چرخه می‌شود (شکل ۸).



(فرضیات: لیتیم‌پروماید-آب، دمای تبخیرکن، ژنراتور فشار بالا، چگالنده و

جاذب به ترتیب عبارتند از ۴، ۱۳۲، ۳۷ و ۳۷ درجه سلسیوس)

شکل ۲- نتایج کد تهیه شده در EES برای چرخه تبرید جذبی دو

اثره و داده‌های مرجع [۲۰]

$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{16}h_{16} = \dot{m}_2(h_2 - h_0)$	جاذب
$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{19}h_{19} + \dot{m}_{13}h_{13} - \dot{m}_{14}h_{14}$	چگالنده
$\dot{m}_{19}h_{19} + \dot{m}_{13}h_{13} - \dot{m}_{14}h_{14} = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{22})$	تبخیرکن
$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_{11}h_{11}$	مبادله‌کن
$\dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_{11}h_{11} = \dot{m}_{24}(h_{24} - h_{23})$	گرمایی
$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_{12}h_{12} - \dot{m}_{13}h_{13}$	پمپ
$\dot{m}_{12}h_{12} - \dot{m}_{13}h_{13} = \dot{m}_{26}(h_{26} - h_{25})$	
$\dot{m}_{13}h_{15} + \dot{m}_{17}h_{17} = \dot{m}_{16}h_{16} + \dot{m}_{18}h_{18}$	
$\epsilon = \frac{h_{17} - h_{18}}{h_{17} - h_{15}}$	
$\dot{W}_{Pump} = \dot{m}_{14}v_{14}(P_{15} - P_{14})$	
چرخه توربین گاز	
$\dot{W}_{AC} = \frac{\dot{m}_{air}}{M_{air}}(\bar{h}_{27} - \bar{h}_{26})$	کمپرسور هوا
$(\bar{h}_{28} - \bar{h}_{27}) = (1 + \lambda)(\bar{h}_{31} - \bar{h}_{32})$	پیش گرمکن هوا
$-0.02\lambda LHV_{CH_4} + \dot{h}_{air} + \lambda \dot{h}_r - (1 + \lambda)\bar{h}_p = 0$	محفظه احتراق
$\dot{W}_{GT} = (\dot{m}_p / M_p)(\bar{h}_{30} - \bar{h}_{31})$	توربین گاز
$(\dot{m}_p / M_p)(\bar{h}_{32} - \bar{h}_{35}) = \dot{m}_w(h_{34} - h_w)$	مولد بخار
چرخه تبرید جذبی دو اثره	
$\dot{Q}_{HPG} = \dot{m}_{36}h_{36} + \dot{m}_{49}h_{49} - \dot{m}_{48}h_{48}$	ژنراتور فشار بالا
$\dot{m}_{36}h_{36} + \dot{m}_{49}h_{49} - \dot{m}_{48}h_{48} = \dot{m}_{35}(h_{35} - h_{57})$	مبادله‌کن
$\dot{m}_{49}h_{49} + \dot{m}_{47}h_{47} = \dot{m}_{48}h_{48} + \dot{m}_{50}h_{50}$	گرمایی III
$\epsilon = \frac{h_{49} - h_{50}}{h_{49} - h_{47}}$	مبادله‌کن
$\dot{m}_{43}h_{43} + \dot{m}_{54}h_{54} = \dot{m}_{44}h_{44} + \dot{m}_{55}h_{55}$	گرمایی II
$\epsilon = \frac{h_{54} - h_{55}}{h_{54} - h_{43}}$	پمپ
$\dot{W}_{Pump} = \dot{m}_{42}v_{42}(P_{43} - P_{42})$	جاذب
$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{41}h_{41} + \dot{m}_{56}h_{56} - \dot{m}_{42}h_{42}$	
$\dot{m}_{41}h_{41} + \dot{m}_{56}h_{56} - \dot{m}_{42}h_{42} = \dot{m}_{58}(h_{58} - h_{59})$	
$\dot{Q}_{HPG} = 0$	ژنراتور فشار پایین
$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{38}h_{38} + \dot{m}_{53}h_{53} - \dot{m}_{39}h_{39}$	چگالنده
$\dot{m}_{38}h_{38} + \dot{m}_{53}h_{53} - \dot{m}_{39}h_{39} = \dot{m}_{61}(h_{61} - h_{60})$	
$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_{40}h_{40} - \dot{m}_{41}h_{41}$	تبخیرکن
$\dot{m}_{40}h_{40} - \dot{m}_{41}h_{41} = \dot{m}_{63}(h_{63} - h_{62})$	
پارامترهای ارزیابی چرخه	
$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{Geo} + \dot{Q}_{Fuel}$	نرخ انرژی مصرفی
$\dot{W}_{net,ORC} + \dot{W}_{net,GT}$	نرخ محصول
$+ \dot{Q}_{Evap,Li-Br \text{ double effect}} + \dot{Q}_{HRSG}$	تولیدی چرخه
$EUF = (\dot{W}_{net,ORC} + \dot{W}_{net,GT}$	ضریب بهره‌برداری
$+ \dot{Q}_{Evap,Li-Br \text{ double effect}} + \dot{Q}_{HRSG}) / \dot{Q}_{in}$	انرژی

است. سیستم پیشنهادی شامل چرخه رانکین آلی، تبرید جذبی تک اثره، توربین گازی، مولد بخار و چرخه تبرید جذبی دو اثره می‌باشد. نتایج تحلیل ترمودینامیکی برای چرخه پیشنهادی در جدول ۵ آورده شده است. همچنین ضریب بهره‌برداری انرژی ۶۰٫۵٪ بدست آمده است. که این فاکتور به نوبه خود نشان دهنده عملکرد مناسب سیستم می‌باشد.

۴-۳-۴- مطالعه پارامتری

برای ارزیابی پارامترهای مختلف طراحی مانند نسبت فشار کمپرسور و ... بر روی محصولات و ضریب بهره‌برداری انرژی چرخه پیشنهادی، مطالعات پارامتری انجام شده است. شایان ذکر است در حین مطالعه پارامتری فقط یک متغیر تغییر و بقیه متغیرها ثابت نگه داشته می‌شود.

۴-۳-۱- تأثیر دمای تبخیرکن چرخه رانکین آلی

شکل ۳، تأثیر دمای تبخیرکن را بر روی بار تبخیرکن و بازده چرخه

جدول ۲- نتایج کد تهیه شده برای چرخه رانکین آلی در EES و داده‌های مرجع [۳۶]

(آر ۱۲۳، دمای چگالنده و تبخیرکن به ترتیب ۳۰ و ۱۳۷ درجه سلسیوس و بازده توربین ۰/۸۰ و بازده پمپ ۰/۸۵)

نقاط	دما (درجه سلسیوس) ^۱		فشار (کیلو پاسکال) ^۲		آنتالپی (کیلوژول بر کیلوگرم) ^۳	
	مرجع	کار	مرجع	کار	مرجع	کار
۳	۱۳۷	۱۳۷	۱۶۶۶	۱۶۶۶	۴۶۰٫۸	۴۶۰٫۸
۴	۶۰٫۰	۶۰٫۰	۱۰۹٫۷	۱۰۹٫۷	۴۲۳٫۱	۴۲۳٫۱
۵	۳۵٫۰	۳۴٫۷	۱۰۹٫۷	۱۰۹٫۷	۴۰۴٫۵	۴۰۴٫۷
۶	۳۰	۳۰	۱۰۹٫۷	۱۰۹٫۷	۲۳۱٫۴	۲۳۱٫۴
۷	۳۰٫۶	۳۰٫۷	۱۶۶۶	۱۶۶۶	۲۳۲٫۶	۲۳۲٫۶
۸	۴۸٫۱	۴۹٫۱	۱۶۶۶	۱۶۶۶	۲۵۱	۲۵۲

جدول ۳- نتایج کد تهیه شده برای چرخه تبرید جذبی تک اثره در EES و داده‌های مرجع [۳۸]

(لیتیم‌بروماید-آب، دمای ژنراتور، چگالنده، جاذب و تبخیرکن، به ترتیب عبارتند از: ۸۷/۸، ۲۷/۸، ۳۷/۸ و ۷/۲ درجه سلسیوس)

نقاط	دما (درجه سلسیوس) ^۴		فشار (کیلو پاسکال)		درصد لیتیم-بروماید	
	مرجع	کار	مرجع	کار	مرجع	کار
۱۰	۸۷٫۸	۸۷٫۸	۶٫۵۵۸	۶٫۵۵۸	۶۲٫۳	۶۲٫۳
۱۱	۳۷٫۸	۳۷٫۸	۶٫۵۵۸	۶٫۵۵۸	۰	۰
۱۲	۷٫۲	۷٫۲	۱۰۱۶	۱۰۱۶	۰	۰
۱۳	۷٫۲	۷٫۲	۱۰۱۶	۱۰۱۶	۰	۰
۱۴	۳۷٫۸	۳۷٫۸	۱۰۱۶	۱۰۱۶	۵۵٫۴	۵۵٫۴
۱۵	۳۷٫۸	۳۷٫۸	۶٫۵۵۸	۶٫۵۵۸	۵۵٫۴	۵۵٫۴
۱۶	۶۶٫۲	۶۶٫۱۵	۶٫۵۵۸	۶٫۵۵۸	۵۵٫۴	۵۵٫۴
۱۷	۸۷٫۸	۸۷٫۸	۶٫۵۵۸	۶٫۵۵۸	۶۲٫۳	۶۲٫۳
۱۸	۵۳٫۰۸	۵۲٫۸۰	۶٫۵۵۸	۶٫۵۵۸	۶۲٫۳	۶۲٫۳
۱۹	۵۳٫۰۸	۵۲٫۸۰	۱۰۱۶	۱۰۱۶	۶۲٫۳	۶۲٫۳

جدول ۴- نتایج کد تهیه شده برای چرخه توربین گاز در EES و داده‌های مرجع [۳۴]

(دمای خروجی از پیش‌گرمکن و ورودی توربین به ترتیب ۵۷۷ و ۱۲۴۷ درجه سلسیوس و افت فشار در سمت هوا و گازهای احتراقی به ترتیب ۵٪ و ۳٪)

نقاط	دما (درجه سلسیوس)		فشار (کیلو پاسکال)		دبی جرمی (کیلوگرم بر ثانیه) ^۵	
	مرجع	کار	مرجع	کار	مرجع	کار
۲۶	۲۵	۲۵	۱۰۱٫۳	۱۰۱٫۳	۹۱٫۳	۹۱٫۳
۲۷	۳۳۰٫۵	۳۳۰٫۵	۱۰۱٫۳	۱۰۱٫۳	۹۱٫۳	۹۱٫۳
۲۸	۵۷۷	۵۷۷	۹۶۲٫۳	۹۶۲٫۵	۹۱٫۳	۹۱٫۳

^۱ T (°C)
^۲ P (kPa)
^۳ h (kJ/kg)
^۴ T (°C)
^۵ m(kg/s)

۲۹	۲۵	۲۵	۱۲۰۰	۱۲۰۰	۱۲۰۰	۱۲۰۰
۳۰	۱۲۴۷	۱۲۴۷	۹۱۴٫۲	۹۱۴٫۲	۹۱۴٫۲	۹۱۴٫۲
۳۱	۷۳۳٫۱	۷۳۳٫۱	۱۰۹	۱۰۹	۱۱۰	۹۲٫۹
۳۲	۵۰۶٫۶	۵۰۶٫۶	۱۰۶٫۷	۱۰۶٫۷	۹۲٫۹	۹۲٫۹

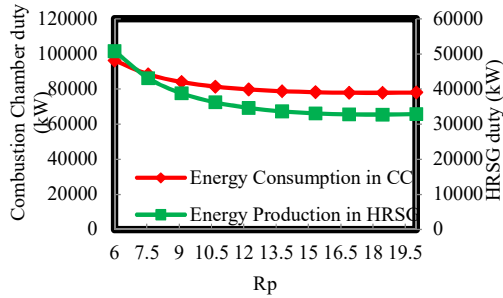
جدول ۵- نتایج شبیه‌سازی برای چرخه پیشنهادی

اجزا	نتایج
چرخه رانکین آلی	
بار تبخیرکن (MW)	۲۰٫۹۲۵
قدرت تولیدی توربین (MW)	۲٫۹
قدرت مصرفی پمپ (kW)	۶۱٫۰۹
بار چگالنده (MW)	۱۸۰٫۸۶
قدرت خالص خروجی (MW)	۲٫۸۳۹
چرخه تبرید جذبی تک اثره	
بار ژنراتور (MW)	۲٫۲۲۹
بار جاذب (MW)	۲٫۱۴۴
بار چگالنده (MW)	۱٫۷۴۷
بار تبخیرکن (MW)	۱٫۶۶۱
قدرت مصرفی پمپ (kW)	۰٫۰۶۳
چرخه توربین گاز	
کمپرسور هوا (MW)	۲۸٫۷۷
توربین گاز (MW)	۵۸٫۷۷۱
مولد بخار (MW)	۳۷٫۱۳۹
قدرت خالص خروجی (MW)	۳۰
سوخت مصرفی (MW)	۸۲٫۳۶۴
چرخه تبرید جذبی دو اثره	
ژنراتور فشار بالا (MW)	۲٫۶۵۷
پمپ (kW)	۲٫۶۷۱
جاذب (MW)	۴٫۱۶۷
چگالنده (MW)	۱٫۳۳۶
تبخیرکن (MW)	۳
ضریب بهره‌برداری انرژی (%)	۶۰٫۵

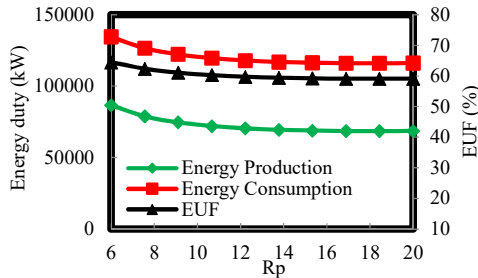
۴-۳-۴- تأثیر دمای خروجی پیش‌گرمکن هوا در چرخه

توربین گازی

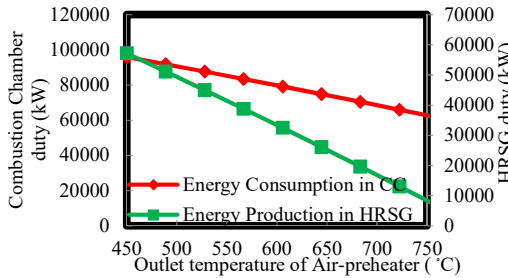
شکل ۹ تأثیر دمای خروجی پیش‌گرمکن هوا را بر روی نرخ سوخت مصرفی در چرخه توربین گاز و نرخ توان حرارتی تولیدی در مولد بخار، نشان می‌دهد. با افزایش دمای خروجی پیش‌گرمکن، مقدار دبی جرمی سوخت کمتر شده و به تبع آن نرخ انرژی مصرفی در چرخه توربین گاز کمتر می‌شود، از طرف دیگر با کمتر شدن نرخ انرژی مصرفی چرخه توربین گاز، ظرفیت گرمایشی مولد بخار کمتر شده که این کم شدن ظرفیت گرمایشی مولد بخار بیشتر از کم شدن نرخ انرژی مصرفی در چرخه توربین گاز می‌باشد. با توجه به دلایل ذکر شده با افزایش دمای هوای خروجی از پیش‌گرمکن هوا، کاهش نرخ محصول تولیدی بیشتر از کاهش نرخ انرژی مصرفی می‌باشد که با توجه به شکل ۱۰، ضریب بهره‌برداری انرژی چرخه کاهش می‌یابد.



شکل ۷- تأثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی نرخ انرژی مصرفی چرخه توربین گاز و نرخ توان حرارتی تولیدی مولد بخار



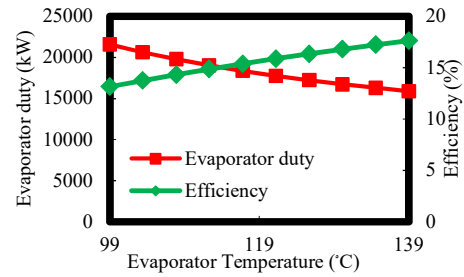
شکل ۸- تأثیر نسبت فشار کمپرسور بر روی پارامترهای عملکردی چرخه



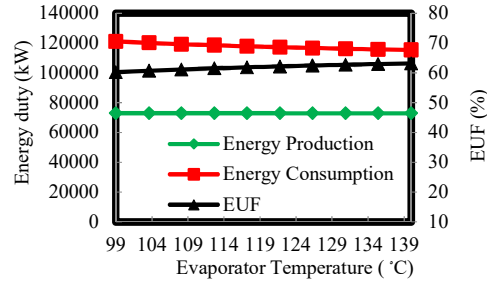
شکل ۹- تأثیر دمای خروجی پیش گرمکن بر روی نرخ انرژی مصرفی چرخه توربین گاز و نرخ توان حرارتی تولیدی مولد بخار

۵-۳-۴- تأثیر دمای ورودی به توربین در چرخه توربین گازی

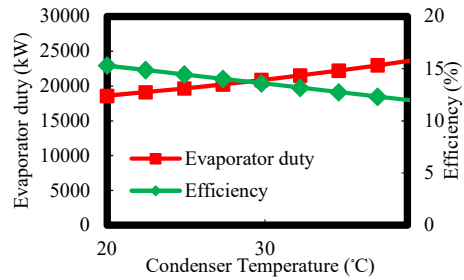
همانطوریکه در شکل ۱۱ نشان داده شده است، با افزایش دمای ورودی توربین گاز، دبی جرمی سوخت مصرفی افزایش می‌یابد که این افزایش موجب افزایش نرخ انرژی مصرفی در چرخه توربین گاز می‌شود ولی در مقابل با افزایش دمای ورودی توربین گاز، دبی آب مولد بخار و در نتیجه بار تولیدی مولد بخار به شدت افزایش می‌یابد. شکل ۱۲ نرخ تأثیر دمای ورودی به توربین گاز را بر روی نرخ محصول تولیدی، نرخ انرژی مصرفی و ضریب بهره‌برداری انرژی چرخه نشان می‌دهد. با افزایش دمای ورودی به توربین گاز مقدار نرخ انرژی مصرفی و نرخ محصول تولیدی به دلیل افزایش نرخ انرژی مصرفی و نرخ محصول تولیدی در چرخه توربین گاز افزایش می‌یابد که افزایش نرخ محصول تولیدی بیشتر از افزایش نرخ انرژی مصرفی می‌باشد که این امر منجر به افزایش ضریب بهره‌برداری انرژی چرخه می‌شود.



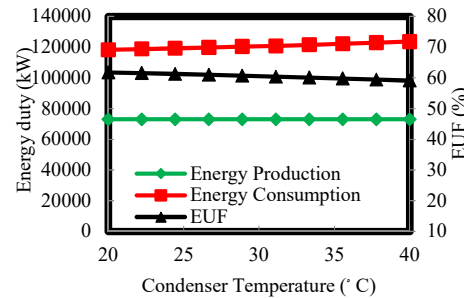
شکل ۳- تأثیر دمای تبخیرکن بر روی چرخه رانکین آلی



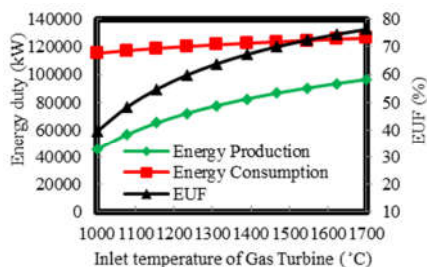
شکل ۴- تأثیر دمای تبخیرکن بر روی پارامترهای عملکردی چرخه



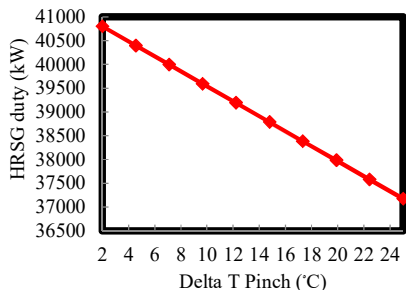
شکل ۵- تأثیر دمای چگالنده بر روی چرخه رانکین آلی



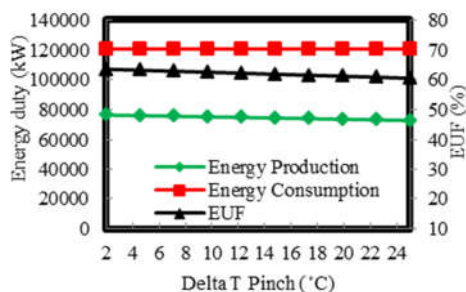
شکل ۶- تأثیر دمای چگالنده بر روی پارامترهای عملکردی چرخه



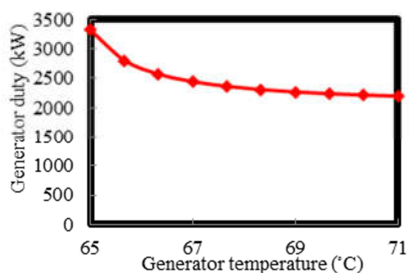
شکل ۱۲- تأثیر دمای ورودی توربین گاز بر روی پارامترهای عملکردی چرخه



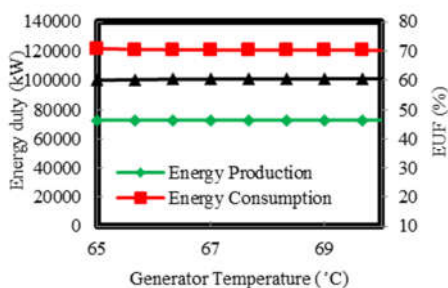
شکل ۱۳- تأثیر اختلاف دمای تنگش بر روی بار تولیدی مولد بخار



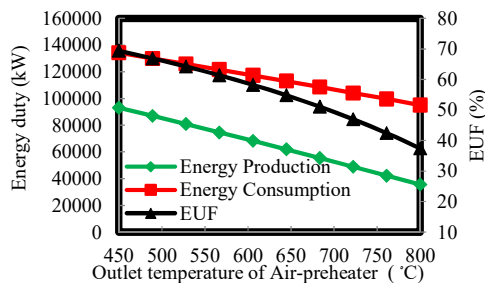
شکل ۱۴- تأثیر اختلاف دمای تنگش بر روی پارامترهای عملکردی چرخه



شکل ۱۵- تأثیر دمای ژنراتور بر روی بار ژنراتور



شکل ۱۶- تأثیر دمای ژنراتور بر روی پارامترهای عملکردی چرخه



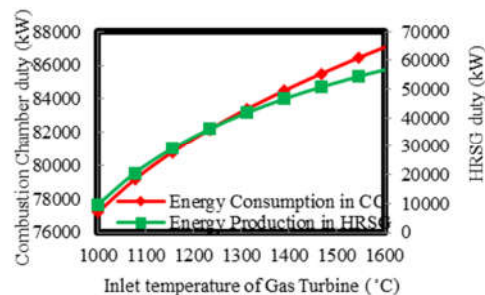
شکل ۱۰- تأثیر دمای خروجی پیش گرمکن بر روی پارامترهای عملکردی چرخه

۶-۳-۴- تأثیر اختلاف دمای تنگش در مولد بخار

شکل ۱۳، تأثیر اختلاف دمای تنگش در مولد بخار را بر روی بار تولیدی مولد بخار نشان می‌دهد. با افزایش اختلاف دمای تنگش مولد بخار، اختلاف دما بین گازهای اتلافی از توربین گاز و آب افزایش یافته که موجب می‌شود هدر رفت انرژی در مولد بخار بیشتر شده و نرخ توان گرمایشی تولیدی کاهش یابد. با توجه به شکل ۱۴، با افزایش دمای تنگش به دلیل کاهش نرخ محصول تولیدی در مولد بخار، نرخ محصول تولیدی چرخه کاهش می‌یابد و از آنجائیکه نرخ انرژی مصرفی ثابت است، ضریب بهره‌برداری انرژی با افزایش اختلاف دمای تنگش کاهش می‌یابد.

۴-۳-۷- تأثیر دمای ژنراتور چرخه تبرید جذبی

در شکل ۱۵، تأثیر دمای ژنراتور بر روی بار ژنراتور نشان داده شده است. با افزایش دمای ژنراتور، با توجه به ثابت بودن بار تبخیرکن، جرم مورد نیاز چرخه تبرید جذبی کم شده و به طبع آن مقدار گرمای مورد نیاز ژنراتور کاهش می‌یابد. همانطوری که در شکل ۱۶ دیده می‌شود با افزایش دمای ژنراتور مقدار ضریب بهره‌برداری انرژی چرخه به طور نامحسوس افزایش می‌یابد. با توجه به ثابت بودن بار تبخیرکن، با افزایش دمای ژنراتور مقدار گرمای مورد نیاز ژنراتور کاهش می‌یابد که این کاهش منجر به کاهش نرخ انرژی مصرفی چرخه شده و باعث افزایش تقریبی ضریب بهره‌برداری انرژی چرخه می‌شود. شایان ذکر است نتایج ارائه شده در این مقاله صرفاً حاوی تحلیل ترمودینامیکی چرخه پیشنهادی می‌باشد و نتایج تحلیل‌های انرژی و انرژی-اقتصادی در کارهای آتی گزارش خواهند شد.



شکل ۱۱- تأثیر دمای ورودی توربین گاز بر روی نرخ انرژی مصرفی چرخه توربین گاز و نرخ توان حرارتی تولیدی مولد بخار

۴-۳-۸- مقایسه چرخه تولید همزمان پیشنهادی با چرخه‌های مشابه موجود در ادبیات فن

برای مقایسه چرخه کار حاضر با چرخه‌های مشابه در ادبیات فن، مراجع خلجانی و همکاران [۲۶] و پاشاپور و همکاران [۳۰] انتخاب شده است. در مرجع [۲۶]، چرخه تولید همزمان جدید بر پایه توربین گازی معرفی شده است. در این مقاله که فرض بر تولید ۳۰ مگاوات قدرت در توربین گازی می‌باشد، از اتلافات توربین گازی در قسمت مولد بخار و چرخه رانکین آلی استفاده شده است. هدف از انتخاب این مقاله برای مقایسه با چرخه پیشنهادی این است که در شرایط مشابه، افزودن یک منبع انرژی تجدیدپذیر مانند انرژی زمین گرمایی، چه تأثیری بر قدرت تولید کل چرخه، سوخت مصرفی توسط چرخه توربین گازی و بازده کل چرخه دارد. همچنین در این چرخه نسبت فشار کمپرسور ۱۰ و دمای هوا خروجی از پیش گرمکن هوا، دمای گازهای ورودی به توربین گازی، دمای تبخیرکن و چگالنده چرخه رانکین آلی، به ترتیب ۸۵۰، ۱۵۲۰، ۳۷۵، ۳۰۳ کلوین می‌باشد. نتایج حاصل از مقایسه چرخه تولید همزمان پیشنهادی با چرخه پیشنهادی در این مرجع در جدول ۶ آورده شده است. طبق نتایج بدست آمده میزان قدرت تولیدی خالص و بازده کل چرخه به ترتیب ۶/۳۲٪ و ۱۱/۴۳٪ افزایش پیدا کرده است و این در حالی است که میزان مصرف سوخت ۱/۱٪ کاهش یافته است.

در مقاله دوم پاشاپور و همکاران [۳۰] چرخه تولید همزمان سه‌گانه جدیدی را معرفی کردند که اجزای آن شامل چرخه‌های توربین گازی، رانکین آلی، تبرید جذبی و جزء مولد بخار می‌باشد. در این مرجع سوخت چرخه توربین گازی، متان بوده و از اتلافات این چرخه به‌همراه انرژی زمین‌گرمایی برای راه‌اندازی چرخه‌های رانکین آلی و تبرید جذبی استفاده می‌شود. فرضیات بکاررفته در چرخه توربین گازی همانند فرضیات مقاله حاضر است و دماهای تبخیرکن و چگالنده چرخه رانکین آلی، و اختلاف دماهای تنگش مولد بخار، تبخیرکن و بازیاب در چرخه رانکین آلی، به ترتیب ۳۴۸، ۳۰۳، ۲۸، ۸ و ۶ کلوین می‌باشد. همچنین دما و فشار نقطه ۲۵، برابر با ۱۷۵ درجه سلسیوس و ۷ مگاپاسکال می‌باشد. با استفاده از فرضیات مرجع [۳۰]، مقایسه نتایج بدست آمده در جدول ۷ آورده شده‌اند.

جدول ۶- نتایج چرخه پیشنهادی و نتایج مرجع [۲۶]

بازده (%)	سوخت مصرفی (kg/s)
۶۸/۱	۱/۶۸
۵۴/۳	۱/۷۰
۱۱/۴۲+	۱/۲۰-

جدول ۷- نتایج چرخه پیشنهادی و نتایج مرجع [۳۰]

ظرفیت گرمایش (MW)	ظرفیت تولیدی (MW)	ظرفیت سرمایش (MW)	ظرفیت سوخت (kg/s)
۳۷/۱۰	۳۰/۳۹	۱۱/۰۵	۱/۶۸
۳۶/۷۲	۴۹/	۱۰/۵۳	۱/۷۰
۱/۰۳+	۰/۳۳-	۴/۹۴+	۱/۲۰-

همانطوریکه مشاهده می‌شود، در مفروضات کاملاً یکسان، ظرفیت گرمایشی و سرمایشی به ترتیب ۱/۰۳٪ و ۴/۹۴٪ افزایش و قدرت خالص تولیدی ۰/۳۳٪ کاهش یافته است. این کاهش به این دلیل است که در چرخه مرجع [۳۰]، از دو توربین در چرخه رانکین آلی استفاده شده است. همچنین مقدار سوخت مصرفی در چرخه حاضر نسبت به چرخه پیشنهادی مرجع [۳۰]، ۱/۲٪ کاهش را نشان می‌دهد. با توجه به اینکه به مقدار بازده کل چرخه در مقاله اشاره نشده است، اما با در نظر گرفتن کاهش مقدار سوخت مصرفی در چرخه حاضر و افزایش ظرفیت سرمایش و گرمایش و همچنین کاهش نامحسوس قدرت خالص، بنابراین بازده چرخه مرجع [۳۰]، پایین‌تر از بازده چرخه حاضر خواهد بود.

۴-۴- نتیجه‌گیری

در این مطالعه، پس از توسعه و صحت سنجی مدل ترمودینامیکی چرخه پیشنهادی، به ارزیابی ترمودینامیکی آن پرداخته سپس مطالعات پارامتری نیز بر روی آن انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که: الف) مقدار ضریب بهره‌برداری برای چرخه پیشنهادی ۶۰/۵٪ بدست آمده است که این عدد نشان دهنده عملکرد بهتر چرخه می‌باشد. ب) نتایج مطالعات پارامتری نشان می‌دهد که با افزایش دمای تبخیرکن چرخه رانکین آلی، دمای ورودی توربین گاز و دمای ژنراتور مقدار ضریب بهره‌برداری افزایش می‌یابد بعلاوه با افزایش اختلاف دمای پینچ مولد بخار، دمای چگالنده چرخه‌ی رانکین آلی، دمای خروجی پیش گرمکن و نسبت فشار کمپرسور، ضریب بهره‌برداری انرژی کاهش خواهد یافت. پ) دمای ورودی توربین گاز بیشترین تأثیر را بر روی ضریب بهره‌برداری انرژی می‌گذارند. ت) دمای ژنراتور کمترین تأثیر بر روی ضریب بهره‌برداری چرخه دارد.

۵- فهرست علائم

C.C	محفظه احتراق
GT	توربین گاز
h	آنتالپی ویژه جرمی (kJ kg^{-1})
\bar{h}	آنتالپی ویژه مولی (kJ kmol^{-1})
M	جرم مولکولی (kg kmol^{-1})
\overline{LHV}	ارزش حرارتی (kJ kmol^{-1})
\dot{Q}	گرما (kW)
v	حجم ویژه (m^3kg^{-1})
\dot{W}	کار (kW)
x	کسر جرمی لیتیم بروماید (%)
ϵ	کارایی مبادله‌کن

۶- مراجع

- [1] Wang J., Yan Z., Zhou E., Dai Y., Parametric analysis and optimization of a kalian cycle driven by solar energy. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 50, pp. 408-415, 2013.
- [2] Cansino J. M., del M., Pablo-Romero R., Roman R., Yniguez R., Promoting renewable energy sources for heating and cooling in EU-27 countries. *Energy Policy*, Vol. 39, pp. 3803-3812, 2011.
- [3] Zhu J., Hu K., Lu X., Huang X., Liu K., Wu X., A review of geothermal energy resources, development, and applications

- [22] Chen X., Zhou H., Yu Z., Li W., Tang J., Xu C., Ding Y., Wan Z., Thermodynamic and economic assessment of a PEMFC-based micro-CCHP system integrated with geothermal-assisted methanol reforming. *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 45, pp. 958-971, 2020.
- [23] Munoz Escalona J., Sanchez D., Chacartegui R., Sanchez T., Part-load analysis of gas turbine & ORC combined cycles. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 36, pp.63-72, 2012.
- [24] Khaliq A., Kaushik S., Second-law based thermodynamic analysis of Brayton/Rankine combined power cycle with reheat. *Applied Energy*, Vol. 78, pp. 179-197, 2004.
- [25] Ahmadi P., Rosen M. A., Dincer I., Multi objective exergy-based optimization of a polygeneration energy system using an evolutionary algorithm. *Energy*, Vol. 46 pp.21-31, 2012.
- [26] Khaljani M., Khoshbakhti R., Bahlouli K., 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*, Vol. 97, pp. 154-165, 2015.
- [27] Ahmadi M., Mehroooya M., Pourfayaz F., Thermodynamic and exergy analysis and optimization of a transcritical CO2 power cycle driven by geothermal energy with liquefied natural gas as its heat sink. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 109, pp. 640-652, 2016.
- [28] Kang L., Yang J., Deng S., An Q., Zhao J., Wang H., Wang D., Energy, economical, environmental evaluation of a CCHPGSHP system based on carbon tax and electric feed in tariff. *Energy Procedia*, Vol. 88, pp. 510-517, 2016.
- [29] Zhang X., Liu X., Sun X., Jiang C., Li H., Song Q., Zeng J., Zhang G., Thermodynamic and economic assessment of a novel CCHP integrated system taking biomass, natural gas and geothermal energy as co-feeds. *Energy Conversion and Management*, Vol. 172, pp. 105-118, 2018.
- [30] Pashapour M., Jafarmadar S., Khalilarya S., Exergy Analysis of a Novel Combined System Consisting of a Gas Turbine, an Organic Rankine Cycle and an Absorption Chiller to Produce Power, Heat and Cold. *International Journal of Engineering*, Vol. 32, pp. 1320-1326, 2019
- [31] Kanoglu M., Bolatturk A., Performance and parametric investigation of a binary geothermal power plant by exergy. *Renewable Energy*, Vol. 33, pp. 2366-2374, 2008.
- [32] New geothermal site identification and qualification, *California Energy Commission*, pp.230-240, Arnold Schwarzenegger, Governor, 2004.
- [33] Ahmadi P., Dincer I., Rosen M.A., Exergy, exergoeconomic and environmental analysis and evolutionary algorithm based multi- objective optimization of combined cycle power plants. *Energy*, Vol.36, pp. 5886-5898, 2011.
- [34] Bejan A., Moran M.J., *Thermal design and optimization*, pp.39-113, New York: John Wiley & Sons. 1996.
- [35] Anvari S., Khoshbakhti R., Bahlouli K., Conventional and advanced exergetic and exergoeconomic analyses applied to a tri-generation cycle for heat, cold and power production. *Energy*, Vol. 91, pp.925-939, 2015.
- [36] Yari M., Mahmoudi S., A thermodynamic study of waste heat recovery from GT-MHR using organic Rankine cycles. *Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 181-196, 2011.
- [37] Mago P.J., Luck R., Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery from a microturbine using organic Rankine cycles. *International Journal of Energy Research*, Vol.37, pp. 888-898, 2013.
- [38] Arora A., Kaushik S. C., Theoretical analysis of LiBr/H2O absorption refrigeration systems. *International Journal of Energy Research*, Vol. 33, pp. 1321-1340, 2009.
- [39] Gebreslassie B.H., Medrano M., Boer D., Exergy analysis of multi-effect water/Li-Br absorption system: from half to triple effect. *Renewable Energy*, Vol. 35, pp.1773-1782, 2010.
- [40] Garousi Farshi L., Mahmoudi S.M.S., Rosen M.A., Yari M., Amidpour M., Exergoeconomic analysis of double effect absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, Vol. 65, pp.13-25, 2013.
- [41] Klein S. A., Alvarado F., Engineering equation solver, version 7.441, *F-chart software*, Middleton, 2005
- [42] Wylen V., John G., *Fundamentals of Thermodynamics*, John Wiley & Sons, New York, 2010.
- in China: Current status and prospects. *Energy*, Vol.93, pp. 466-483, 2015.
- [4] Ellabban O., Rub, H., Blaabjerg, F., Renewable energy resources: Current status, future prospects and their enabling technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 39, pp. 748-764, 2014.
- [5] Kheiri R., Ghaebi H., Ebadollahi M., Thermodynamic modeling and performance analysis of four new integrated organic Rankine cycles (A comparative study). *Applied Thermal Engineering*, Vol.122, pp.103-117, 2017.
- [۶] رنجبر س، نعمتی آ. و کلاهی م، تحلیل ترمودینامیکی و بهبود عملکرد چرخه‌ی تولید توان زمین گرمایی ترکیبی رانکین آلی و فلش با استفاده از سیال کاری زئوتروپیک در چرخه‌ی رانکین آلی. *مجله‌ی مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، ج. ۴۸، ش. ۲، ص ۱۳۱-۱۳۸، ۱۳۹۷.
- [7] Rayegan R., Tao Y.X., A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs). *Renewable Energy*, Vol.36, pp.659-670, 2011.
- [8] Zheng N., Zhao L., Wang X.D., Tan Y.T., Experimental verification of a rolling-piston expander that applied for low-temperature Organic Rankine Cycle. *Applied Energy*, Vol.112, pp.1265-1274, 2013.
- [9] Mago P.J., Chamra L.M., Srinivasan K., Somayaj C., An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. *Applied thermal engineering*, Vol.28 pp. 998-1007, 2008.
- [10] Yari M., Performance analysis of the different organic Rankine cycles (ORCs) using dry fluids. *International Journal of Exergy*, Vol. 6, pp. 323-342, 2009.
- [11] Wang J., Yan Z., Wang M., Li M., Dai Y., Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm. *Energy Conversion and Management*, Vol. 71, pp.146-158, 2013.
- [12] Coskun A., Bolatturk A., Kanoglu M., Thermodynamic and economic analysis and optimization of power cycles for a medium temperature geothermal resource. *Energy Conversion and Management*, Vol.78, pp. 39-49, 2014.
- [13] Zare V., A comparative exergoeconomic analysis of ORC configurations for binary geothermal power plants. *Energy Conversion and management*, Vol. 105, pp. 127-138, 2015.
- [۱۴] وزارت نیرو، راهنمای جامع تولید همزمان برق و حرارت. دفتر بهبود بهره‌وری و اقتصاد برق و انرژی، ۱۳۸۸.
- [۱۵] علوی س، گوشکی ف، شکیب س، غفوریان م، تحلیل ترمودینامیکی و انرژی‌تیکی ترکیبهای مختلف چرخه توربین گازی و آب شیرین کن تبخیری چند مرحله ای. *مجله‌ی مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، ج. ۴۸، ش. ۴، ص ۲۹-۳۷، ۱۳۹۷.
- [16] Zare V., A comparative thermodynamic analysis of tri-generation systems utilizing low-grade geothermal energy. *Energy Conversion and Management*, Vol.118, pp.264-274, 2016.
- [17] Kalogirou S., Recent patents in absorption cooling systems. *Recent Patents on Mechanical Engineering*, Vol.1, pp. 58-64, 2008.
- [۱۸] غزانی م، و ثقفیان م، تحلیل انرژی و انرژی سیستم‌های تبرید جذبی لیتیم بروماید-آب. *مجله‌ی مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، ج. ۵۰، ش. ۲، ص ۷-۱، ۱۳۹۹.
- [19] Gomri R., Second law comparison of single effect and double effect vapor absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and management*, Vol. 50, pp. 1279-1287, 2009.
- [20] Garousi Farshi L., Seyed Mahmoudi S. M., Rosen M. A., Yari M., A comparative study of the performance characteristics of double-effect absorption refrigeration systems. *International Journal of Energy Research*, Vol. 36, pp. 182-192, 2012.
- [21] Abbasi M., Chahartaghi M., Hashemian S., Energy, exergy, and economic evaluations of a CCHP system by using the internal combustion engines and gas turbine as prime mover. *Energy Conversion and Management*, Vol. 173, pp. 359-374, 2018.