

استفاده از یک چرخه ترکیبی تبخیر آبی یک و سه مرحله‌ای با رانکین آبی برای تولید توان از چاه‌های زمین گرمایی سبلان

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران
 استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران
 استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

مهران عبدالعلی پورعدل
 شهرام خلیل آریا*
 صمد جعفرمدار

چکیده

استفاده از چرخه‌های ترمودینامیکی با کارایی بالا برای تولید توان از منابع گرمای موجود یک راهبرد موثر برای توسعه انرژی پایدار است. در این مقاله یک چرخه ترکیبی تولید توان جدید (چرخه ترکیبی تبخیر آبی یک و سه مرحله‌ای با چرخه رانکین آبی) با توجه به دو چاه با دما و فشار متفاوت برای منابع زمین گرمایی سبلان پیشنهاد شده و مورد تحلیل انرژی و اگزرژی قرار گرفته است. در انتها برای چرخه رانکین آبی چهار سیال مناسب، با توجه به فشار جداسازها (یا فشار شیر انبساط ۱، ۲ و ۳)، دمای تبخیرکن و اختلاف دمای نقطه تنگش تبخیرکن بهینه‌سازی شده است. نتایج نشان می‌دهد که سیال ایزوبوتان برای چرخه رانکین مناسب‌تر بوده و برای این سیال در حالت بهینه توان خالص، بازده حرارتی و اگزرژی به ترتیب ۲۳۰۷۳ کیلووات، ۱۹/۷۳٪ و ۷۵/۶۷٪ محاسبه شده است. در این حالت و در مقایسه با مطالعات قبلی با شرایط یکسان سرچاه‌ها برای نیروگاه سبلان، چرخه پیشنهادی عملکرد بهتری را از دیدگاه انرژی و اگزرژی نشان داده است.

واژه‌های کلیدی: تحلیل ترمودینامیکی، چرخه تبخیر آبی تک مرحله‌ای، چرخه تبخیر آبی سه مرحله‌ای، چرخه رانکین آبی، نیروگاه زمین گرمایی سبلان.

Use of Integrated Single and Triple flashes with Organic Rankine cycle to Generate Power from Sabalan Geothermal Wells

M. Abdolalipouradi

Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran

Sh. Khalilarya

Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran

S. Jafarmadar

Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran

Abstract

Using high-performance thermodynamic cycles to generate power from existing heat sources is an effective strategy for sustainable energy development. In this study, a new integrated cycle (triple flash and single flash combined cycle with Organic Rankine cycle) based on different real temperatures and pressures in Sabalan geothermal power plant is proposed and analyzed from thermodynamic and exergy viewpoint. A comprehensive parametric study is performed by EES software and then, the proposed cycle is optimized for four considered working fluids relative to the flash chambers' pressure (or valve 1, 2 and 3 pressures), the evaporator temperature, and the pinch point temperature difference of evaporator. The results show that isobutane is the most suitable fluid for the Rankine cycle. The power generation, thermal and exergy efficiency, in this case for optimum condition, was calculated to be 23073 kW, 19/73%, and 75.67%, respectively. In optimum condition and compared to other studies which has similar wellhead for Sabalan geothermal power plant, the proposed cycle had better performance from energy and exergy viewpoints.

Keywords: Thermodynamic analysis, Single flash, Triple flash, Organic Rankine cycle, Sabalan geothermal power plant.

۱- مقدمه

گرمایش مورد استفاده قرار می‌گیرد [۳]. برای تولید توان در نیروگاه‌های زمین گرمایی برای دماهای بالای ۱۸۰ درجه سلسیوس بخار انبساط آبی تک و دو مرحله‌ای و برای دماهای کمتر از این مقدار چرخه رانکین آبی^۱ پیشنهاد شده است [۴]. همچنین برای چرخه‌های رانکین آبی سیال‌های مختلفی با توجه به دما، فشار و کاربرد منبع گرم پیشنهاد شده است [۵،۶]. بررسی‌های بسیاری برای آرایش‌های مختلف زمین گرمایی از دیدگاه انرژی، اگزرژی و اگزرواکنومیکی انجام گرفته است، از جمله در یک بررسی زارع [۷] سه چرخه رانکین ساده، چرخه رانکین با مبادله‌کن گرمایی داخلی و چرخه رانکین بازیاب را تحلیل ترمودینامیکی و اگزرواکنومیکی انجام داد و طبق نتایج مشاهده کرد که برای چرخه رانکین با مبادله‌کن گرمایی داخلی بیشترین بازده

با توجه به افزایش نیاز به انرژی در کشورهای در حال توسعه و نیز مسأله آلاینده‌گی در اثر مصرف بی‌رویه سوخت‌های فسیلی و هزینه‌های بسیار زیاد، استفاده از سیستم‌های انرژی‌های تجدیدپذیر با حداقل آلاینده‌گی زیست محیطی و بازده بالا، اهمیت چشم‌گیری یافته است. امروزه انرژی زمین گرمایی، به علت کارایی بیشتر، قابلیت اطمینان و ظرفیت بالا بیشتر مورد توجه بوده به طوری‌که تولید توان در بسیاری از کشورها، توسط انرژی زمین گرمایی افزایش پیدا کرده است [۱،۲]. بر اساس دمای منبع زمین گرم، کاربردهای مختلفی برای آن وجود دارد؛ عموماً از دمای منبع زمین گرمایی بالاتر از ۱۵۰ درجه سلسیوس برای نیروگاه‌های تولید توان استفاده می‌شود، در حالیکه از دماهای متوسط زمین گرمایی (۹۰ تا ۱۵۰ درجه سلسیوس) و دمای پایین (کمتر از ۹۰ درجه سلسیوس) بیشتر در کاربری مستقیم در واحدهای صنعتی و یا

^۱ Organic Rankine Cycle (ORC)

مرحله‌ای توان بیشتری را تولید می‌کند [۱۶]. با در نظر گرفتن شرایط واقعی و دو دسته چاه با دما و فشار متفاوت، یک آرایش جدید ترکیبی تبخیر آبی دو مرحله‌ای با رانکین آبی توسط عالی و همکارانش [۱۷] پیشنهاد شد. برای سیال R141b حداکثر توان خالص و راندمان حرارتی ۱۷/۱۱ مگاوات و ۱۴/۳۵٪ محاسبه شد، همچنین این چرخه پیشنهادی را مورد تحلیل اگزرواکنومیکی و بهینه‌سازی اقتصادی قرار دادند [۱۸]. همچنین برای شرایط واقعی چاه‌های سبلان، عبدالعلی پور و همکاران [۱۸] یک چرخه ترکیبی تولید توان جدید (شامل یک چرخه ترکیبی از دو چرخه تبخیر تک مرحله‌ای که از چرخه دی‌اکسید کربن گذر بحرانی و رانکین آبی به عنوان چرخه تحتانی استفاده شده است) پیشنهاد دادند. برای چرخه پیشنهادی طبق نتایج درحالت بهینه توان خالص ۱۹۹۳۴ کیلووات، بازده انرژی ۱۷/۰۵٪ و بازده اگزروژی ۶۵/۳۸٪ بدست آمد [۱۹].

در این مطالعه با توجه ثابت بودن دمای منبع زمین گرمایی سبلان، یک آرایش جدید برای افزایش تولید توان پیشنهاد شده است. تاکنون هیچ مطالعه‌ای برای چرخه تبخیر سه مرحله‌ای در سبلان برای چاه‌های مختلف انجام نشده است. چرخه پیشنهادی جدید از ترکیب چرخه تبخیر سه مرحله‌ای برای چاه‌های فشار بالا، چرخه تبخیر یک مرحله‌ای برای چاه‌های فشار پایین و یک چرخه رانکین آبی تشکیل شده است. ابتدا یک بررسی جامع پارامتری برای چرخه ترکیبی پیشنهادی از دیدگاه انرژی و اگزروژی انجام شده و در نهایت به ازای چهار سیال آبی با توجه به پارامترهای مؤثر نسبت به توان تولیدی بهینه‌سازی انجام شده است.

۲- توصیف چرخه جدید پیشنهادی و فرضیات

دو دسته چاه با مشخصات دمایی و فشاری مختلف در نیروگاه زمین گرمایی سبلان به بهره‌برداری رسیده که با توجه شرایط این چاه‌ها، آرایش جدید برای تولید توان بیشتر در شکل ۱ به نمایش درآمده است. آب زمین گرمایی از چاه‌های فشار بالا^۲ منبسط شده و پس از جدا شدن بخار، وارد توربین فشار بالا شده تا کار انجام شود. مایع خارج شده از جداساز ۱ وارد شیر انبساط دوم شده تا فشار کاهش یابد، ضمن کاهش فشار و طی یک فرایند آنتالپی ثابت، بخار ایجاد می‌شود، بخار اشباع در این مرحله در جداساز دوم از مایع اشباع جدا شده و ضمن مخلوط شدن با سیال خارج شده از توربین فشار بالا، وارد توربین فشار پایین می‌شود تا کار انجام شود. از سوی دیگر آب زمین گرمایی خارج شده از چاه‌های فشار پایین^۳، بعد از منبسط شدن در شیر انبساط ۴ و رسیدن به فشار جداساز سوم، با سیال زمین گرمایی خارج شده از توربین فشار میانی مخلوط شده و سپس این جریان وارد توربین فشار پایین می‌شود تا کار تولید شود. سیال زمین گرمایی خارج شده از توربین فشار پایین وارد چگالنده شده تا تبدیل به مایع شده و توسط

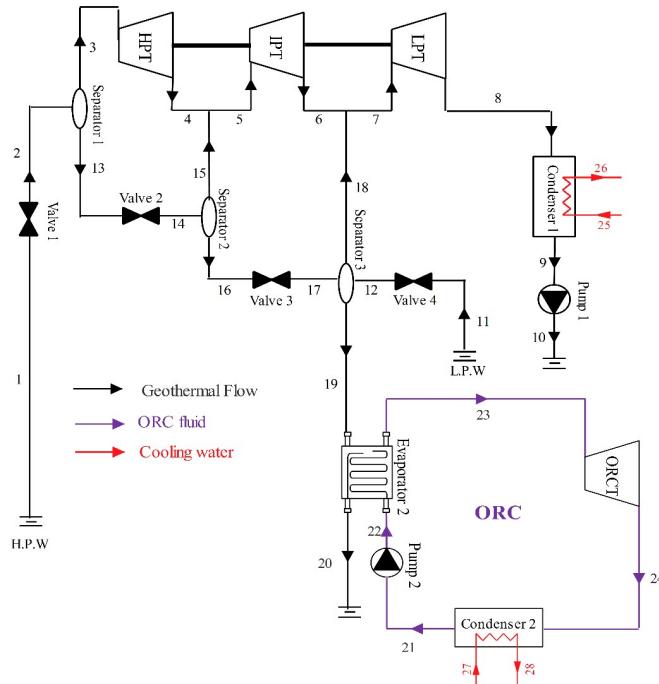
حرارتی بدست آمده، درحالی‌که از لحاظ اقتصادی چرخه رانکین ساده مناسب‌ترین گزینه نسبت به سایر چرخه‌ها است. همچنین یک چرخه تبخیر آبی با استفاده از یک مبادله‌کن گرمایی داخلی برای بهبود انتقال گرما از سیال زمین گرمایی توسط مصفا و زارعی [۸] پیشنهاد شد. مقایسه عملکرد دو چرخه توان زمین گرمایی تبخیر تک مرحله‌ای-رانکین و تبخیر دو مرحله‌ای برای چهار سیال عامل R141b، R113، بخار آب و n-heptane توسط شوکتی و همکاران [۹] انجام شد و طبق نتایج، چرخه تبخیر تک مرحله‌ای-رانکین دارای بیشترین مقدار قانون اول و دوم بود ولی چرخه تبخیر دو مرحله‌ای از لحاظ اقتصادی مناسب‌تر ارزیابی شد. همچنین در تحقیقی دیگر به تحلیل اگزرواکنومیکی و مقایسه عملکرد چرخه رانکین آبی با مبادله‌کن گرمایی داخلی، رانکین آبی دوگانه، کالینا و چرخه رانکین با فشار دوگانه پرداختند، طبق این بررسی چرخه رانکین آبی فشار دوگانه دارای بیشترین توان تولیدی و چرخه کالینا اقتصادی‌ترین چرخه مورد بررسی می‌باشد [۱۰]. باری و همکاران [۱۱] در یک مطالعه به تحلیل اقتصادی و مقایسه چرخه رانکین آبی، چرخه کالینا و چرخه رانکین سه وجهی^۱ برای منابع حرارتی دما پایین پرداختند. مطالعاتی نیز به ازای افزایش مراحل تبخیر آبی انجام شده است، از جمله راتلامولا و دینسر [۱۲] کارایی سیستم‌های زمین گرمایی چرخه تبخیر چندگانه جدید را برای تولید توان و هیدروژن بررسی کردند و مشاهده کردند که افزایش بازده اگزروژی کل سیستم با افزایش تعداد مراحل تبخیر از یک مرحله تبخیر به پنج مرحله از ۶/۵۲٪ به ۴۷/۲۹٪ افزایش یافته است. فلاح و همکاران [۱۳] یک چرخه زمین گرمایی را برای چهار حالت بخار خشک، چرخه تبخیر تک مرحله‌ای، چرخه تبخیر دو و سه مرحله‌ای مورد بررسی قرار دادند، نتایج نشان داد که ظرفیت تولید توان در چرخه تبخیر دو مرحله‌ای ۲۷/۷٪ درصد بالاتر از چرخه تبخیر تک مرحله‌ای است و همچنین چرخه تبخیر سه مرحله‌ای باعث افزایش ۱۰٪ توان تولیدی نسبت به چرخه تبخیر دو مرحله‌ای می‌شود.

با توجه پتانسیل بسیار زیاد منطقه سبلان در ایران استفاده از انرژی زمین گرمایی برای تولید توان پیش از پیش مورد توجه قرار گرفته است. جلیلی نصر آبادی [۱۴] برای دو آرایش چرخه تبخیر آبی یک و دو مرحله‌ای را برای شرایط نیروگاه زمین گرمایی سبلان برای داده‌های فرضی و یک دسته چاه بررسی و مشاهده کرد که برای چرخه تبخیر آبی یک مرحله‌ای در فشار مخزن فلش ۵/۵ بار، توان خالص خروجی ۳۱ مگاوات بدست می‌آید، همچنین نشان داد که اگر برای چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای فشار در مخازن فلش فشار بالا و پایین به ترتیب ۵/۷ و ۱/۱ بار باشند، توان خالص می‌تواند به مقدار ۴۹/۷ مگاوات برسد. در مطالعه دیگری بینا و همکاران [۱۵] برای همان مشخصات و چهار حالت مختلف چرخه رانکین آبی را به ازای سیالات خشک آبی، مورد بررسی قرار دادند و نشان داده شد که چرخه رانکین آبی با مبادله‌کن گرمایی داخلی با بازده انرژی ۲۰/۵۷٪ و بازده اگزروژی ۶۳/۷۲٪ در میان آرایش‌های مورد بررسی، بهترین عملکرد را داشته است. برای نیروگاه زمین گرمایی سبلان در یک مطالعه دیگر مشاهده شد که آرایش چرخه تبخیر دو مرحله‌ای نسبت به تبخیر آبی یک

²High Pressure Well (HPW)

³Low Pressure Well (HPW)

¹Trilateral Rankine Cycle



شکل ۱- چرخه پیشنهادی ترکیبی برای تولید توان از چاه‌های زمین گرمایی سیلان

- توربین‌ها و پمپ‌ها دارای راندمان آیزنتروپیک ۸۵٪ و ۹۰٪ می‌باشد.
- برای خواص ترمودینامیکی سر چاه‌های نیروگاه سیلان از جدول ۱ که به صورت واقعی از نیروگاه زمین گرمایی بدست آمده، استفاده شده است.

جدول ۱- خواص واقعی چاه‌های زمین گرمایی سیلان [۱۸،۱۷]

چاه دوم	چاه اول	چاه‌ها
۷۰۰	۱۰۷۲	فشار (kPa)
۱۶۵	۱۸۳	دما (°C)
۵۳	۵۷	دبی جرمی (kg/s)
۱۱۰۰	۱۱۵۰	انتالپی (kJ/kg)

۳- تحلیل ترمودینامیکی

۳-۱- تحلیل انرژی

موازنه جرم و انرژی برای هر جز با در نظر گرفتن حجم کنترل برای هر یک از اجزای سیستم به صورت زیر نوشته می‌شود [۱۷-۱۹]:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \quad (1)$$

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

برای بازده آیزنتروپیک توربین‌ها و توان تولیدی هر یک از آن‌ها به ترتیب خواهیم داشت:

$$\eta_{Tur} = \frac{h_i - h_o}{h_i - h_{o,s}} \quad (3)$$

$$\dot{W}_{Tur} = \dot{m} (h_i - h_o) \quad (4)$$

برای بازده آیزنتروپیک پمپ‌ها و توان مصرفی هر یک از آن‌ها به ترتیب خواهیم داشت [۱۷-۱۹]:

پمپ به چاه تزریق شود. از سوی دیگر به علت اینکه مایع اشباع خارج شده از جداساز ۳ دارای دمای بالایی می‌باشد، از چرخه رانکین آلی به عنوان چرخه تحتانی استفاده شده تا از اتلاف انرژی جلوگیری شود. سیال آلی در چرخه تحتانی با گرفتن انرژی در تبخیرکن وارد توربین شده تا توان تولید کرده و با عبور از چگالنده وارد پمپ شده تا فشار بالای چرخه برسد.

به منظور ساده‌سازی در شبیه‌سازی، فرض‌های زیر به کار گرفته شده است [۱۷-۱۹]:

- سیستم ترکیبی در حالت پایا کار می‌کند.
- افت فشار و تلفات حرارتی در لوله‌ها و مبادله‌کن‌های گرمایی ناچیز بوده و از تغییرات انرژی پتانسیل و جنبشی صرف نظر شده است.
- برای تبخیر کردن سیال چرخه‌ی رانکین آلی در تبخیرکن، حداقل اختلاف دمایی^۱ ۱۰ تا ۳۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است.
- سیال عامل آلی R141b در حالت بررسی پارامتری و جدول مشخصات انتخاب شده است.
- دمای محیط ۱۵ درجه سلسیوس و فشار محیط ۱۰۱ کیلو پاسکال برای این بررسی در نظر گرفته شده است.
- دمای چگالنده‌ها ۲۵ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است.

^۱ Pinch Point Temperature Difference (PPTD)

متغیر ذکر شده که محدوده آن‌ها طبق روابط (۱۸-۲۲) است، خواهیم داشت:

$$\text{Maximize } \dot{W}_{\text{net}}(P_2, P_{12}, P_{14}, \Delta T_{\text{pp, ev}}, T_{\text{ev}}) \quad (17)$$

$$P_{14} \leq P_2 \text{ (kPa)} \leq 1072 \quad (18)$$

$$P_{12} \leq P_{14} \text{ (kPa)} \leq P_2 \quad (19)$$

$$100 \leq P_{12} \text{ (kPa)} \leq 700, P_{12} \leq P_{14} \quad (20)$$

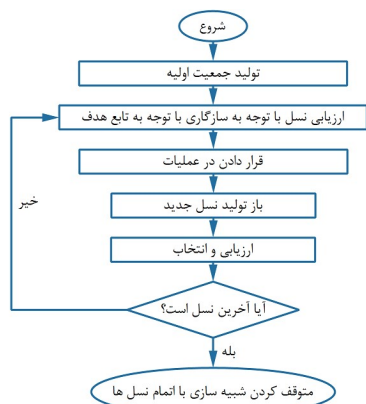
$$10 \leq \Delta T_{\text{pp, ev}} \text{ (}^\circ\text{C)} \leq 30 \quad (21)$$

$$60 \leq T_{\text{ev}} \text{ (}^\circ\text{C)} \leq 140 \quad (22)$$

در رابطه (۱۸) فشار جداساز اول تا فشار چاه اول قابل افزایش بوده و از فشار نقطه‌ی ۱۴ بالاتر بوده تا توربین فشار بالا قابلیت تولید توان داشته باشد. در واقع برای فشار جداساز دوم برای کارکرد توربین میانی باید بین فشار نقاط ۲ و ۱۲ باشد و برای فشار جداساز سوم علاوه بر کمتر بودن از فشار چاه دوم یعنی ۷۰۰ کیلوپاسکال، برای عملکرد توربین میانی باید بالاتر از فشار ۱۴ بوده و از سوی دیگر برای عملکرد بالای فشار جو باید بیشتر از ۱۰۰ کیلوپاسکال در نظر گرفته شود. در واقع محدوده فشار برای جداسازها طبق روابط (۱۸) تا (۲۰) باشند. با توجه به روابط (۱۴-۱۶) بهینه‌سازی تک هدفه توان خالص منجر به بهینه‌سازی بازده انرژی و انرژی نیز خواهد شد. بهینه‌سازی تک‌هدفه توان خالص چرخه براساس پارامترهای ذکر شده و با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک همانند شکل ۲ در نرم افزار E.E.S [۲۱] انجام می‌شود.

۳-۵- انتخاب سیال عامل

برای چرخه ترکیبی و قسمت چرخه رانکین آبی، چهار سیال عامل آبی ایزوبوتان، R142b، R141b و R600 برای بررسی ترمودینامیکی و بهینه‌سازی انتخاب شده است. بازده بیشتر، عدم تخریب لایه‌ی اوزن، کم اسیدی بودن، کم بودن دمای جوش نرمال (NBT)، عملکرد مناسب آن‌ها در تبخیرکن رانکین، از ویژگی‌های مناسب این سیال‌ها برای انتخاب در قسمت رانکین آبی است که در جدول ۳ آمده است [۶-۱۵].



شکل ۲- فلوچارت الگوریتم ژنتیک

جدول ۳- مشخصات سیال‌های عامل انتخابی

سیال	T_{cr} (°C)	NBT (°C)	ODP	اسیدی
ایزوبوتان	۱۳۴/۷	-۱۱/۶۸	۰	کم

$$\eta_P = \frac{v_i(P_0 - P_i)}{h_0 - h_i} \quad (5)$$

$$\dot{W}_P = \dot{m}_i(h_0 - h_i) \quad (6)$$

با در نظر گرفتن اختلاف نقطه تنگش برای تبخیرکن خواهیم داشت:

$$T_{\text{pp, ev}} = T_{\text{ev}} + \Delta T_{\text{pp, ev}} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{19}(h_{19} - h_{\text{pp}}) = \dot{m}_{23}(h_{23} - h(T_{\text{ev}}, x=0)) \quad (8)$$

۳-۲- تحلیل انرژی

تحلیل انرژی می‌تواند ابزاری قدرتمند برای تعیین نوع و میزان دقیق انرژی هدر رفته در هر جز از سیستم‌های انرژی باشد، با صرف نظر از انرژی جنبشی، پتانسیل و شیمیایی مقدار انرژی کل برای هر جریان که برابر انرژی فیزیکی خواهد بود طبق رابطه (۹) بدست خواهد آمد [۱۹-۲۰].

$$\dot{E}x_{\text{tot}} = \dot{E}x_{\text{ph}} = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0)) \quad (9)$$

برای محاسبه تخریب انرژی هر عضو با در نظر گرفتن حجم کنترل می‌توان از روابط (۱۰) یا (۱۱) استفاده کرد [۱۹-۲۰].

$$\dot{E}x_{\text{heat}} + \sum \dot{E}x_{\text{in}} = \sum \dot{E}x_{\text{out}} + \dot{W} + \dot{E}x_D \quad (10)$$

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_F - \dot{E}x_P \quad (11)$$

به ترتیب به عنوان نرخ انرژی گرمایی، نرخ انرژی خروجی، انرژی ورودی، انرژی سوخت و محصول بیان می‌گردند. همچنین نسبت تخریب انرژی و بازده انرژی هر عضو برای مقایسه بهتر تخریب انرژی اجزا به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۹-۲۰]:

$$y_k = \frac{\dot{E}x_{D,k}}{\dot{E}x_{F,\text{tot}}} \quad (12)$$

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}x_{P,k}}{\dot{E}x_{F,k}} \quad (13)$$

روابط انرژی و انرژی استفاده شده برای چرخه پیشنهادی در جدول ۲ آمده است.

۳-۳- عملکرد کلی چرخه

برای محاسبه بازده انرژی و انرژی از روابط (۱۴) و (۱۵) استفاده می‌شود که در این معادلات کار خالص مطابق رابطه (۱۶) برای کل چرخه بدست می‌آید [۱۹]:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{m}_1(h_1 - h_0) + \dot{m}_{11}(h_{11} - h_0)} \quad (14)$$

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{E}x_1 + \dot{E}x_{11}} \quad (15)$$

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{HPT}} + \dot{W}_{\text{IPT}} + \dot{W}_{\text{LPT}} + \dot{W}_{\text{ORCT}} - (\dot{W}_{\text{P1}} + \dot{W}_{\text{P2}}) \quad (16)$$

۳-۴- بهینه سازی

توان خالص، بازده انرژی و انرژی ترکیبی به فشار جداساز اول، فشار جداساز دوم، فشار جداساز سوم، اختلاف دمای نقطه تنگش تبخیرکن و دمای تبخیرکن وابسته است. در واقع برای بهینه‌سازی توان چرخه طبق رابطه (۱۷)، پنج متغیر وابسته و بقیه پارامترها ثابت در نظر گرفته شده است، برای بهینه‌سازی توان خالص نسبت به پنج

۴-۱- بررسی پارامتری

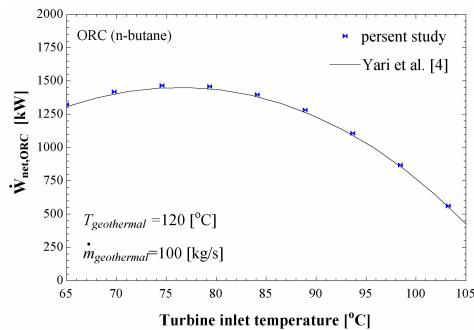
با توجه به مقادیر موجود در جدول ۵، یک بررسی جامع برای تمام پارامترهای تاثیرگذار روی عملکرد چرخه پیشنهادی، انجام شده

کم	۰/۰۸۶	۳۲/۰۶	۲۰۴/۲	R141b
کم	۰/۰۴۳	-۹/۰۳	۱۳۷/۱	R142b
کم	۰	-۰/۵۳	۱۵۲	R600

جدول ۲- روابط انرژی، انرژی سوخت و محصول برای اجزای چرخه ترکیبی

جزء	روابط انرژی	انرژی سوخت	انرژی محصول
شیر انبساط ۱	$h_2 = h_1$	$\dot{E}x_1$	$\dot{E}x_2$
جداساز ۱	$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{13} h_{13}$	$\dot{E}x_2$	$\dot{E}x_3 + \dot{E}x_{13}$
توربین فشار بالا	$\eta_{HPT} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}, W_{HPT} = \dot{m}_3 (h_3 - h_4)$	$\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4$	W_{HPT}
شیر انبساط ۲	$h_{13} = h_{14}$	$\dot{E}x_{13}$	$\dot{E}x_{14}$
جداساز ۲	$\dot{m}_{14} h_{14} = \dot{m}_{15} h_{15} + \dot{m}_{16} h_{16}$	$\dot{E}x_{14}$	$\dot{E}x_{15} + \dot{E}x_{16}$
اختلاط ۱	$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_{15} h_{15} + \dot{m}_4 h_4$	$\dot{E}x_{15} + \dot{E}x_4$	$\dot{E}x_5$
توربین فشار میانی	$\eta_{IPT} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}}, W_{IPT} = \dot{m}_5 (h_5 - h_6)$	$\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6$	W_{IPT}
شیر انبساط ۳	$h_{16} = h_{17}$	$\dot{E}x_{16}$	$\dot{E}x_{17}$
شیر انبساط ۴	$h_{12} = h_{11}$	$\dot{E}x_{11}$	$\dot{E}x_{12}$
جداساز ۳	$\dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{17} h_{17} = \dot{m}_{18} h_{18} + \dot{m}_{19} h_{19}$	$\dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{17}$	$\dot{E}x_{18} + \dot{E}x_{19}$
اختلاط ۲	$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{18} h_{18}$	$\dot{E}x_6 + \dot{E}x_{18}$	$\dot{E}x_7$
توربین فشار پایین	$\eta_{LPT} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8s}}, W_{LPT} = \dot{m}_7 (h_7 - h_8)$	$\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8$	W_{LPT}
چگالنده ۱	$\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{25} h_{25} = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{26} h_{26}$	$\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9$	$\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{25}$
پمپ ۱	$\eta_{P1} = \frac{v_9 (P_{10} - P_9)}{h_{10} - h_9}, W_{P1} = \dot{m}_9 (h_{10} - h_9)$	W_{P1}	$\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_9$
تبخیرکن	$\dot{m}_{19} h_{19} + \dot{m}_{22} h_{22} = \dot{m}_{20} h_{20} + \dot{m}_{23} h_{23}$	$\dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{20}$	$\dot{E}x_{23} - \dot{E}x_{22}$
توربین رانکین آلی	$\eta_{ORCT} = \frac{h_{23} - h_{24}}{h_{23} - h_{24s}}, W_{ORCT} = \dot{m}_{23} (h_{23} - h_{24})$	$\dot{E}x_{23} - \dot{E}x_{24}$	W_{ORCT}
چگالنده ۲	$\dot{m}_{24} h_{24} + \dot{m}_{27} h_{27} = \dot{m}_{21} h_{21} + \dot{m}_{28} h_{28}$	$\dot{E}x_{24} - \dot{E}x_{21}$	$\dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{27}$
پمپ ۲	$\eta_{P2} = \frac{v_{21} (P_{22} - P_{21})}{h_{22} - h_{21}}, W_{P2} = \dot{m}_{21} (h_{22} - h_{21})$	W_{P2}	$\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{21}$

است. در شکل ۴ توان خالص چرخه، بازده حرارتی و انرژی بر حسب



شکل ۳- نتایج مدل سازی قسمت رانکین آلی چرخه و نتایج پژوهش یاری [۴]

جدول ۴- نتایج مدل سازی چرخه تبخیر سه مرحله ای

چاهها	کار حاضر	مطالعه فلاح [۱۳]
توان خروجی (kW)	۱۰۹	۱۰۶/۸
بازده قانون اول (%)	۱۴/۶	۱۴/۵۱

۳-۶- اعتبار سنجی

برای اعتبار سنجی کار حاضر، در دو بخش، چرخه تبخیر سه مرحله ای و چرخه رانکین آلی با نتایج مطالعات گذشته مقایسه شده است. نتایج جدول ۴ و شکل ۳ حاکی از مطابقت قابل قبول نتایج کار حاضر با نتایج تحقیقات پیشین می باشد.

۴- نتایج و بحث

مشخصات ترمودینامیکی مانند دما، فشار، آنالپی، آنترپپی، دبی جرمی برای چرخه ترکیبی جدید با سیال عامل R141b با در نظر گرفتن شرایط ترمودینامیکی، فشار جداسازهای اول، دوم و سوم به ترتیب ۱۰۰۰، ۷۵۰ و ۵۰۰ کیلوپاسکال، دمای تبخیرکن ۸۵ درجه سلسیوس و اختلاف نقطه تنگش ۱۰ درجه سلسیوس برای تبخیرکن در جدول ۵ آمده است. برای این حالت توان خالص تولیدی ۱۹/۹۶ مگاوات، بازده حرارتی ۱۷/۰۷٪، بازده انرژی ۶۵/۴۵٪ و تخریب ۸۱۷۱ کیلووات، بدست می آیند.

۱۴	زمین گرمایی	۱۶۷/۸	۷۵۰	۴۶/۰۵	۷۶۲/۹	۲/۱۴۱
۱۵	زمین گرمایی	۱۶۷/۸	۷۵۰	۱/۱۹۳	۲۷۶۶	۶/۶۸۴
۱۶	زمین گرمایی	۱۶۷/۸	۷۵۰	۴۴/۸۶	۷۰۹/۶	۲/۰۲
۱۷	زمین گرمایی	۱۵۱/۹	۵۰۰	۴۴/۸۶	۷۰۹/۶	۲/۰۲۴
۱۸	زمین گرمایی	۱۵۱/۹	۵۰۰	۱۲/۰۳	۲۷۴۹	۶/۸۲۱
۱۹	زمین گرمایی	۱۵۱/۹	۵۰۰	۸۴/۸۳	۶۴۰/۴	۱/۸۶۱
۲۰	زمین گرمایی	۷۲/۹۷	۵۰۰	۸۴/۸۳	۳۰۵/۸	۰/۹۹۰۷
۲۱	R14lb	۲۵	۷۸/۴۷	۱۰۶/۳	۶۷/۵۱	۰/۲۵۴۱
۲۲	R14lb	۲۵/۰۳	۴۷۷/۶	۱۰۶/۳	۶۷/۸۷	۰/۲۵۴۲
۲۳	R14lb	۸۵	۴۷۷/۶	۱۰۶/۳	۳۳۴/۹	۱/۰۱۹
۲۴	R14lb	۳۴/۱۷	۷۸/۴۷	۱۰۶/۳	۳۰۱/۴	۱/۰۳۸
۲۵	آب	۱۵	۱۰۱/۱	۲۲۵۲	۶۳/۰۱	۰/۲۲۴۲
۲۶	آب	۳۰/۳۶	۱۰۱/۱	۲۲۵۲	۸۵/۴۲	۰/۳۰۱۳
۲۷	آب	۱۵	۱۰۱/۱	۱۲۰۰	۶۳/۰۱	۰/۲۲۴۲
۲۸	آب	۱۶/۱۷	۱۰۱/۱	۱۲۰۰	۶۷/۹۲	۰/۲۴۱۲

مقدار توان توربین فشار میانی کاهش پیدا می‌کند. در نتیجه این روندها باعث ایجاد نقطه بیشینه برای توان خالص چرخه، بازده حرارتی و بازده اگزرژی برای فشار جداساز سوم (تقریباً ۵۱۰ کیلوپاسکال) می‌شود. تغییرات توان خالص چرخه، بازده‌های حرارتی و اگزرژی بر حسب دمای تبخیرکن در شکل ۷ ترسیم شده است، با افزایش دمای تبخیرکن دبی جرمی چرخه رانکین آلی کاهش پیدا کرده، در حالیکه دما و آنتالپی تبخیرکن یا همان ورودی توربین چرخه رانکین افزایش پیدا می‌کند که این دو حالت متناقض باعث می‌شود به ازای یک دمای خاص تبخیرکن، توان توربین چرخه رانکین آلی و کل چرخه ترکیبی، بازده‌های حرارتی و اگزرژی به بیشینه خود برسند. توان چرخه ترکیبی، بازده انرژی و اگزرژی به ترتیب تقریباً دارای مقادیر بیشینه‌ی ۱۹۹۰۰ کیلووات، ۶۵/۵٪ و ۱۷٪ در دمای تبخیرکن ۹۰ درجه سلسیوس می‌باشند.

افزایش دمای اختلاف تنگش تبخیرکن چرخه رانکین، باعث کاهش مقدار توان تولیدی توربین چرخه رانکین می‌شود. در واقع افزایش حداقل اختلاف دمایی، باعث افزایش برگشت ناپذیری در تبخیرکن و نهایتاً کاهش گرمای منتقل شده به سیال چرخه رانکین آلی می‌شود. این روند کاهشی باعث کاهش توان توربین چرخه رانکین آلی و در نتیجه کل چرخه ترکیبی می‌شود که در شکل ۸ مشاهده می‌شود. روند کاهش بازده حرارتی و بازده اگزرژی به ازای افزایش دمای اختلاف تنگش تبخیرکن همانند روند کاهشی توان خالص چرخه خواهد بود. به ازای حداقل اختلاف نقطه تنگش ۱۰ درجه و دمای تبخیرکن ۸۵ درجه کلویین برای توان چرخه ترکیبی، راندمان انرژی و اگزرژی به ترتیب مقدار ۱۹۹۰۰ کیلووات، ۶۵/۵٪ و ۱۷٪ می‌باشند.

توان خالص چرخه بر حسب دمای تبخیرکن برای چهار سیال آلی ایزوبوتان، R141b، R142b و R600 در شکل ۹ نمایش داده شده است، ایزوبوتان دارای بیشترین مقدار توان خالص در حالت دمایی

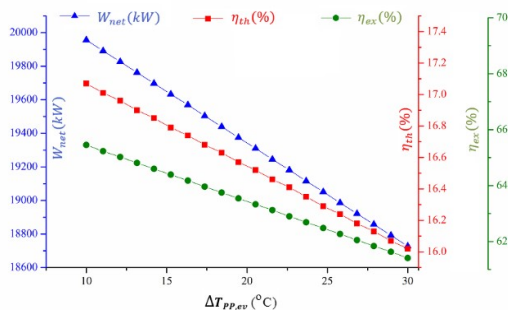
فشار جداساز اول نشان داده شده است. طبق شکل ۴، چرخه ترکیبی در حالتی که دارای بیشترین مقدار فشار جداساز اول یا به عبارتی شیر انبساط باز باشد، دارای بیشترین مقدار توان خالص، بازده حرارتی و اگزرژی می‌باشد. با افزایش فشار جداساز، مقدار دبی جرمی عبوری از توربین فشار بالا کاهش پیدا کرده ولی از سوی دیگر فشار و آنتالپی ورودی توربین فشار بالا افزایش پیدا می‌کند. با افزایش فشار جداساز اول، افزایش آنتالپی بر کاهش دبی جرمی عبوری غلبه کرده و باعث افزایش توان خروجی توربین فشار بالا و در نتیجه کار خالص چرخه می‌شود. افزایش توان ورودی بر اثر افزایش فشار جداساز اول، با توجه به روابط (۱۴-۱۶) باعث افزایش بازده حرارتی و بازده اگزرژی می‌شود.

تاثیر افزایش فشار جداساز دوم روی توان خالص چرخه، بازده حرارتی و بازده اگزرژی در شکل ۵ نمایش داده شده است، با افزایش فشار جداساز دوم کار خالص چرخه ابتدا افزایش پیدا کرده و بعد از نقطه بیشینه، دوباره کاهش پیدا می‌کند. با افزایش فشار جداساز دوم، فشار نقطه ۱۵ یا ۴ افزایش (به عبارت دیگر آنتالپی نقطه ۴ افزایش می‌یابد) پیدا می‌کند و باعث کاهش توان توربین فشار بالا می‌شود، از سوی دیگر افزایش فشار جداساز دوم، باعث افزایش توان توربین فشار میانی می‌شود، تا نقطه بهینه برای فشار جداساز دوم، افزایش توان توربین فشار میانی بر کاهش توان توربین فشار بالا غلبه کرده و باعث ایجاد نقطه بیشینه می‌شود، بعد از نقطه بهینه این روند برای دو توربین برعکس می‌شود. همانطور که گفته شد روند بازده حرارتی و بازده اگزرژی شبیه روند توان خالص چرخه در شکل ۵ می‌باشد. با افزایش فشار جداساز دوم مقدار بازده حرارتی و بازده اگزرژی تا ۱۷/۰۶٪ و ۶۵/۴۱٪ افزایش می‌یابد.

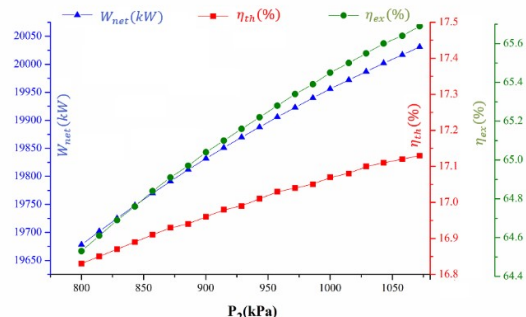
تاثیر افزایش فشار جداساز سوم روی توان خالص چرخه، بازده حرارتی و بازده اگزرژی چرخه ترکیبی در شکل ۶ نمایش بر حسب فشار جداساز سوم نشان داده شده است، با افزایش فشار جداساز سوم ابتدا توان خالص با روند بیشتری افزایش یافته و بعد از نقطه بهینه با روند ملایمی کاهش می‌یابد. با افزایش فشار جداساز سوم توان تولیدی توربین فشار پایین و توربین چرخه رانکین آلی افزایش پیدا کرده ولی

جدول ۵- نتایج تحلیل ترمودینامیکی چرخه پیشنهادی

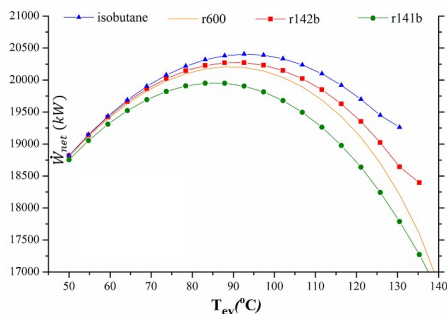
نقطه	سیال	T (°C)	P (kPa)	ṁ (kg/s)	h (kJ/kg)	S (kJ/kgK)
۰	مینا	۱۵	۱۰۱/۱	-	-	-
۱	زمین گرمایی	۱۸۳	۱۰۷۲	۵۷	۱۱۵۰	۲/۹۸۸
۲	زمین گرمایی	۱۷۹/۹	۱۰۰۰	۵۷	۱۱۵۰	۲/۹۹۳
۳	زمین گرمایی	۱۷۹/۹	۱۰۰۰	۱۰/۹۵	۲۷۷۸	۶/۵۸۶
۴	زمین گرمایی	۱۶۷/۸	۷۵۰	۱۰/۹۵	۲۷۳۱	۶/۶۰۵
۵	زمین گرمایی	۱۶۷/۸	۷۵۰	۱۲/۱۴	۲۷۳۴	۶/۶۱۲
۶	زمین گرمایی	۱۵۱/۹	۵۰۰	۱۲/۱۴	۲۶۷۱	۶/۶۲۹
۷	زمین گرمایی	۱۵۱/۹	۵۰۰	۲۵/۱۷	۲۷۱۱	۶/۷۲۳
۸	زمین گرمایی	۲۵	۳/۱۶۹	۲۵/۱۷	۲۱۰۹	۷/۰۹
۹	زمین گرمایی	۲۵	۳/۱۶۹	۲۵/۱۷	۱۰۴/۸	۰/۳۶۷
۱۰	زمین گرمایی	۲۵	۱۱۰	۲۵/۱۷	۱۰۴/۹	۰/۳۶۷
۱۱	زمین گرمایی	۱۶۵	۷۰۰	۵۳	۱۱۰۰	۲/۹۱۲
۱۲	زمین گرمایی	۱۵۱/۹	۵۰۰	۵۳	۱۱۰۰	۲/۹۴۲
۱۳	زمین گرمایی	۱۷۹/۹	۱۰۰۰	۴۶/۰۵	۷۶۲/۹	۲/۱۲۹



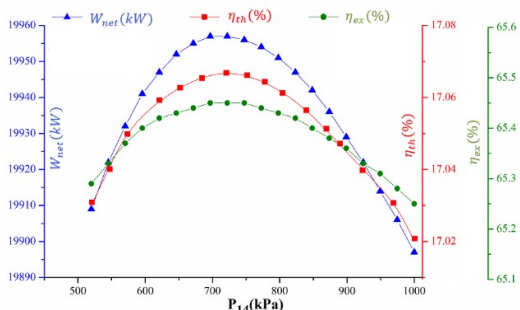
شکل ۸- توان خالص چرخه، بازده حرارتی و بازده اگزرژی بر حسب اختلاف دمای نقطه تنگش تبخیرکن



شکل ۴- توان خالص چرخه، بازده حرارتی و بازده اگزرژی بر حسب فشار جداساز اول



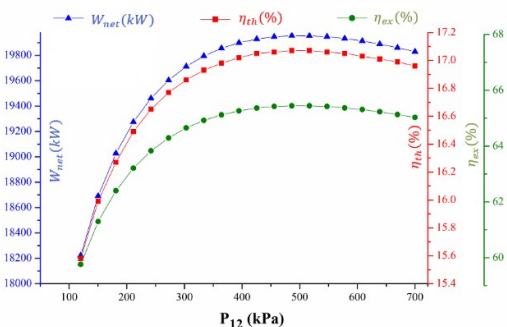
شکل ۹- توان خالص چرخه نسبت به دمای تبخیرکن به ازای سیال‌های آلی مورد بررسی



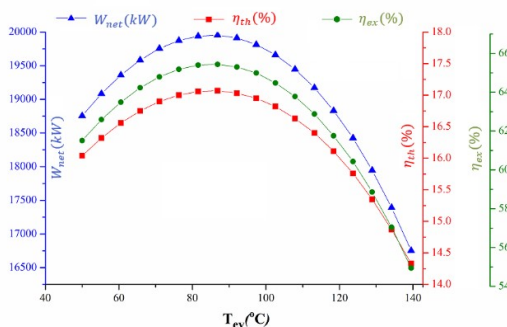
شکل ۵- توان خالص چرخه، بازده حرارتی و بازده اگزرژی بر حسب فشار جداساز دوم

تبخیرکن بهینه می‌باشد. شرایط تطابق دمایی با مشخصات آب زمین گرمایی برای ایزوبوتان باعث بیشتر بودن انتقال گرما در تبخیرکن و افزایش توان توربین رانکین و کل چرخه ترکیبی می‌شود. با توجه به اینکه فشار جداساز دوم و سوم روی هم تاثیر می‌گذارند، برای بررسی اثرات این دو فشار روی توان، نتایج به صورت سه بعدی در شکل ۱۰ ترسیم شده است. مطابق شکل ۱۰ واضح است که با ازای هر دو مقدار فشار جداسازها در یک نقطه توان چرخه به بیشینه مقدار خود می‌رسد که این بیشینه مقدار فشار جداسازها با شکل ۵ و ۶ مشابهت دارند. به همین ترتیب توان خالص چرخه نسبت به دمای تبخیرکن و اختلاف نقطه تنگش تبخیرکن در شکل ۱۱ به نمایش درآمده است. ملاحظه می‌شود که با افزایش همزمان اختلاف نقطه تنگش تبخیرکن مقدار توان کاهش می‌یابد درحالی‌که به ازای دمای تبخیرکن بهینه، مقدار توان خالص چرخه رانکین آلی و کل چرخه ترکیبی به بیشینه خود می‌رسد.

با ثابت ماندن فشار مطابق جدول ۵، تخریب اگزرژی کل بر حسب فشار جداساز اول و دوم در شکل ۱۲ ترسیم شده است، مشخص است که برخلاف شکل‌های ۴ و ۵ کاهش بازده اگزرژی با افزایش تخریب اگزرژی کل همراه بوده است. برای مثال کمترین تخریب اگزرژی کل در بیشترین فشار چاه اول بوده که باعث می‌شود اگزرژی کل به بیشترین مقدار خود برسد.



شکل ۶- توان خالص چرخه، بازده حرارتی و بازده اگزرژی بر حسب فشار شیر انبساط سوم



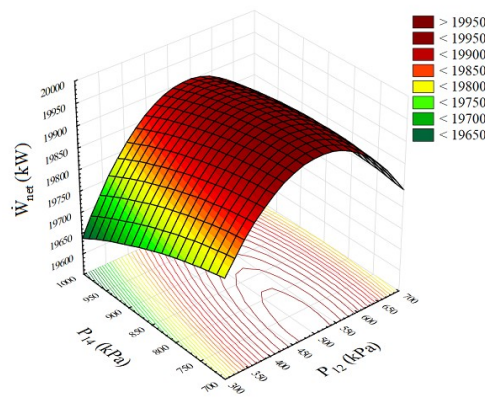
شکل ۷- توان خالص چرخه، بازده حرارتی و بازده اگزرژی بر حسب دمای تبخیرکن

جدول ۶- عملکرد بهینه چرخه پیشنهادی به ازای سیال‌های عامل آلی

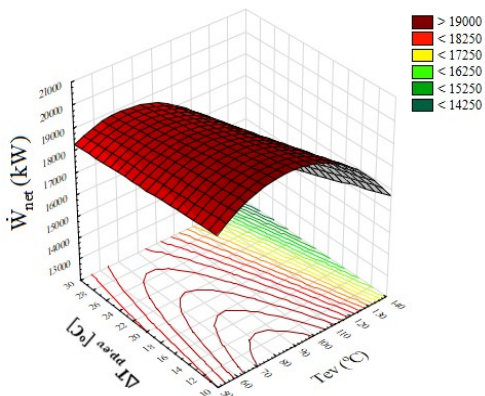
برای چرخه رانکین				پارامترها/مقادیر بهینه
R600	R141b	ایزوبوتان	R142b	
۱۰۶۷	۱۰۷۲	۱۰۷۲	۱۰۷۲	فشار شیر انبساط اول (kPa)
۷۰۰	۷۴۷	۹۱۰/۶	۸۴۹/۶	فشار شیر انبساط دوم (kPa)
۵۰۲/۴	۵۰۵/۴	۶۵۵/۳	۷۰۰	فشار شیر انبساط سوم یا چهارم (kPa)
۹۸/۸۳	۸۵/۸۶	۱۳۳/۸	۱۰۱/۸	دمای تبخیرکن (°C)
۱۰	۱۰	۱۰	۱۰	اختلاف دمای نقطه تنگش تبخیرکن (°C)
۲۰۳۹۳	۲۰۰۳۱	۲۳۰۷۳	۲۰۵۴۱	توان تولیدی خالص (kW)
۱۷/۴۴	۱۷/۱۳	۱۹/۷۳	۱۷/۵۷	بازده حرارتی (%)
۸۰۷۰	۸۰۷۱	۶۸۶۹	۸۰۶۴	تخریب انرژی کل (kW)
۶۶/۸۸	۶۵/۶۹	۷۵/۶۷	۶۷/۳۶	بازده انرژی (%)

برای سیال آلی ایزوبوتان برای فشار جداساز اول ۱۰۷۲ کیلوپاسکال، فشار جداساز دوم ۹۱۰/۶ کیلوپاسکال، فشار جداساز سوم ۶۵۵/۳ کیلوپاسکال، اختلاف دمای تنگش تبخیرکن ۱۰ درجه سلسیوس و دمای تبخیرکن ۱۳۳/۸ درجه سلسیوس مقدار توان خالص تولیدی ۲۳/۰۷ مگاوات، بازده حرارتی ۱۹/۷۳ درصد و بازده انرژی ۷۵/۶۷ درصد بدست آمده‌اند. طبق نتایج مشاهده شده به ازای افزایش بازده انرژی، تخریب انرژی کاهش پیدا کرده و همچنین چرخه به ازای دمای تبخیرکن بهینه بالاتر به ازای هر سیال عامل، مقدار توان و بازده بیشتری را دارد که شکل ۹ نشان دهنده این حالت می‌باشد. طبق نتایج مشاهده شده در جدول ۶ مشخص است که در حالتی که شیر انبساط اول باز باشد، برای تمامی سیال‌های آلی بیشترین مقدار توان، بازده انرژی و انرژی بدست می‌آید. همچنین در حالت بهینه حرارتی بازده ۱۹/۷۳ درصد بدست آمده است که نشان می‌دهد ۸۰/۷۲ درصد از انرژی حرارتی توسط چاه‌ها اتلاف شده است.

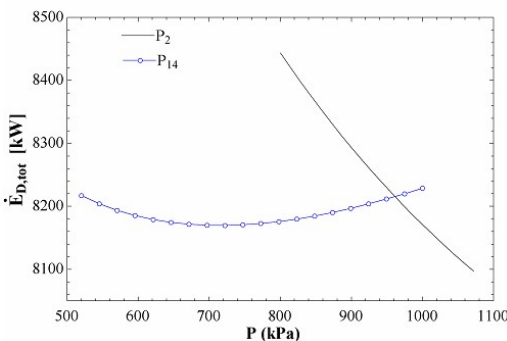
برای سیال عامل ایزوبوتان و در حالت بهینه نرخ تخریب انرژی اجزای چرخه پیشنهادی جدید در شکل ۱۳ نشان داده شده‌اند. مقدار تخریب انرژی کل در حالت بهینه ۶۸۶۹ بدست آمده است، توربین فشار پایین، توربین چرخه رانکین آلی، چگالنده ۲ و ۱ به ترتیب بیشترین مقدار تخریب انرژی را دارند. در حالت بهینه که کمترین مقدار تخریب انرژی کل بدست آمده، بیشترین مقدار بازده انرژی بدست می‌آید و در این حالت در واقع ۲۴/۳۳ درصد انرژی از چاه‌های زمین گرمایی اتلاف می‌شود. در حالت بهینه چرخه ترکیبی، شیرهای انبساط و جداسازها و اختلاط کننده‌ها تخریب انرژی ندارند. در شکل ۱۴ بازده انرژی اجزای چرخه ترکیبی به ازای سیال عامل ایزوبوتان در حالت بهینه آورده شده است. شیرهای انبساط و جداسازها و اختلاط کننده‌ها که تخریب انرژی نداشته‌اند، باعث می‌شوند بازده انرژی آن اعضا ۱۰۰ درصد بدست آیند. تبخیرکن نیز دارای بازده انرژی بالایی است که نشان از تطابق دمایی دو سیال زمین گرمایی و سیال آلی در تبخیرکن را دارد. جدول ۷ میزان بهبود عملکرد چرخه



شکل ۱۰- توان خالص چرخه نسبت به فشار جداساز دوم و سوم



شکل ۱۱- توان خالص چرخه نسبت به دمای تبخیرکن و اختلاف نقطه تنگش تبخیرکن



شکل ۱۲- تاثیر فشار جداساز اول و دوم روی تخریب انرژی کل

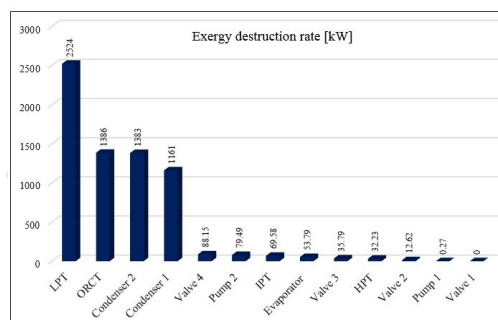
نتایج بهینه‌سازی برای سیال‌های انتخابی نسبت به فشار جداسازها، دمای تبخیرکن و اختلاف دمای تنگش تبخیرکن در جدول ۶ ارائه شده است. با توجه به نتایج بهینه‌سازی در جدول ۶ سیال ایزوبوتان نتایج بهتری از لحاظ توان خالص تولیدی، بازده انرژی و انرژی نشان داده است، همچنین نتایج بهینه نشان داده شده در جدول ۶ برای سیال‌های مختلف برای توان با روند بیشینه شکل ۹ شبیه به همدیگر می‌باشند.

۵- نتیجه گیری

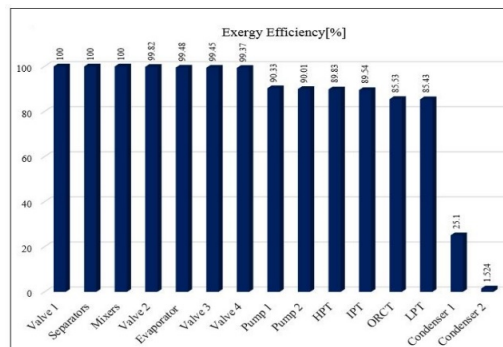
در این مطالعه، یک آرایش جدید برای چاه‌های زمین گرمایی سبلان با هدف تولید توان بیشتر مورد بررسی قرار گرفت. چرخه ترکیبی جدید از انرژی زمین گرمایی دو دسته چاه با دما و فشار متفاوت استفاده می‌کند. یک چرخه تبخیر آبی سه مرحله‌ای که از چاه‌های فشار بالا استفاده کرده و در جداساز سوم با سیال زمین گرمایی تبخیر آبی تک مرحله‌ای که از چاه‌های فشار پایین خارج شده استفاده می‌کند. همچنین این چرخه ترکیبی از چرخه رانکین آبی برای جلوگیری از هدر رفت انرژی بهره می‌برد. چرخه ترکیبی جدید ابتدا تحلیل پارامتری شده و در نهایت نسبت به سیال‌های عامل آبی مورد بهینه‌سازی قرار گرفته است. نتایج زیر برای چرخه ترکیبی بدست آمده است:

- توان و بازده چرخه ترکیبی با افزایش فشار جداساز اول همیشه افزایش می‌یابد در حالیکه برای جداسازهای دوم و سوم دارای مقدار بهینه‌ای می‌باشد.
- استفاده از تبخیر آبی تک مرحله‌ای و ترکیب آن با تبخیر سه مرحله‌ای باعث افزایش دبی جرمی و آنتالپی توربین فشار پایین شده، که باعث افزایش توان و بازده چرخه ترکیبی کل می‌شود.
- به ازای حداقل مقدار اختلاف نقطه تنگش بیشترین مقدار توان، بازده حرارتی و اگزرژی حاصل می‌شود.
- تحلیل اگزرژی روی چرخه ترکیبی نشان داد که بیشترین مقدار تخریب اگزرژی برای توربین فشار پایین، توربین چرخه رانکین آبی و چگالنده‌ها بدست می‌آید.
- در میان سیال‌های آبی مورد بررسی برای چرخه ترکیبی سیال عامل ایزوبوتان دارای بهترین عملکرد بود که برای آن در حالت بهینه، توان تولیدی ۲۳/۰۷ مگاوات، بازده انرژی ۱۹/۷۳ درصد و بازده اگزرژی ۷۵/۶۷ درصد بدست آمدند.
- در شرایط یکسان چرخه پیشنهادی جدید نسبت به مطالعات قبلی که از تبخیرکن دو مرحله‌ای و رانکین آبی استفاده کرده‌اند دارای بازده انرژی و اگزرژی مطلوب‌تری است.

پیشنهادی را نسبت به مطالعه عبدالعلی پور و همکاران [۱۹] برای یک چرخه ترکیبی (چرخه ترکیبی دو چرخه تبخیر آبی تک‌مرحله‌ای با چرخه‌های تحتانی دی‌اکسیدکربن گذر بحرانی و رانکین آبی) نشان می‌دهد. همچنین برای بررسی بیشتر چرخه پیشنهادی با چرخه ترکیبی تبخیر آبی دو مرحله‌ای با رانکین آبی مقایسه شد که در این مقایسه دمای چگالنده‌ها ۴۰ درجه سلسیوس و دمای نقطه تنگش ۵ درجه سلسیوس مطابق مطالعه [۱۷-۱۸] در نظر گرفته شد، طبق نتایج موجود در جدول ۸، چرخه پیشنهادی در حالت بهینه عملکرد بهتری را نسبت به چرخه ترکیبی تبخیر آبی دو مرحله‌ای با رانکین آبی در حالت بهینه از خود نشان داد.



شکل ۱۳- نرخ تخریب اگزرژی اجزای چرخه ترکیبی پیشنهادی



شکل ۱۴- بازده اگزرژی اجزای چرخه ترکیبی پیشنهادی

جدول ۷- عملکرد چرخه پیشنهادی و چرخه ترکیبی تبخیر آبی تک مرحله‌ای با گذر بحرانی و رانکین آبی

بازده اگزرژی (%)	بازده حرارتی (%)	توان خالص چرخه (kW)	
۶۵/۷۴	۱۷/۱۵	۲۰۰۴۶	پژوهش پیشین [۱۹]
۷۵/۶۷	۱۹/۷۳	۲۳۰۷۳	کار حاضر

جدول ۸- عملکرد چرخه پیشنهادی و چرخه ترکیبی چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای با رانکین آبی

بازده اگزرژی (%)	بازده حرارتی (%)	توان خالص چرخه (kW)	
۵۳/۳۸	۱۴/۳۵	۱۷۱۱۲	پژوهش‌های پیشین [۱۷-۱۸]
۶۳/۹۳	۱۶/۶۷	۱۹۴۹۳	کار حاضر

plant by exergy. *Renewable Energy*, Vol. 33, No. 11, pp. 2366-2374, 2008.

[4] Yari M., Exergetic analysis of various types of geothermal power plants. *Renewable energy*, Vol. 35, pp. 112-121, 2010.

[5] Chen, H., Goswami, D.Y. and Stefanakos, E.K., A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and sustainable energy reviews*, Vol. 14, No.9, pp. 3059-3067, 2010.

[6] Bao, J. and Zhao, L., A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 24, pp. 325-342, 2013.

[7] Zare V., A comparative exergoeconomic analysis of different ORC configurations for binary geothermal power plants. *Energy conversion and management*, Vol. 105, pp. 127-138, 2015.

[8] Mosaffa, A.H. and Zareei, A., Proposal and thermo-economic analysis of geothermal flash binary power plants utilizing different types of organic flash cycle. *Geothermics*, Vol. 72, pp. 47-63, 2018.

[9] 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*, Vol. 91, pp. 479-495, 2015.

[10] Shokati N., Ranjbar F., Yari M., Exergoeconomic analysis and optimization of basic, dual-pressure and dual-fluid ORCs. *Renewable energy*, Vol. 83, pp. 527-542, 2015.

[11] Yari M., Mehr A.S., Zare V., Mahmoudi S.M.S., Rosen M.A., Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source. *Energy*, Vol. 83, pp. 712-722, 2015.

[12] Ratlamwala, T.A.H. and Dincer, I., Comparative efficiency assessment of novel multi-flash integrated geothermal systems for power and hydrogen production. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 48, pp. 359-366, 2012.

[13] Fallah, M., Ghiasi, R.A. and Mokarram, N.H., A comprehensive comparison among different types of geothermal plants from exergy and thermo-economic points of view. *Thermal Science and Engineering Progress*, Vol. 5, pp. 15-24, 2018.

[14] Jalilinasrabad S., Ryuichi I., Flash cycle optimization of Sabalan geothermal power plant employing exergy concept. *Geothermics*, Vol. 43, pp. 75-82, 2012.

[15] Bina, S.M., Jalilinasrabad, S. and Fujii, H., Thermo-economic evaluation of various bottoming ORCs for geothermal power plant, determination of optimum cycle for Sabalan power plant exhaust. *Geothermics*, Vol. 70, pp. 181-191, 2017.

[16] Ameri M., Amanpoor S., Energy and exergy analysis and optimization of a double flash power plant for meshkin shahr region. *World renewable energy congress*, Sweden, 2011.

[17] Aali A., Pourmahmoud N., Zare V., Proposal and analysis of a new cycle for power generation from Sabalan geothermal wells. *Journal of mechanical engineering of Tabriz University*, Vol. 47, pp. 139-147, 2017.

[18] Aali A., Pourmahmoud N., Zare V., Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of a novel combined flash-binary cycle for Sabalan geothermal power plant in Iran. *Energy conversion and management*, Vol. 143, pp. 377-390, 2017.

[19] Abdolalipouradi M., Khalilarya SH., Jafarmadar S., Exergy analysis of a new proposal combined cycle from Sabalan geothermal source. *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, pp. 0-0, 2018.

[20] Cengel Y., Boles M., Thermodynamics: An engineering approach. *McGraw-Hill*, New Yoark, 2007.

[21] Klein S.A., Alvarda S.F., Engineering Equation Solver (EES). F-chart software, *WI*, 2007.

۶- نمادها

\dot{E}_x	نرخ تخریب انرژی (kW)
h	آنتالپی مخصوص (kJ/kg)
\dot{m}_k	دبی جرمی عبوری از جزء k (kg/s)
P	فشار (kPa)
s	آنتروپی مخصوص (kJ/kgK)
T	دما (°C)
v	حجم مخصوص (m ³ /kg)
\dot{W}_{net}	توان خالص چرخه (kW)
x	کیفیت (-)
cr	مخفف و زیرنویس‌ها
D	تخریب انرژی
ev	تبخیرکن
f	مایع اشباع، انرژی سوخت
g	بخار اشباع
HPT	توربین فشار بالا
HPW	چاه فشار بالا
IPT	توربین فشار میانی
LPT	توربین فشار پایینی
LPW	چاه فشار پایینی
P	پمپ، انرژی محصول
ph	انرژی فیزیکی
pp	نقطه تنگش
Tur	توربین
η_{ex}	بازده انرژی (٪)
η_{th}	بازده حرارتی (٪)
η_p	راندمان آیزنتروپیک پمپ (٪)
η_{Tur}	راندمان آیزنتروپیک توربین (٪)

۷- مراجع

[1] Aneke M., Agnew B., Underwood C., Performance analysis of the Chena binary geothermal power plant. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 32, pp. 1825-32, 2011.

[2] Hung, T.C., Shai, T.Y. and Wang, S.K., A Review of Organic Rankine Cycles _ORCs_ for the Recovery of Low-Grade Waste Heat, *Energy*, Vol. 22, pp. 661-667, 1997.

[3] Kanoglu, M. and Bolatturk, A., Performance and parametric investigation of a binary geothermal power