

تحلیل ترمودینامیکی سیستم‌های تولید توان از منبع انرژی زمین گرمایی برمبنای چرخه‌ی تبخیر آبی دو مرحله‌ای

مهران عبدالعلی پورعدل*

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی‌شاپور دزفول، دزفول، ایران، m.abdolahipour@urmia.ac.ir

محمد نام‌خواه

دانشجوی کارشناسی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی‌شاپور دزفول، دزفول، ایران، mmd.nkh.92@gmail.com

چکیده

استفاده از انرژی زمین گرمایی به دلیل دایمی بودن، مزایای محیط زیستی و توان بالا، در حال گسترش در سراسر جهان است. یکی از متداول‌ترین انواع آرایش‌های زمین گرمایی چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای است. عموماً انرژی زیادی از طریق مایع اشباع جداساز دوم این آرایش اتلاف می‌شود. با رویکرد استفاده از این انرژی، چرخه ترکیبی تبخیر آبی دو مرحله‌ای-رانکین آبی، چرخه جدید ترکیبی تبخیر آبی دو مرحله‌ای-گذر بحرانی دی‌اکسیدکربن و چرخه جدید ترکیبی تبخیر آبی دو مرحله‌ای-رانکین آبی-گذر بحرانی دی‌اکسیدکربن مورد بررسی و تحلیل انرژی و انرژی (حل تحلیلی) قرار گرفت. سپس روی چهار آرایش، بررسی پارامتری جامع و بهینه‌سازی تک هدفه با معیار بیشینه‌سازی توان خالص انجام شد. طبق نتایج حاصله هر سه آرایش ترکیبی نتایج بهتری از لحاظ قانون اول و دوم نسبت به چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای نشان داد. چرخه جدید تبخیر آبی دو مرحله‌ای-رانکین آبی-گذر بحرانی دی‌اکسیدکربن، بهترین عملکرد در میان چرخه‌های مورد بررسی از خود نشان داد به‌طوری‌که توان خالص ۲۶۳۱۳ کیلووات، بازده انرژی ۲۰/۵۴ درصد و بازده انرژی ۶۴/۴۶ درصد حاصل شد.

واژه‌های کلیدی: انرژی زمین گرمایی؛ تبخیر آبی دو مرحله‌ای؛ چرخه‌ی دی‌اکسید کربن گذر بحرانی؛ چرخه‌ی رانکین آبی؛ تحلیل ترمودینامیکی؛ بهینه‌سازی.

Thermodynamic analysis of power generation systems from geothermal energy heat source based on double flash cycle

M. Abdolalipouradl Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Jundi-Shapur University of Technology, Dezful, Iran
M. Namkhah Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Jundi-Shapur University of Technology, Dezful, Iran

Abstract

The use of geothermal energy is expanding worldwide due to its durability, environmental benefits and high power production. One of the most common types of geothermal systems is the Double Flash (DF) cycle. Typically, a significant amount of energy is lost through the saturated liquid of the second separator in this configuration. With the approach of using this energy, a DF-Organic Rankine Cycle (ORC), a novel DF-CO₂ Transcritical Rankine Cycle (CTRC) and a novel DF-ORC-CTRC are investigated from energy and exergy viewpoints. Then, for configurations, a comprehensive parameter analysis and single-objective optimization were performed for configurations with the criterion of net output power maximization. The results indicated that all three combined configurations outperformed the double flash cycle in terms of the first and second laws of thermodynamics. Among the investigated cycles, the DF-ORC-CTRC demonstrated the best performance, with net output power, energy efficiency, and exergy efficiency calculated as 26313 kW, 20.54%, and 64.46%, respectively.

Keywords: geothermal energy; double flash; CO₂ Transcritical cycle; Organic Rankine cycle; thermodynamic analysis; optimization.

۱- مقدمه

بررسی نشان داد که در صورتی که دمای چاه بالای ۱۸۰ درجه سلسیوس باشد، چرخه تبخیر آبی یک و دو مرحله‌ای و اگر کمتر از این دما در دسترس بود، چرخه رانکین آبی برای تولید توان از انرژی زمین گرمایی مناسب خواهد بود. عامری و همکاران [۷] در یک مطالعه نشان دادند که برای یک چاه با دمای ۲۲۵ درجه سلسیوس و دبی ۷۰۰ کیلوگرم بر ثانیه، چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای عملکرد بهتری نسبت به چرخه تبخیر آبی تک مرحله‌ای خواهد داشت. چرخه تبخیر آبی یک و دو مرحله‌ای با داده‌های فرضی از چاه‌های زمین گرمایی سبلان، توسط جلیلی‌نصراآبادی و همکاران [۸] مورد بررسی و تحلیل انرژی و انرژی قرار گرفت که نشان داده شد چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای با توان تولیدی ۴۹/۷ مگاوات و بازده حرارتی ۹/۹۶ درصد، عملکرد بهتری نسبت به چرخه آبی یک مرحله‌ای خواهد داشت. چرخه

در سال‌های اخیر با توجه به مسائل محیط زیستی اعم از گرمایش جهانی، افزایش گازهای گلخانه‌ای و نیز افزایش هزینه سوخت‌های فسیلی، استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر برای تولید توان در سراسر جهان فراگیر شده است [۱، ۲]. انرژی زمین گرمایی با توجه به سازگاری با محیط زیست، قابلیت اطمینان بالا و ظرفیت بالا، بیش از دیگر منابع انرژی تجدیدپذیر نظیر انرژی بادی و خورشیدی، مورد توجه قرار گرفته است. در نتیجه در برخی از کشورها بخش قابل توجهی از توان تولیدی، توسط انرژی زمین گرمایی حاصل می‌گردد [۳-۵].

با توجه به اهمیت چشم‌گیر انرژی زمین گرمایی و افزایش روزافزون استفاده از آن، از مطالعات متعددی بر چرخه‌های تولید توان از انرژی زمین گرمایی، توسط پژوهشگران انجام شده است. یاری [۶] در یک

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: m.abdolahipour@urmia.ac.ir

تاریخ دریافت: ۲۰۲۱/۰۶

تاریخ پذیرش: ۲۰۲۱/۰۳

تبخیر آبی یک مرحله‌ای-رانکین آلی توسط ژانو و وانگ [۹] مورد تحلیل اگزرواکونومیکی قرار گرفت و از دیدگاه‌های مختلف بهینه‌سازی شد. مشاهده شد چرخه ای که دارای بیشترین صرفه اقتصادی است نمی تواند بهترین عملکرد ترمودینامیکی را از خود نشان دهد. از دیدگاه اگزرواکونومیک (کمینه‌سازی هزینه تولید توان واحد) توان خالص، هزینه تولید و بازده اگزروژی به ترتیب برابر ۲۹۵۱/۴۱ کیلووات، ۱۱/۳۹۲ دلاربرمگاوات ساعت و ۴۲/۸۹ درصد بدست آمد، درحالی که از دیدگاه اگزروژی، توان خالص، هزینه تولید و بازده اگزروژی به ترتیب برابر ۳۰۴۲/۸۸۶ کیلووات، ۱۲/۸۲۰۹ دلاربرمگاوات ساعت و ۴۴/۲۲ درصد بدست آمد. همچنین شوکتی و همکاران [۱۰] در تحقیقی به تحلیل اگزرواکونومیک و مقایسه چرخه تبخیر آبی یک مرحله ای-رانکین آلی با تبخیر آبی دو مرحله‌ای پرداختند و مشاهده کردند که چرخه ترکیبی تبخیر یک مرحله‌ای-رانکین آلی، از نقطه نظر انرژی و اگزروژی عملکرد بهتری نسبت به چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای خواهد داشت در حالی که تبخیر آبی تک مرحله‌ای از لحاظ اقتصادی به صرفه تر است. همچنین شوکتی و رنجبر در مطالعه ای دیگر به بررسی و مقایسه چرخه رانکین آلی و کالینا بعنوان چرخه تحتانی تبخیر آبی یک مرحله‌ای، از دیدگاه اگزرواکونومیکی پرداختند و مشاهده کردند که برای یک چاه زمین گرمایی با دمای ۱۶۲ درجه سلسیوس و دبی جرمی ۱۰۰ گیلوگرم بر ثانیه، چرخه رانکین آلی با سیال عامل R123 و ان-پنتان از نظر بازده انرژی و اگزروژی، عملکرد بهتری به عنوان چرخه تحتانی چرخه تبخیر آبی یک مرحله‌ای خواهند داشت [۱۱]. رویز و همکاران [12] در تحقیقی از چرخه برایتون فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن، برای استفاده از حرارت چاه زمین گرمایی (با دمای ۱۵۰ درجه سلسیوس و دبی جرمی ۲۰ کیلوگرم بر ثانیه) استفاده کردند و چهار چرخه مختلف بر پایه چرخه برایتون برای قسمت تحتانی را ارائه و بررسی کردند. در یک مطالعه دیگر، سه نوع چرخه تبخیر آبی سه مرحله‌ای مختلف و یک چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای، برای بهره‌برداری از چاه‌های زمین گرمایی توسط عبدالملکی پور و همکاران [۱۳] ارائه و بررسی شد و در بهترین حالت، توان تولیدی ۲۵۸۰۰ کیلووات و بازده اگزروژی ۶۵/۰۳ درصد بدست آمد.

در بسیاری از مطالعات، برای استفاده از حرارت هدررفت چرخه‌های تبخیر آبی، چرخه رانکین آلی بیش از دیگر چرخه‌ها مورد توجه قرار گرفته است. زارع [۲] سه آرایش مختلف چرخه رانکین آلی برای قسمت باینری مورد تحلیل اگزرواکونومیک قرار داد و مشاهده کرد که از نقطه نظر ترمودینامیکی، چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی میانی و از نقطه نظر اقتصادی چرخه رانکین آلی ساده بهترین عملکرد را خواهند داشت. یک چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای-رانکین آلی برای چاه زمین‌گرمایی سیلان توسط عالی و همکاران [۱۴] مورد مطالعه قرار گرفت و توان تولیدی ۱۷/۱۱ مگاوات بدست آمد. در مطالعه‌ای دیگر، عبدالملکی پور و همکاران [۳] به بررسی و تحلیل انرژی و اگزروژی چهار چرخه مختلف باینری تبخیر آبی-رانکین آلی پرداختند. در این پژوهش، چرخه رانکین آلی برای استفاده از گرمای هدررفت چرخه های تبخیر آبی یک تا سه مرحله‌ای مورد مطالعه قرار گرفت و بهترین عملکرد مربوط به چرخه تبخیر آبی دو مرحله ای-باینری نوع دوم بوده است.

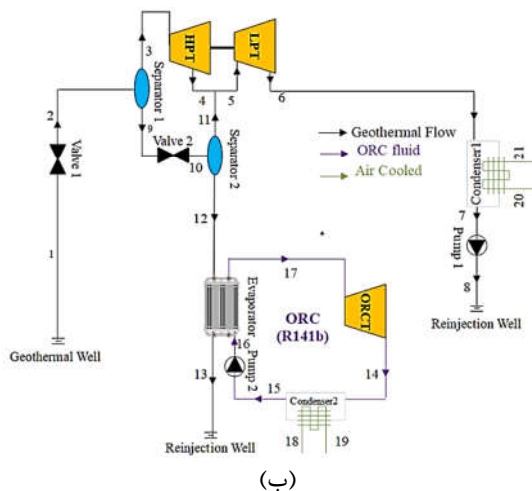
دی‌اکسیدکربن یک سیال اشتعال‌ناپذیر، غیر سمی، کم‌هزینه، فراوان در طبیعت و همچنین سازگار با محیط زیست می‌باشد که اخیراً با استفاده به عنوان سیال کاری چرخه رانکین آلی گذر یا فوق بحرانی به‌طور گسترده مورد توجه محققین و پژوهشگران قرار گرفته است [۱۵]. شیفلنچر و همکاران [۱۶] در پژوهشی به بررسی ترمودینامیکی و مقایسه دو چرخه فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن و رانکین آلی غیرمستقیم پرداختند و مشاهده کردند، اگر چه توان تولیدی رانکین آلی غیر مستقیم بیشتر خواهد بود، اما بازده اگزروژی چرخه فوق بحرانی دی-اکسیدکربن به طور قابل ملاحظه‌ای بیشتر خواهد بود. در یک تحقیق، وانگ و دای [۱۷] برای استفاده از گرمای هدر رفت از توربین گازی با راکتور هلیوم، دو چرخه گذر بحرانی دی‌اکسیدکربن به کار برده و بازده انرژی سیستم را توانستند ۷/۹۲ درصد افزایش دهند. چرخه گذر بحرانی با سیال‌های کاری مختلف، با استفاده از انرژی زمین گرمایی بعنوان منبع گرم توسط یانگ و یه [۱۵]، مورد بررسی قرار گرفت و مشاهده شد که بهترین سیال‌ها برای این چرخه، دی‌اکسیدکربن، R41 و R125 می‌باشند. در تحقیقی دیگر، عبدالملکی پور و همکاران [۱۸] با رویکرد استفاده از گرمای هدررفت چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای، دو چرخه گذر بحرانی دی‌اکسیدکربن و کالینا را پیشنهاد داده و سپس چرخه پیشنهادی را مورد تحلیل اگزرواکونومیکی قرار دادند و برای این آرایش، بازده انرژی و اگزروژی به ترتیب ۱۶/۶۳ درصد و ۶۳/۷۸ درصد و همچنین توان تولیدی ۱۹/۴۴۸ مگاوات بدست آمد که نتایج نشان می‌دهد، از نظر ترمودینامیکی و نیز از نظر اقتصادی این چرخه عملکرد بهتری نسبت به پژوهش‌های پیشین داشته است.

با توجه به مطالعات قبلی بیشتر موارد، متمرکز بر چرخه‌های تبخیر آبی بوده‌اند، و خلا استفاده از انرژی مایع اشباع جداسازها در ادبیات فن مشهود است با توجه به اینکه چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای متداول‌ترین چرخه مورد استفاده در سیستم‌های زمین‌گرمایی می‌باشد، با رویکرد افزایش توان خالص و بازده این چرخه، سه آرایش مختلف (شامل آرایش الف: چرخه تبخیر آبی دومرحله‌ای-چرخه رانکین آلی، آرایش ب: چرخه ترکیبی جدید تبخیر آبی دومرحله‌ای-چرخه گذر بحرانی دی‌اکسیدکربن و آرایش ج: چرخه ترکیبی جدید تبخیر آبی دومرحله‌ای- چرخه رانکین آلی- چرخه گذر بحرانی دی‌اکسیدکربن) برای استفاده از قسمت مایع اشباع جداساز دوم مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. در ادامه این سیستم‌ها مورد تحلیل انرژی و اگزروژی (حل تحلیلی) قرار گرفته و پس از یک بررسی پارامتری جامع، نسبت به پارامترهای موثر مورد بهینه‌سازی قرار گرفته است. به‌طور کلی مهم‌ترین اهداف این پژوهش عبارت است از:

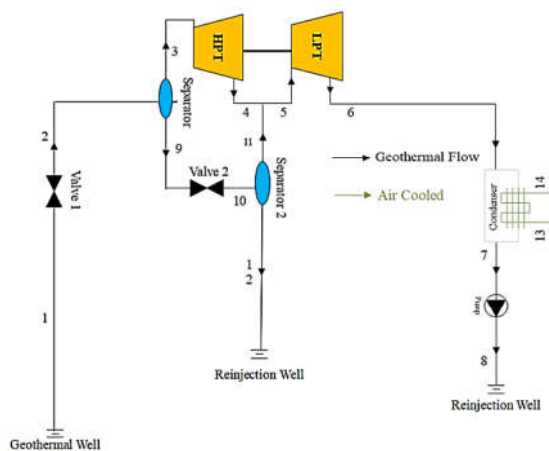
- ✓ مدلسازی و پیشنهاد دو آرایش جدید بر اساس استفاده از چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای.
- ✓ مقایسه جامع بین چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای و سه آرایش ترکیبی
- ✓ مطالعه پارامتری و بهینه سازی جامع چرخه‌های پیشنهادی.

۲- توصیف چرخه‌های ترکیبی

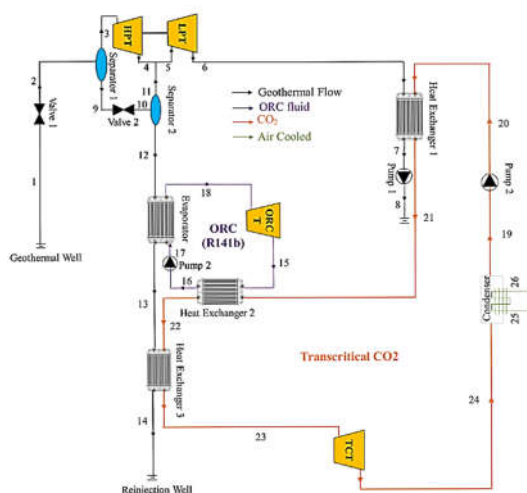
چرخه‌های مورد بررسی برای استفاده از منبع انرژی زمین گرمایی، در شکل ۱ قابل مشاهده می‌باشند. تمام آرایش‌ها بر اساس چرخه تبخیر



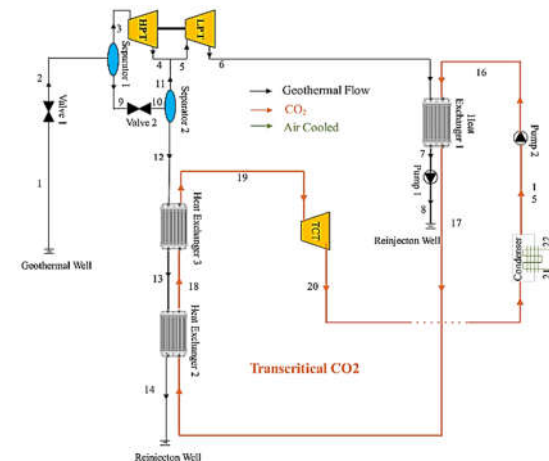
(ب)



(الف)



(د)



(ج)

شکل ۱- طرحواره سیستم های ترکیبی (الف) تبخیر آبی دو مرحله ای ساده، (ب) تبخیر آبی دو مرحله ای-رانکین آبی، (ج) تبخیر آبی دو مرحله ای-گذر بحرانی دی اکسید کربن و (د) تبخیر آبی دو مرحله ای-رانکین آبی-گذر بحرانی دی اکسید کربن

شده است. در آرایش پیشنهادی (ج)، یک چرخه گذر بحرانی دی اکسید کربن بعنوان چرخه تحتانی تبخیر آبی در نظر گرفته شده است. در این چرخه پیشنهادی ابتدا از سیال خروجی از توربین فشار پایین، بعنوان پیش گرم کن (مبادله کن ۱) استفاده می کنیم. پس از مبادله کن ۱، از مبادله کن های گرمایی ۲ و ۳ استفاده کرده تا گرمای باقی مانده در مایع اشباع خروجی از جداساز دوم توسط سیال دی اکسید کربن در دو مرحله دریافت شود، سپس این سیال در توربین گذر بحرانی تولید توان می کند و پس از خنک شدن در چگالنده، توسط پمپ ۲ به فشار بالای چرخه می رسد. در آرایش پیشنهادی (د)، هر دو چرخه رانکین آبی و رانکین دی اکسید کربن گذر بحرانی بعنوان چرخه های تحتانی چرخه تبخیر آبی دو مرحله ای در نظر گرفته شده اند. در این چرخه نیز مایع اشباع خروجی از جداساز دوم ابتدا وارد تبخیرکن می شود تا سیال عامل چرخه رانکین آبی پس از تولید توان در توربین رانکین وارد مبادله کن گرمایی ۲ می شود و در آنجا با دی اکسید کربن

آبی دو مرحله ای کار می کنند. در این چرخه، آب زمین گرمایی پس از استخراج از چاه و عبور از شیر انبساط، تبدیل به مخلوط دوفازی می شود و سپس در جداساز، بخار آن جدا شده و برای تولید توان به توربین فشار بالا فرستاده می شود. مایع اشباع خروجی از جداساز وارد شیر انبساط و سپس جداساز دوم می شود. در جداساز دوم بخار اشباع از مخلوط دوفازی جدا شده و در ادامه با سیال خروجی از توربین فشار بالا ترکیب شده و وارد توربین فشار پایین می شود و پس از آن به چگالنده فرستاده می شود. در نهایت توسط پمپ به فشار مورد نظر می رسد و به زمین برگردانده می شود. چرخه های مورد بررسی با رویکرد استفاده از مایع اشباع خروجی از جداساز دوم می باشند و با توجه به دمای بالای مایع اشباع در خروجی جداساز دوم، سه چرخه مختلف مورد بررسی قرار گرفت. در آرایش (ب)، یک چرخه رانکین آبی در قسمت تحتانی چرخه تبخیر آبی، در نظر گرفته شده است. از مایع اشباع خروجی از جداساز دوم بعنوان سیال گرم در تبخیرکن استفاده

$$\epsilon_{HE} = \frac{Q}{Q_{Max}} \quad (7)$$

توان خالص و حرارت ورودی نیز بصورت زیر بیان می‌شوند [۳، ۲]:

$$\dot{W}_{net} = \sum \dot{W}_{Turb} - \sum \dot{W}_{Pump} \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_1 - h_0) \quad (9)$$

و بازده انرژی چرخه‌ها طبق رابطه زیر حاصل می‌شود [۳، ۲]:

$$\eta_{th} = \dot{W}_{net} / \dot{Q}_{in} \quad (10)$$

انرژی کل هر جریان بصورت زیر ارائه می‌شود [۳، ۲]:

$$\dot{E}x_i = \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{ch} + \dot{E}x_k + \dot{E}x_p \quad (11)$$

با صرف نظر از انرژی شیمیایی، جنبشی و پتانسیل، انرژی کل هر جریان برابر انرژی فیزیکی می‌شود و از رابطه (۱۲) محاسبه می‌گردد [۳، ۲]:

$$\dot{E}x_i = \dot{m}_i(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (12)$$

با در نظر گرفتن حجم کنترل برای هر عضو و با استفاده از معادلات (۱۲) و (۱۳)، می‌توان تخریب انرژی هر عضو را محاسبه کرد [۳، ۲]:

$$\dot{E}x_{Heat} + \sum \dot{E}x_{in} = \sum \dot{E}x_{out} + \dot{W} + \dot{E}x_D \quad (12)$$

$$\dot{E}x_{D,i} = \dot{E}x_{f,i} - \dot{E}x_{p,i} \quad (13)$$

که $\dot{E}x_{p,i}$ و $\dot{E}x_{f,i}$ به ترتیب انرژی سوخت و انرژی محصول هر عضو می‌باشند.

رابطه بازده انرژی هر چرخه نیز به شرح زیر می‌باشد [۳، ۲]:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{p,tot}}{\dot{E}x_{f,tot}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}x_{in}} \quad (14)$$

۲-۳- بهینه‌سازی

برای چرخه‌های مورد بررسی، پارامترهای موثر بر توان و بازده‌های انرژی و انرژی سیستم متشکل از، فشار خروجی از شیرهای انبساط یا همان فشارهای جداساز اول و دوم، دمای تبخیرکن، فشار بالای چرخه گذربرحالی دی‌اکسیدکربن، و اختلاف دمای تنگش تبخیرکن بهینه‌سازی شده‌اند. محدوده بهینه‌سازی پارامترهای موثر برای آرایش‌های مورد بررسی در جدول ۳ نشان داده شده‌است. بهینه‌سازی تک هدفه و نسبت به توان خالص و با استفاده از الگوریتم ژنتیک انجام شده است. شایان ذکر است با توجه به روابط ۱۰ و ۱۴ بهینه‌سازی نسبت به توان خالص منجر به بهینه‌سازی بازده انرژی و انرژی نیز خواهد شد. کران بالای فشار جداساز اول کوچکتر از فشار اشباع آب خروج زمین گرمایی (فشار جداساز اول) بوده و کران پایین بزرگتر از فشار جداساز دوم بوده به‌گونه‌ای توربین اول در آن فشار کار کند. شایان ذکر است که فشار بالای توربین دوم برابر فشار پایین توربین اول می‌باشد. از طرفی فشار پایین توربین دوم عددی بزرگتر از فشار کندانسور می‌باشد تا توربین دوم توانایی تولید داشته باشد. به‌عبارتی محدوده پارامترهای بهینه‌سازی به‌گونه‌ای در نظر گرفته شده است که محدوده پارامترها منجر به نفي قانون دوم (تخریب انرژی) در عضو نباشد.

که در مبادله‌کن گرمایی ۱ و با تبادل گرما با آب خروجی از توربین پیش‌گرم شده است، تبادل حرارت کند. دی‌اکسیدکربن وارد مبادله‌کن گرمایی ۳ شده تا گرمای بیشتری از مایع اشباع خروجی جداساز دوم را دریافت کند و سپس در توربین گذربرحالی تولید توان کند.

۲-۱- فرضیات

برای مدل‌سازی چرخه‌های معرفی شده، فرضیات زیر در نظر گرفته شده است [۳، ۲، ۱۳، ۱۹]:

- ✓ افت فشار در لوله‌ها و تمامی مبادله‌کن‌های گرمایی صفر در نظر گرفته شده است.
- ✓ سیستم‌ها در حالت پایا کار می‌کنند.
- ✓ بازده آیزنتروپیک توربین‌ها و پمپ‌ها به ترتیب ۸۵ درصد و ۹۰ درصد در نظر گرفته شده‌اند.
- ✓ کارایی تمامی مبادله‌کن‌های گرمایی برابر ۸۰ درصد فرض شده است.
- ✓ دمای محیط ۱۵ درجه سلسیوس و فشار محیط ۱۰۰ کیلوپاسکال در نظر گرفته شده‌اند.
- ✓ در این بررسی از داده‌های جدول ۱ برای سیستم‌های زمین گرمایی در نظر گرفته شده است.
- ✓ سیال R141b به علت سازگاری با لایه اوزون، اسیدی نبودن، دما و فشار بحرانی متوسط و همچنین تولید توان بهتر نسبت به دیگر سیالات آلی دارای ویژگی‌های مذکور، بعنوان سیال کاری چرخه رانکین آلی مورد استفاده قرار گرفته شده است [۲، ۲۰].

جدول ۱- داده‌های مورد استفاده شده برای شبیه‌سازی [۲].

[۲۱]

پارامتر	مقدار
دمای چاه زمین گرمایی (°C)	۳۰۰
دبی جرمی زمین گرمایی (kg/s)	۱۰۰
دمای محیط (°C)	۱۵
فشار محیط (kPa)	۱۰۰

۲-۲- تحلیل ترمودینامیکی

برای هر جزء، معادله بقای جرم و بقای انرژی را با در نظر گرفتن یک حجم کنترل برای آن جزء اعمال می‌کنیم که به صورت زیر نوشته می‌شوند [۳، ۲]:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (1)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_o h_o - \sum \dot{m}_i h_i \quad (2)$$

توان تولیدی در تمامی توربین‌ها و توان مصرفی در پمپ‌ها از روابط (۳) و (۴) محاسبه می‌گردند [۳، ۲]:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_i(h_i - h_o) \quad (3)$$

$$\dot{W}_P = \dot{m}_i(h_o - h_i) \quad (4)$$

بازده آیزنتروپیک برای توربین‌ها و پمپ‌ها طبق روابط (۵) و (۶) بدست خواهند آمد [۳، ۲]:

$$\eta_T = (h_i - h_o) / (h_i - h_{o,s}) \quad (5)$$

$$\eta_P = v_i(P_o - P_i) / (h_o - h_i) \quad (6)$$

کارایی مبادله‌کن‌های گرمایی نیز از بصورت زیر بیان می‌شود:

جدول ۲- محدوده پارامترهای بهینه‌سازی برای آرایش‌های مورد بررسی [13, 20, 22]

آرایش	پارامترهای بهینه‌سازی
(الف)	$P_{10} \leq P_2 \leq P_{sat}(T_{geo})$
	$P_{cond} \leq P_{10} \leq P_2$
(ب)	$P_{10} \leq P_2 \leq P_{sat}(T_{geo})$
	$P_{cond} \leq P_{10} \leq P_2$
	$80 \leq T_{ev}(^{\circ}C) \leq 140$
(ج)	$5 \leq \Delta T_{pp, ev}(^{\circ}C) \leq 20$
	$P_{10} \leq P_2 \leq P_{sat}(T_{geo})$
	$P_{cond} \leq P_{10} \leq P_2$
	$60 < P_{TRC}(bar) \leq 240$
(د)	$P_{10} \leq P_2 \leq P_{sat}(T_{geo})$
	$P_{cond} \leq P_{10} \leq P_2$
	$60 < P_{TRC}(bar) \leq 240$
	$80 \leq T_{ev}(^{\circ}C) \leq 140$
	$5 \leq \Delta T_{pp, ev}(^{\circ}C) \leq 20$

۲-۴- اعتبارسنجی

به منظور اعتبارسنجی مطالعه حاضر، نتایج حاصله برای چرخه تبخیری دو مرحله‌ای با نتایج حاصل شده در مطالعه [۶] مقایسه و نتایج آن در جدول ۳ بیان شده است. نتایج حاصل از مطابقت مناسب مطالعه کنونی با مطالعه گذشته برای چرخه تبخیری دو مرحله‌ای می‌باشد.

جدول ۳- نتایج پژوهش حاضر و منبع [۶]

$\eta_{ex}(\%)$	$\eta_{th}(\%)$	$W_{net}(kJ/kg)$	
۴۴/۷۷	۱۰/۹۵	۹۶/۹۵	پژوهش پیشین [۶]
۴۵/۹۸	۱۱/۴۵	۱۰۰/۲	مطالعه حاضر

۳- نتایج

در این قسمت به بررسی نتایج بهینه‌سازی و بررسی پارامتری برای آرایش‌های مورد مطالعه پرداخته می‌شود.

۳-۱- نتایج بهینه‌سازی

نتایج بهینه‌سازی هر چهار آرایش نسبت به پارامترهای موثر در جدول ۴ قابل مشاهده است. مطابق با نتایج، هر سه آرایش، با رویکرد استفاده از حرارت هدر رفت چرخه تبخیری دو مرحله‌ای، توان خالص، بازده انرژی و بازده انرژی بیشتری نسبت به چرخه تبخیری دو مرحله‌ای ساده دارند. بیشترین توان تولیدی، در بین سه آرایش، متعلق به آرایش پیشنهادی (د) بوده که ۲۶۳۱۳ کیلووات می‌باشد. همچنین آرایش (د) با ۶۴/۴۶ درصد بازده انرژی و ۲۰/۵۴ درصد بازده انرژی، بازده انرژی و بازده انرژی بیشتری نسبت به دیگر آرایش‌های مورد بررسی را دارد. همچنین با توجه به نتایج بهینه‌سازی مشخص می‌شود که همه چرخه‌ها دارای فشار بهینه نسبت به جداساز اول و دوم می‌باشد. در حالت کلی و با توجه به نتایج بهینه‌سازی می‌توان فهمید که به ترتیب آرایش‌های (د)، (ب) و در نهایت آرایش (ج) دارای توان خالص و به تبع آن بازده انرژی و انرژی بیشتری نسبت به چرخه تبخیری دو مرحله‌ای ساده می‌باشند و با بکار بردن چرخه‌های پیشنهادی می‌توان حداقل به ۲۳۸۶ کیلووات و حداکثر به ۴۰۸۱ کیلووات توان تولیدی بیشتری

نسبت به آرایش (الف) دست یافت. همچنین نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهد که برای آرایش (د) که بیشترین بازده انرژی و انرژی و توان تولیدی را در بین آرایش‌های توصیفی دارد، فشار بهینه جداساز اول ۴۴۰۹ کیلوپاسکال و فشار بهینه جداساز دوم ۱۷۵۵ کیلوپاسکال می‌باشد. همچنین فشار بالای چرخه گذر بحرانی دی‌اکسید کربن دارای مقدار بهینه ۸۲۸۲ کیلوپاسکال می‌باشد. دمای بهینه تبخیرکن ۱۳۴/۳ درجه سلسیوس و اختلاف دمای تنگش بهینه نیز ۵ درجه سلسیوس می‌باشند. همچنین برای دماهای مختلف چاه زمین‌گرایی، بر اساس دماهای چاه زمین‌گرایی مناسب برای چرخه تبخیری دو مرحله‌ای (۲۴۰-۳۲۰ درجه سلسیوس)، آرایش (د) که در دمای چاه ۳۰۰ درجه سلسیوس بهترین عملکرد را داشت، برای دماهای مختلف چاه زمین‌گرایی بهینه‌سازی گردیده که نتایج آن در جدول ۵ ارائه شده است. بررسی‌ها نشان می‌دهد که با افزایش دمای چاه، توان خالص، بازده انرژی و بازده انرژی چرخه پیشنهادی (د) افزایش خواهند یافت.

جدول ۴- نتایج بهینه‌سازی آرایش‌های مورد بررسی

پارامترهای بهینه‌سازی شده/ مشخصات عملکردی	آرایش (الف)	آرایش (ب)	آرایش (ج)	آرایش (د)
P_2 (kPa)	۲۰۱۰	۲۴۷۸	۲۱۹۸	۴۴۰۹
P_{10} (kPa)	۲۱۱/۳	۳۸۰/۹	۲۶۶/۹	۱۷۵۵
$P_{H,TRC}$ (kPa)	-	-	۸۱۳۱	۸۲۸۲
T_{EV} ($^{\circ}C$)	-	۱۱۷/۳	-	۱۳۴/۳
$\Delta T_{pp, EV}$ ($^{\circ}C$)	-	۵	-	۵
\dot{W}_{net} (kW)	۲۲۲۳۲	۲۵۹۸۲	۲۴۶۱۸	۲۶۳۱۳
η_{th} (%)	۱۷/۳۵	۲۰/۲۸	۱۹/۲۲	۲۰/۵۴
η_{ex} (%)	۵۴/۴۷	۶۳/۶۵	۶۰/۳۱	۶۴/۴۶
$\dot{E}x_{D, tot}$ (kW)	۱۳۵۴۳	۱۰۹۹۵	۱۴۹۶۴	۱۳۱۷۰

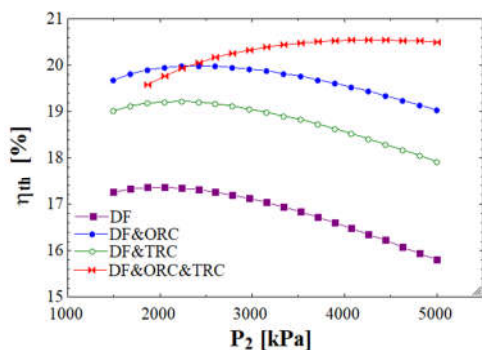
جدول ۵- عملکرد آرایش (د) برای دماهای مختلف چاه زمین‌گرایی

پارامترهای موثر چرخه‌ها	$T_{Geo}(^{\circ}C)$			
	۲۴۰	۲۸۰	۳۲۰	۳۶۰
P_2 (kPa)	۱۸۳۲	۲۷۷۷	۲۱۳۸	۵۰۴۱
P_{10} (kPa)	۹۱۴/۱	۸۱۲/۶	۹۵۱	۱۶۴۲
$P_{H,TRC}$ (kPa)	۸۴۲۰	۸۲۸۹	۸۲۵۰	۸۲۰۰
T_{EV} ($^{\circ}C$)	۱۱۴/۷	۱۱۴/۷	۱۱۵/۸	۱۲۵/۳
$\Delta T_{pp, EV}$ ($^{\circ}C$)	۵	۵	۵	۵
\dot{W}_{net} (kW)	۱۵۶۲۷	۱۸۸۳۷	۲۲۳۲۷	۳۰۸۰۶
η_{th} (%)	۱۶/۰۴	۱۷/۵۸	۱۹/۰۳	۲۲/۰
η_{ex} (%)	۶۰	۶۱/۷۶	۶۳/۰۸	۶۵/۶۲
$\dot{E}x_{D, tot}$ (kW)	۹۳۰۸	۱۰۵۱۱	۱۱۸۴۹	۱۴۷۵۷

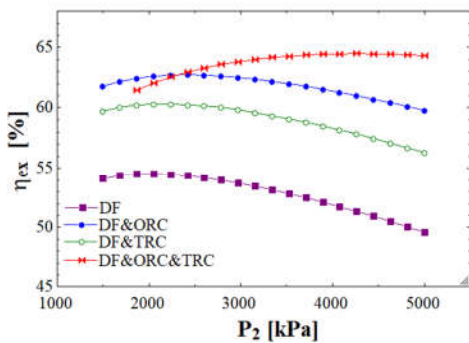
۲-۲- تحلیل پارامتری

هدف از مطالعه پارامتری بررسی پارامترهای تاثیرگذار از جمله فشارهای جداساز اول و دوم، دمای تبخیرکن، فشار بالای چرخه گذر بحرانی دی‌اکسید کربن و اختلاف دمای تنگش تبخیرکن بر روی پارامترهای عملکردی همچون توان خالص، بازده حرارتی و بازده انرژی سیستم‌های مورد بررسی می‌باشند.

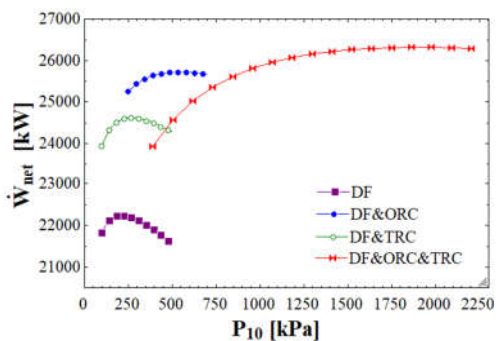
ناشی از افزایش فشار جریان خروجی از آن، کاهش می‌یابد. در نتیجه با افزایش فشار جداساز دوم تا نقطه بهینه، توان تولیدی کل چرخه افزایش پیدا می‌کند. اما پس از نقطه بهینه، با ادامه روند افزایشی فشار جداساز دوم، کاهش توان تولیدی در توربین فشار بالا بر افزایش توان تولیدی در توربین فشار پایین غلبه کرده و در نتیجه توان تولیدی کل چرخه کاهش می‌یابد.



شکل ۲- تاثیر فشار جداساز اول روی بازده انرژی در در آرایش‌های بررسی شده



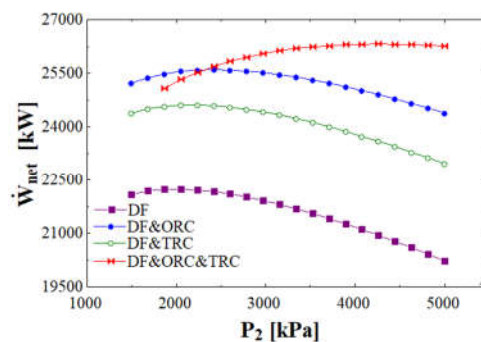
شکل ۳- تاثیر فشار جداساز اول روی بازده انرژی در آرایش‌های بررسی شده



شکل ۴- تاثیر فشار جداساز دوم روی توان تولیدی در آرایش‌های بررسی شده

تاثیر فشار جداساز دوم بر بازده انرژی را در شکل ۶ قابل مشاهده است. طبق نتایج حاصله در قسمت قبل، با ثابت در نظر گرفتن گرمای ورودی به هر چهار سیستم و طبق رابطه (۱۰)، بازده انرژی مستقیماً با توان خالص چرخه رابطه دارد. بنابراین، نمودار تغییرات بازده انرژی بر

تاثیر فشار جداساز اول بر روی توان خالص هر چهار چرخه بررسی شده و نتایج آن در شکل ۲ قابل مشاهده است. طبق رابطه (۳) دو پارامتر موثر بر توان تولیدی توربین، دبی جرمی و آنتالپی جریان ورودی به توربین می‌باشند. با افزایش فشار جداساز اول تا نقطه بهینه، علیرغم کاهش دبی جرمی ورودی به توربین فشار بالا، آنتالپی ورودی به آن افزایش و در نتیجه توان تولیدی توربین فشار بالا و به تبع آن توان خالص چرخه افزایش می‌یابد. با ادامه روند افزایشی فشار جداساز اول پس از نقطه بهینه، کاهش توان تولیدی توربین فشار بالا ناشی از کاهش دبی جرمی ورودی بوده و در نتیجه کاهش توان توربین فشار بالا، توان تولیدی کل چرخه نیز کاهش می‌یابد. بنابراین در تمام چرخه‌ها، توان خالص کل، نسبت به فشار جداساز اول دارای یک مقدار بهینه خواهد بود.



شکل ۵- تاثیر فشار جداساز اول روی توان تولیدی در آرایش‌های بررسی شده

در شکل ۳، تاثیر فشار جداساز اول بر بازده انرژی برای هر چهار چرخه نشان داده شده است. طبق رابطه (۱۰) بازده انرژی مستقیماً متأثر از دو پارامتر توان خالص کل چرخه و انرژی ورودی به چرخه می‌باشد. با توجه به ثابت بودن حرارت ورودی در هر چهار چرخه، بازده انرژی مستقیماً وابسته به مقدار توان خالص می‌باشد. بنابراین روند تغییرات بازده انرژی بر حسب فشار جداساز اول مشابه با روند تغییرات توان تولیدی بر حسب فشار جداساز اول می‌باشد.

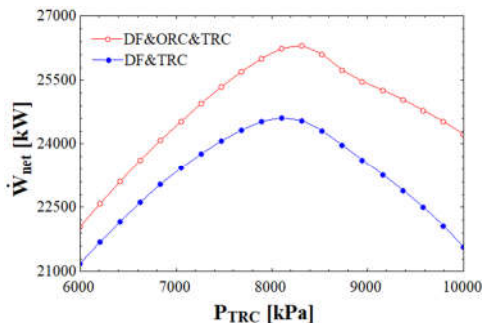
در شکل ۴ روند تغییرات بازده انرژی بر حسب فشار جداساز اول ارائه شده است. طبق رابطه (۱۴) بازده انرژی هر چرخه به دو پارامتر انرژی محصول (برابر با توان تولیدی خالص) و انرژی ورودی به آن چرخه، بستگی دارد. چون انرژی حرارتی به هر چهار آرایش ثابت است، در نتیجه انرژی ورودی نیز ثابت خواهد بود. بنابراین مشابه با بازده انرژی، بازده انرژی نیز مستقیماً با توان تولیدی چرخه رابطه دارد. بنابراین روند تغییرات بازده انرژی بر حسب فشار جداساز اول، مشابه با روند تغییرات توان تولیدی و بازده انرژی می‌باشد و در نتیجه دارای یک مقدار بهینه نسبت به فشار جداساز اول خواهد بود. مطابق شکل ۴ در سه آرایش (الف)، (ب) و (ج) فشار بهینه تقریباً در ۲۰۰۰ کیلوپاسکال و در آرایش (د) در حوالی ۴۰۰۰ کیلوپاسکال بدست آمده است.

در شکل ۵ اثر فشار جداساز دوم بر توان خالص هر چرخه مشاهده می‌شود. با افزایش فشار جداساز دوم توان تولیدی در توربین فشار پایین افزایش می‌یابد. از سوی دیگر، توان تولیدی توربین فشار بالا

است که تاثیر آن بر توان خالص چرخه های (ج) و (د) در شکل ۸ مشاهده می‌شود. با افزایش فشار بالای چرخه گذربرحرائی دی‌اکسید کربن، توان تولیدی در توربین گذربرحرائی افزایش می‌یابد. از سوی دیگر توان مصرفی پمپ گذربرحرائی برای تامین فشار بالای چرخه نیز افزایش می‌یابد. با افزایش این فشار تا نقطه بهینه توان تولیدی چرخه گذربرحرائی و به تبع آن توان خالص کل سیستم افزایش پیدا می‌کند. اما با ادامه روند افزایشی فشار بالای چرخه گذربرحرائی بعد از نقطه بهینه، افزایش توان مصرفی پمپ گذربرحرائی بر افزایش توان تولیدی توربین گذربرحرائی غلبه کرده و توان تولیدی چرخه گذربرحرائی و در نتیجه، توان خالص کل سیستم کاهش می‌یابد. با توجه به این شکل توان خالص تولیدی آرایش‌های (ج) و (د) در فشار تقریباً ۸۰۰۰ کیلوپاسکال به مقدار بهینه خود خواهد رسید. شایان ذکر است که آرایش (د) نتایج بهتری نسبت به آرایش (ج) با توجه به شکل ۸ نسبت به فشار بالای چرخه گذربرحرائی دارا می‌باشد.

بازده‌های انرژی و اگزرژی چرخه پیشنهادی (ج) بر حسب فشار بالای چرخه گذربرحرائی در شکل ۹ نمایش داده شده است. همانطور که گفته شد بازده انرژی و اگزرژی هر سیستم، طبق روابط (۱۰) و (۱۴) مستقیماً به توان تولیدی سیستم بستگی دارد. بنابراین در آرایش (ج) افزایش فشار بالای چرخه گذربرحرائی تا رسیدن به نقطه بهینه، بدلیل افزایش توان تولیدی توربین گذربرحرائی، توان تولیدی کل سیستم و به تبع آن بازده انرژی و اگزرژی آن افزایش می‌یابد. اما پس از نقطه بهینه و با ادامه روند افزایشی فشار بیش از مقدار مطلوب و بدلیل غلبه افزایش توان مصرفی پمپ ۲ بر افزایش توان تولیدی در توربین گذربرحرائی، توان تولیدی و در نتیجه بازده انرژی و اگزرژی کاهش می‌یابد. با توجه به نتایج این شکل در آرایش (ج)، بازده انرژی و اگزرژی به مقادیر تقریباً ۱۹ و ۶۰ درصد خواهند رسید.

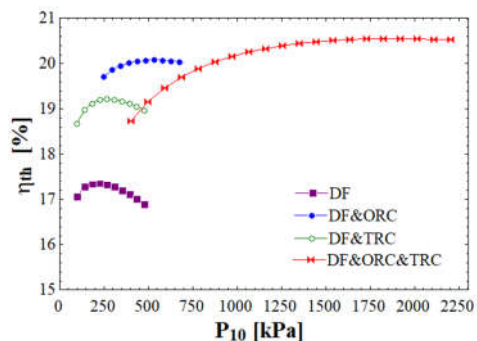
همچنین بررسی تاثیر فشار بالای چرخه گذربرحرائی بر بازده انرژی و اگزرژی چرخه پیشنهادی (د) نیز در شکل ۱۰ به‌نمایش درآمده است. برای آرایش (د) نیز، مشابه با آرایش (ج) بازده انرژی و اگزرژی کل، نسبت به فشار بالای چرخه گذربرحرائی و به دلیل تناقض افزایش همزمان توان تولیدی در توربین گذربرحرائی و افزایش توان مصرفی پمپ ۳، دارای یک مقدار بیشینه در فشار ۸۲۰۰ کیلوپاسکال خواهند بود.



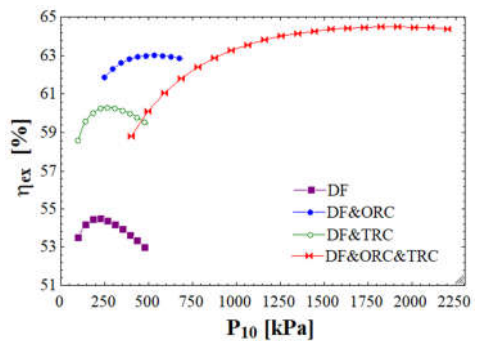
شکل ۸-تاثیر فشار بالا دست چرخه گذربرحرائی روی توان تولیدی آرایش (ج) و (د)

حسب فشار جداساز دوم، دارای یک نقطه بهینه نسبت به جداساز دوم خواهد بود.

نتایج بررسی بازده اگزرژی هر چهار آرایش بر حسب فشار جداساز دوم در شکل ۷ ارائه شده است. بازده اگزرژی طبق رابطه (۱۴) مستقیماً با توان تولیدی کل چرخه رابطه دارد. پس با افزایش فشار جداساز دوم، علیرغم کاهش دبی جرمی و بدلیل افزایش انتالپی ورودی به توربین فشار پایین، توان تولیدی این توربین و به تبع آن توان تولیدی کل هر آرایش، افزایش و در نتیجه و با توجه به ثبات اگزرژی گرمای ورودی، بازده اگزرژی نیز افزایش می‌یابد. پس از رسیدن به مقدار بهینه فشار جداساز دوم، با افزایش این فشار، کاهش توان توربین فشار بالا بر افزایش توان توربین فشار پایین غالب شده و روند تغییرات توان خالص و در نتیجه بازده اگزرژی کاهش خواهد بود. بنابراین با تحلیل پارامتری بازده اگزرژی بر حسب تغییرات فشار جداساز دوم، به مقدار بهینه این فشار بر حسب بازده اگزرژی دست پیدا می‌کنیم. مطابق شکل ۷ بازده اگزرژی برای آرایش (الف) و (ب) در فشار تقریباً ۲۵۰ کیلوپاسکال، برای آرایش (ج) در فشار تقریباً ۴۰۰ کیلوپاسکال و برای آرایش (د) در فشار تقریباً ۱۸۰۰ کیلوپاسکال به مقدار بیشینه خود می‌رسد.

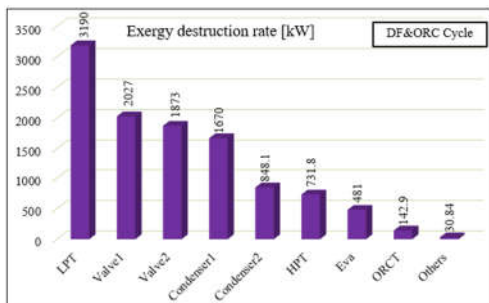


شکل ۶-تاثیر فشار جداساز دوم روی بازده انرژی در آرایش‌های بررسی شده

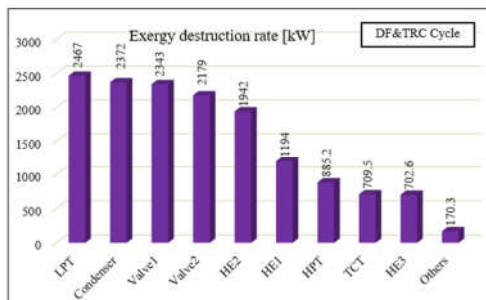


شکل ۷-تاثیر فشار جداساز دوم روی بازده اگزرژی در هر چهار آرایش

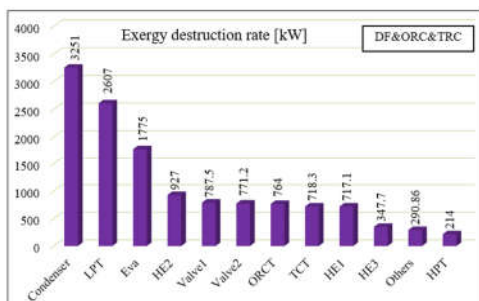
دیگر پارامتر موثر بر توان خالص و بازده انرژی و اگزرژی سیستم‌هایی که دارای چرخه گذربرحرائی دی‌اکسید کربن هستند، یعنی آرایش‌های (ج) و (د)، فشار بالای چرخه گذربرحرائی دی‌اکسید کربن



شکل ۱۲-تخریب انرژی اجزای آرایش (ب)



شکل ۱۳-تخریب انرژی اجزای آرایش (ج)

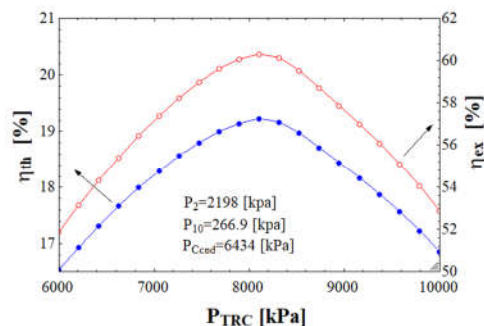


شکل ۱۴-تخریب انرژی اجزای آرایش (د)

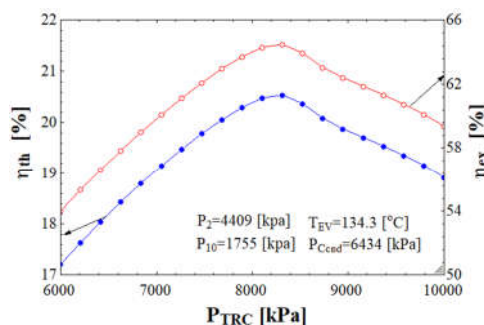
در جدول ۶ درصد بهبود پارامترهای عملکردی همچون توان خالص چرخه، بازده انرژی و بازده انرژی نسبت به چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای ساده بیان شده است. نتایج نشان‌دهنده افزایش تمام پارامترهای عملکردی چرخه‌های مورد بررسی نسبت به چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای می‌باشد. همچنین آرایش پیشنهادی (د) دارای بهترین عملکرد بین تمام چرخه‌های مورد بررسی می‌باشد.

جدول ۶- درصد بهبود پارامترهای عملکردی نسبت به چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای

پارامترهای عملکردی	آرایش ب	آرایش ج	آرایش د
$\dot{W}_{net}(\%)$	۱۶/۸۷	۱۰/۷۳	۱۸/۳۶
$\eta_{th}(\%)$	۱۶/۸۹	۱۰/۷۷	۱۸/۳۷
$\eta_{ex}(\%)$	۱۶/۸۵	۱۰/۷۲	۱۸/۳۴

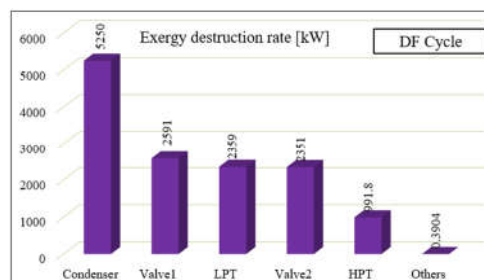


شکل ۹-تأثیر فشار بالا دست چرخه گذربرحانی روی بازده انرژی و انرژی آرایش (ج)



شکل ۱۰-تأثیر فشار بالا دست چرخه گذربرحانی CO2 روی بازده انرژی و انرژی آرایش (د)

در شکل های ۱۱ تا ۱۴ تخریب انرژی تمامی اجزای آرایش‌های مورد بررسی در حالت بهینه، نشان داده شده است طبق نتایج حاصل شده از بررسی تخریب انرژی، بالاترین نرخ تخریب انرژی متعلق به چگالنده، شیرانبساط و توربین فشار پایین برای هر چهار آرایش می‌باشد، علت تخریب انرژی بالای چگالنده هدرفت بخش زیادی از حرارت چگالنده می‌باشد. همچنین بالا بودن تخریب انرژی شیر انبساط به دلیل افت فشار زیاد و اختلاف بین انرژی ورودی و خروجی می‌باشد. همچنین کمترین تخریب انرژی کل مرتبط با آرایش (ب) می‌باشد.



شکل ۱۱-تخریب انرژی اجزای آرایش (الف)

In, i	ورودی
Out, o	خروجی
Ev	تبخیرکن
0	محیط

۶- مراجع

- [1] Lund JW, Freeston DH, Boyd TL. Direct application of geothermal energy: 2005 worldwide review. *Geothermics*. 2005;34(6):691-727.
- [2] Zare V. A comparative exergoeconomic analysis of different ORC configurations for binary geothermal power plants. *Energy conversion and management*. 2015;105:127-38.
- [3] Abdolalipouradl M, Khalilarya S, Jafarmadar S. Energy and exergy analyses of various configures for combined flash-binary cycles using Sabalan geothermal wells. *Journal of Solid and Fluid Mechanics*. 2019;9(4):237-49
- [4] Abdolalipouradl M, Khalilarya S, Jafarmadar S. Use of Integrated Single and Triple flashes with Organic Rankine cycle to Generate Power from Sabalan Geothermal Wells. *Journal of Mechanical Engineering*. 2020;50(3):155-64.
- [5] Kanoglu M, Bolatturk A. Performance and parametric investigation of a binary geothermal power plant by exergy. *Renewable Energy*. 2008;33(11):2366-74.
- [6] Yari M. Exergetic analysis of various types of geothermal power plants. *Renewable energy*. 2010;35(1):112-21.
- [7] Ameri M, Amanpour S, Amanpour S, editors. Energy and exergy analysis and optimization of a double flash power plant for meshkin shahr region. *World Renewable Energy Congress, Linkoping, Sweden*; 2011.
- [8] Jalilinasrabad S, Itoi R, Valdimarsson P, Saevarsdottir G, Fujii H. Flash cycle optimization of Sabalan geothermal power plant employing exergy concept. *Geothermics*. 2012;43:75-82.
- [9] Zhao Y, Wang J. Exergoeconomic analysis and optimization of a flash-binary geothermal power system. *Applied energy*. 2016;179:159-70.
- [10] Shokati N, Ranjbar F, Yari M. Comparative and parametric study of double flash and single flash/ORC combined cycles based on exergoeconomic criteria. *Applied thermal engineering*. 2015;91:479-95.
- [11] Shokati N, Ranjbar F. Thermodynamic and Exergoeconomic Analysis of Combination of Single-Flash Geothermal Power Cycle with Kalina and ORC with different Organic Fluids. *Journal of Solid and Fluid Mechanics*. 2015;5(1):177-92.
- [12] Ruiz-Casanova E, Rubio-Maya C, Pacheco-Ibarra JJ, Ambriz-Diaz VM, Pacheco CT, Pastor-Martinez E. A techno-economic assessment of sCO₂ Brayton cycles for low-grade geothermal reservoirs. *Geothermics*. 2023;113:102775.
- [13] Abdolalipouradl M, Mousavi V, Mohammadkhani F, Yari M. Proposing new configurations of flash cycle for effective utilization of geothermal resources: thermodynamic and exergoeconomic assessments. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2022;44(10):465.
- [14] Aali A, Pourmahmood N, Zare V. Proposal and analysis of a new cycle for power generation from Sabalan geothermal wells. *Journal of Mechanical Engineering of Tabriz University*. 2017;47(3):139-47.
- [15] Yang M-H, Yeh R-H. Economic performances optimization of the transcritical Rankine cycle systems in geothermal application. *Energy Conversion and Management*. 2015;95:20-31.
- [16] Schiffechneer C, Dawo F, Eyerer S, Wieland C, Spliethoff H. Thermodynamic comparison of direct supercritical CO₂ and indirect brine-ORC concepts for geothermal combined heat

۴- نتیجه گیری

در پژوهش حاضر، سه چرخه مختلف مبتنی بر استفاده از حرارت هدررفت مایع اشباع جداساز دوم چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای به همراه چرخه پایه مورد بررسی قرار گرفت. تمام چرخه‌ها مورد تحلیل انرژی و انرژی و بهینه سازی قرار گرفت. نتایج کلی حاصل از بررسی این چهار چرخه به صورت زیر حاصل شده است:

- ✓ سه چرخه ترکیبی توان خالص، بازده انرژی و بازده انرژی بهتری نسبت به چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای ساده از خود نشان دادند.
- ✓ آرایش پیشنهادی (د) که در آن از دو چرخه رانکین آلی و گذربرانی دی‌اکسید کربن در قسمت تحتانی چرخه تبخیر استفاده شده بود، با دستیابی به توان خالص، بازده انرژی و انرژی به ترتیب ۲۶۳۱۳ کیلووات، ۲۰/۵۴ درصد و ۶۴/۴۶ درصد، در بین چرخه‌های مورد بررسی بهترین عملکرد را داشت.
- ✓ توان خالص و بازده انرژی و انرژی برای تمامی چرخه‌ها نسبت به فشار جداسازها دارای یک مقدار بهینه خواهند بود.
- ✓ توان تولیدی توربین چرخه گذربرانی دی‌اکسید کربن نسبت به فشار بالادست این چرخه دارای یک مقدار بهینه خواهد بود که مقدار این فشار برای آرایش‌های (ج) و (د) برابر ۸۱۳۱ و ۸۲۸۲ کیلوپاسکال می‌باشد.
- ✓ چرخه پیشنهادی (ج) دارای بیشترین میزان تخریب انرژی در بین آرایش‌های مورد بررسی بود.

۵- نمادها

Cond	چگالنده
DF	تبخیر آبی دومرحله‌ای
$\dot{E}x$	نرخ تخریب انرژی (kW)
h	آنتالپی ویژه (kJ/kg)
HPT	توربین فشار بالا
LPT	توربین فشار پایین
\dot{m}	نرخ دبی، kg/s
ORC	چرخه رانکین آلی
P	فشار (kPa)
PP	نقطه تنگش
s	آنتروپی ویژه (kJ/kgK)
T	دما (°C)
TCT	توربین چرخه رانکین گذر بحرانی
TRC	چرخه رانکین گذر بحرانی
W_{net}	توان خالص چرخه (kW)
علامت یونانی	
η_{th}	بازده انرژی (%)
η_{ex}	بازده انرژی (%)
زیرنویس	
D	تخریب انرژی
HPT	توربین فشار بالا
LPT	توربین فشار پایین
PP	نقطه تنگش

- and power generation. *Renewable Energy*. 2020;161:1292-302.
- [17] Wang X, Dai Y. An exergoeconomic assessment of waste heat recovery from a Gas Turbine-Modular Helium Reactor using two transcritical CO₂ cycles. *Energy Conversion and Management*. 2016;126:561-72.
- [18] Abdolalipouradl M, Khalilarya S, Jafarmadar S. Exergoeconomic analysis of a novel integrated transcritical CO₂ and Kalina II cycles from Sabalan geothermal power plant. *Energy Conversion and Management*. 2019;195:420-35.
- [19] مهرا نیور ا، غائبی ه، رحیمی م. تحلیل انرژی و اگزرژی یک سیستم ترکیبی جدید تولید توان و آب شیرین، با ترکیب چرخه فوق بحرانی تراکم مجدد دی اکسید کربن و چرخه نمک زدایی رطوبت زنی-رطوبت زدایی. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز. ۲۰۲۳، د. ۹، ش. ۴، ص ۲۸-۱۹.
- [20] Abdolalipouradl M, Mohammadkhani F, Khalilarya S. A comparative analysis of novel combined flash-binary cycles for Sabalan geothermal wells: Thermodynamic and exergoeconomic viewpoints. *Energy*. 2020;209:118235.
- [21] DiPippo R. *Geothermal power plants: principles, applications, case studies and environmental impact*: Butterworth-Heinemann; 2012.
- [22] Vélez F, Segovia J, Chejne F, Antolín G, Quijano A, Martín MC. Low temperature heat source for power generation: Exhaustive analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle. *Energy*. 2011;36(9):5497-507.