



تحلیل انرژی و انرژی آرایش چرخه‌های مختلف ترکیبی تبخیر آبی - باینری با استفاده از چاه‌های زمین گرمایی سبلان

مهران عبدالعلی پورعدل^۱، شهرام خلیل آریا^{۲*} و صمد جعفرمدار^۲

^۱ دکتری تخصصی، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

^۲ استاد، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

نوع مقاله، تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۱۰/۰۸؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۸/۰۳/۲۹؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۰۵/۱۸

چکیده

در کشور ایران نیروگاه زمین گرمایی سبلان با دو دسته چاه با خاصیت‌های مختلف مورد بهره‌برداری قرار گرفته است. برای دستیابی به حداکثر توان چهار آرایش جدید تبخیر تک مرحله‌ای-باینری و تبخیر آبی دو مرحله‌ای نوع اول-باینری، تبخیر آبی دو مرحله‌ای نوع دوم-باینری و چرخه تبخیر آبی سه مرحله‌ای-باینری مورد مطالعه قرار گرفته است. ابتدا این چهار آرایش نسبت به پارامترهای موثر مورد تحلیل انرژی و انرژی قرار گرفته و سپس نسبت به سه سیال عامل، بهینه‌سازی انجام شده است. در حالت بهینه چرخه تبخیر ترکیبی دو مرحله‌ای نوع دوم-باینری برای ایزوبوتان نتایج بهتری را نسبت به سه آرایش دیگر نشان می‌دهد، همچنین برای حالت بهینه توان خالص ۲۳۰۸۴ کیلووات، بازده حرارتی ۱۹/۷۴ درصد، بازده انرژی ۷۵/۷ درصد و تخریب انرژی ۶۲۵۰ کیلووات بدست آمده‌اند که نتایج نسبت به مطالعات قبلی از لحاظ انرژی و انرژی برای نیروگاه زمین گرمایی سبلان، بهبود یافته‌اند.

کلمات کلیدی: تبخیر آبی تک مرحله‌ای؛ تبخیر آبی دو مرحله‌ای؛ تبخیر آبی سه مرحله‌ای؛ چرخه‌ی باینری؛ زمین گرمایی سبلان

Energy and Exergy Analyses of Various Configures for Combined Flash-Binary Cycles using Sabalan Geothermal Wells

M. Abdolipouradl¹, Sh. Khalilarya^{2*}, S. Jafarmadar²

¹ Ph.D., Faculty of Engineering, Urmia University, Urmia, Iran.

² Professor, Faculty of Engineering, Urmia University, Urmia, Iran.

Abstract

In Iran, Sabalan geothermal power plant has been utilized with two wells having different and mass flow rates and thermal properties. In this study, in order to achieve the maximum power, four new configures; a single flash-binary, a double flash (I)-binary, a double flash (II)-binary and a triple flash-binary cycles were examined. These four configurations were initially investigated considering the effective parameters of energy and exergy analysis, and then optimization was performed using three working fluids. The results show that in the optimum state, the double flash (II)-binary using isobutane shows better results compared to the other three configurations. Furthermore, for the optimum case, the net power of 23084 kW, the thermal efficiency of 19.74%, the exergy efficiency of 75.7%, and the exergy destruction rate of 6250 kW were obtained which show an improvement in terms of energy and exergy for the Sabalan geothermal power plant compared to the previous studies.

Keywords: Single Flash; Double Flash; Triple Flash; Binary Cycle; Sabalan Geothermal Power Plant.

* نویسنده مسئول؛ تلفن: ۰۴۴۳۲۷۷۵۶۶۰؛ فکس: ۳۲۷۳۵۹۱۰۴۴

آدرس پست الکترونیک: sh.khalilarya@urmia.ac.ir

۱- مقدمه

بدون شک در یک کشور، انرژی نقش بسیاری در توسعه را ایفا می‌کند، بعد از نیروی انسانی، چگونگی استفاده از منابع انرژی مهمترین عامل در توسعه اقتصادی کشورها می‌باشد. امروزه به دلیل افزایش هزینه‌های سوخت‌های فسیلی، مسایل محیط زیستی و اتمام پذیری این منابع، استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر در کشورهای مختلف در حال افزایش می‌باشد. مزیت اصلی آن عدم وجود هزینه‌های مربوط به تأمین سوخت است. در میان انرژی‌های تجدید پذیر انرژی زمین گرمایی به دلیل استفاده در تمامی فصول سال و امکان کارکرد این نیروگاه‌ها به صورت ۲۴ ساعته همچنین کم بودن میزان گازهای نامطلوب تولید شده در این نیروگاه‌ها بسیار مورد توجه می‌باشد [۱، ۲].

سه روش مستقیم، باینری و چرخه تبخیر آبی یا ترکیبی دو حالت برای تولید توان از منابع زمین گرمایی استفاده می‌شود. اگر دمای منبع زمین گرمایی بالاتر از ۲۳۵ درجه سلسیوس باشد، بخار خشک به طور مستقیم به ژنراتور توربین تغذیه می‌شود. اگر درجه حرارت زمین گرمایی بالاتر از ۱۸۰ درجه سلسیوس باشد، چرخه‌های بخار انبساط آبی تک و دو مرحله‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرد. برای حالتیکه دما زیر آن مقدار باشد از چرخه ترکیبی با باینری استفاده می‌شود [۳]. با توجه به دما، دبی جرمی و آنتالپی منابع زمین گرمایی، چرخه باینری (چرخه رانکین آبی، چرخه‌ی گذر بحرانی و چرخه‌ی فوق بحرانی) و چرخه کالینا به عنوان چرخه‌ی تحتانی در مطالعات متعددی مورد استفاده قرار می‌گیرند [۴-۶]. از جهت انرژی، انرژی و انرژی‌های زمین گرمایی انجام شده مطالعات مختلفی روی چرخه‌های زمین گرمایی انجام شده است، که در ادامه تعدادی از این پژوهش‌ها بیان خواهد شد. سه چرخه رانکین ساده، چرخه رانکین با مبدل حرارتی داخلی و چرخه رانکین بازتاب توسط زارع [۷] مورد تحلیل ترمودینامیکی و انرژی‌های زمین گرمایی قرار گرفت، در این بررسی از دیدگاه انرژی و اقتصادی به ترتیب چرخه رانکین با مبدل حرارتی داخلی و چرخه رانکین ساده نسبت به سایر چرخه‌ها عملکرد بهتر از خود نشان داد. برای یک منبع زمین گرمایی با دمای ۱۷۰ درجه سلسیوس، بازده چرخه تبخیر آبی-باینری از دیدگاه قانون اول توسط پاسک و همکاران [۸] مورد بررسی قرار گرفته و بازده حرارتی ۱۲/۲۹ درصد برای

چرخه مورد بررسی بدست آمد. شوکتی و همکاران [۹] در یک بررسی نشان دادند که تبخیر تک مرحله‌ای-رانکین و تبخیر دو مرحله‌ای به ترتیب از لحاظ بازده قانون اول و اقتصادی برای شرایط مورد بررسی مناسب‌تر می‌باشد. همچنین در یک بررسی دیگر چرخه رانکین آبی با مبدل حرارتی داخلی، رانکین آبی دوگانه، کالینا و چرخه رانکین با فشار دوگانه مورد تحلیل انرژی‌های زمین گرمایی قرار گرفت. چرخه رانکین آبی فشار دوگانه دارای بیشترین بازده حرارتی و چرخه کالینا اقتصادی‌ترین، برای این حالت ارزیابی شد [۱۰]. با استفاده از داده‌های زمین گرمایی در نیوزلند (دمای چاه ۱۷۳ درجه سلسیوس و نرخ دبی ۸ کیلوگرم بر ثانیه) بودیسولستیو و همکاران [۱۱]، چرخه‌های ترکیبی متفاوتی را مورد بررسی و مقایسه قرار دادند، طبق نتایج حاصله از نظر فنی و اقتصادی چرخه رانکین آبی با توربین دو مرحله‌ای و سیال عامل ان-پنتان می‌باشد. آتس و سرپان [۱۲] در تحقیقی منابع زمین گرمایی قابل دسترس در ترکیه با دمای چاه ۲۴۰ درجه سلسیوس را مورد تحلیل قرار داده و پنج آرایش مختلف را با هم مقایسه کرده و طبق این بررسی چرخه ترکیبی بخار آبی تک مرحله‌ای-باینری بهتر از سایر چرخه‌ها برای شرایط مورد نظر کار می‌کند. در مطالعاتی از چرخه‌هایی با تبخیر آبی سه و چند مرحله‌ای آبی راهکاری برای افزایش توان چرخه می‌باشد. از جمله این بررسی‌ها چرخه زمین گرمایی برای چهار حالت بخار خشک، چرخه تبخیر آبی تک مرحله‌ای، چرخه تبخیر آبی دو و سه مرحله-ای توسط فلاح و همکاران [۱۳] مورد مطالعه قرار گرفت، طبق این بررسی برای توان تولیدی چرخه تبخیر آبی سه مرحله‌ای افزایش ۱۰٪ نسبت به چرخه تبخیر آبی دو مرحله-ای ملاحظه گردید. همچنین در یک مطالعه دیگر برای تولید توان و هیدروژن ملاحظه گردید که چرخه ترکیبی با افزایش تعداد مراحل تبخیر آبی از یک مرحله تبخیر به پنج مرحله بازده انرژی از ۶/۵۳٪ به ۴۷/۲۹٪ افزایش می‌یابد [۱۴].

در کشور ایران و منطقه مشکین شهر، نیروگاه سبلان بعنوان اولین نیروگاه زمین گرمایی در حال توسعه می‌باشد که تست دو حلقه چاه اکتشافی با موفقیت انجام شده است [۱۵]. دو آرایش متداول چرخه تبخیر آبی یک و دو مرحله‌ای برای نیروگاه زمین گرمایی سبلان برای داده‌های فرضی توسط نصرآبادی مورد بررسی قرار گرفت [۱۶]. طبق این

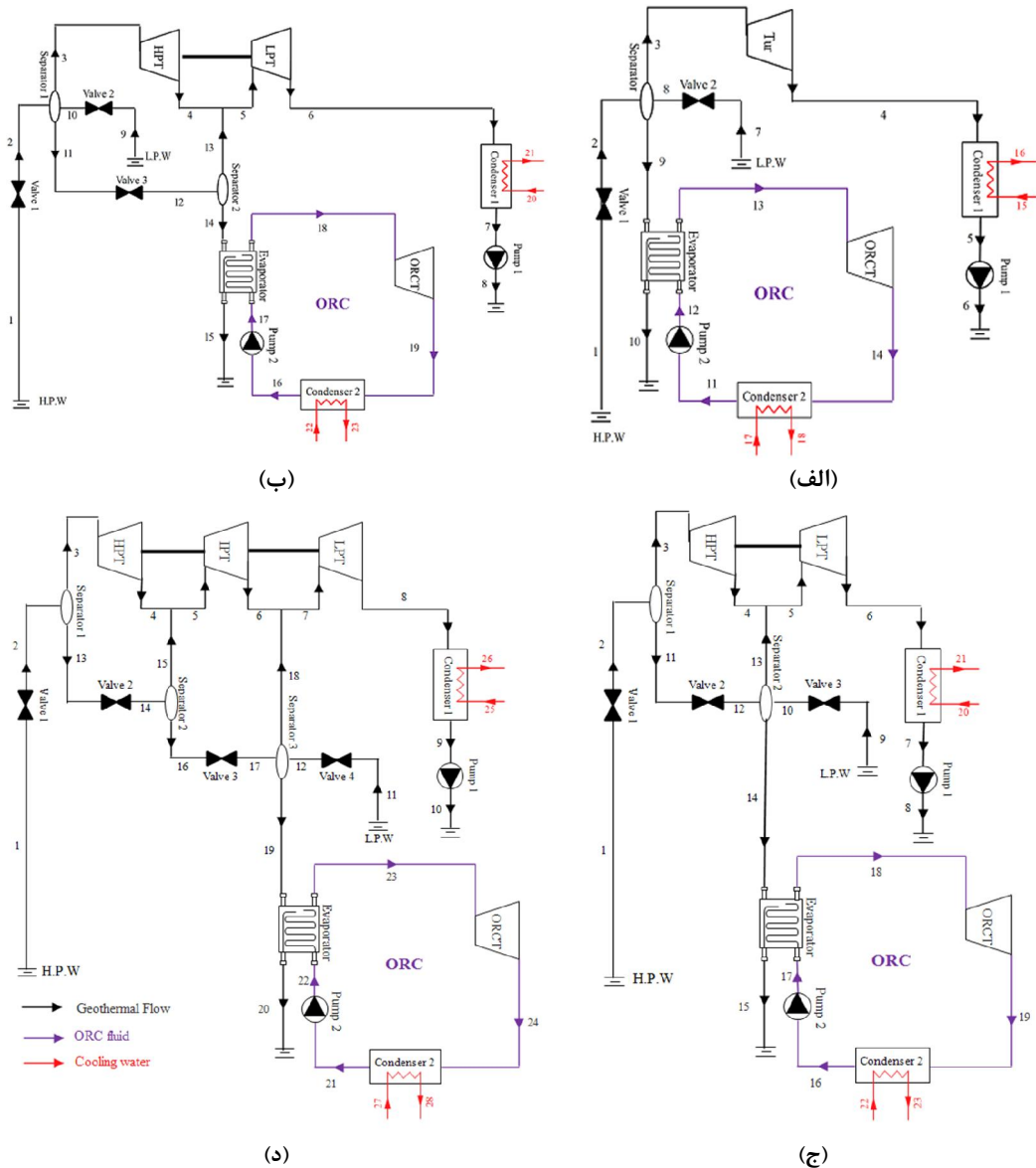
مرحله‌ای دو نوع آرایش جدید بیان شده و استفاده از چاه فشار پایین در جداساز دوم یک روش جدید برای افزایش توان چرخه پیشنهاد شده است. همچنین هر چهار چرخه ترکیبی نسبت به پارامترهای موثر مورد تحلیل پارامتری قرار گرفته و سپس نسبت به سه سیال عامل انتخابی برای آرایش‌های مذکور بهینه‌سازی انجام می‌شود و در ادامه این چهار چرخه‌ی جدید مورد مقایسه با کارهای قبلی قرار می‌گیرد.

۲- توصیف چرخه‌های ترکیبی پیشنهادی

در ایران در منطقه سیلان دو دسته چاه با شرایط ترمودینامیکی متفاوت مورد بهره‌برداری قرار گرفته است. با در نظر گرفتن چاه‌ها، چهار آرایش جدید در شکل ۱ به پیشنهاد و به نمایش درآمده است. چرخه‌ی ترکیبی جدید تبخیرآنی تک‌مرحله‌ای-باینری در شکل ۱ الف قابل مشاهده است، آب زمین گرمایی از دو چاه مختلف پس از عبور از شیر انبساط و افت فشار وارد جداساز شده، تا ضمن مخلوط شدن، بخار و مایع اشباع برای استفاده در قسمت‌های مختلف چرخه از هم جدا شوند، بخار اشباع وارد توربین شده تا توان تولید شده و بعد از خارج شدن از توربین وارد کندانسور شده تا با تبدیل شدن به مایع و عبور از پمپ، به فشار تزریق چاه برسد، همچنین مایع خارج شده از جداساز به علت دارا بودن دمای زیاد در چرخه باینری (رانکین آلی) استفاده می‌شود، مایع زمین گرمایی خارج شده از جداساز وارد اواپراتور شده تا ضمن تبادل حرارت، انرژی خود را به سیال آلی بدهد، این سیال آلی وارد توربین رانکین شده تا توان تولید شود، سیال آلی با تبدیل شدن به حالت مایع اشباع در کندانسور ۲ وارد پمپ ۲ می‌شود تا به فشار بالای چرخه رانکین آلی برسد. در حالت تبخیر آنی دو مرحله‌ای، مایع خروجی از جداساز اول در جداساز دوم استفاده می‌شود، در شکل ۱ ب تبخیر دو مرحله‌ای نوع اول-باینری که در آن سیال خروجی از چاه فشار پایین به جداساز اول پس از شیر انبساط وارد می‌شود، در حالیکه در تبخیر دو مرحله‌ای نوع دوم-باینری که در شکل ۱ ج آمده، سیال زمین گرمایی فشار بالا، پس از انبساط در شیر فشار شکن وارد جداساز دوم می‌شود و سیال زمین گرمایی فشار پایین پس از افت فشار در شیر انبساط ۳ وارد جداساز دوم شده و بخار اشباع خروجی از جداساز دوم با

مطالعه برای یک دسته چاه، چرخه تبخیر آنی یک مرحله‌ای (در فشار مخزن فلش ۵/۵ بار)، توان خالص خروجی ۳۱ مگاوات و برای چرخه تبخیر آنی دو مرحله‌ای (در فشار مخزن فلش فشار بالا و پایین به ترتیب ۵/۷ و ۱/۱ بار) توان خالص ۴۹/۷ مگاوات بدست آمد. برای مشخصات چاه‌ها در مطالعه قبلی، بینا و همکاران [۱۷]، چهارآرایش مختلف برای چرخه رانکین آلی به ازای سیال‌های خشک، مورد بررسی قرار دادند. طبق نتایج حاصل شده، بهترین بازده انرژی ۲۰/۵۷٪ و بازده انرژی ۶۳/۷۲٪ برای چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی بدست آمد. یک آرایش جدید ترکیبی تبخیر آنی دو مرحله‌ای با رانکین آلی، توسط عالی و همکارانش با در نظر گرفتن شرایط واقعی و دو دسته چاه با دما و دبی متفاوت، پیشنهاد و مورد تحلیل و بهینه‌سازی از دیدگاه انرژی و کونومیکی قرار گرفت. طبق نتایج توان خالص حرارتی ۱۷/۱۱ مگاوات و نرخ هزینه ویژه مربوط به تولید توان ۵/۰۶۸ دلار بر گیگاژول برای سیال R141b محاسبه شد [۱۸]. عبدالعلی پور و همکاران [۱۹]، با در نظر گرفتن دو دسته چاه مطابق مطالعه قبلی، یک چرخه‌ی ترکیبی تولید توان جدید (شامل یک چرخه ترکیبی از دو چرخه تبخیر تک مرحله‌ای، چرخه دی‌اکسید کربن گذر بحرانی، رانکین آلی) پیشنهاد دادند که در حالت بهینه توان خالص ۱۹۹۳۴ کیلووات، بازده انرژی ۱۷/۰۵٪ و بازده انرژی ۶۵/۳۸٪ حاصل گردید. عبدالعلی پور و همکاران همچنین در ادامه از یک چرخه کالینا به جای چرخه رانکین آلی برای تولید توان استفاده کرده و مورد تحلیل انرژی، انرژی و انرژی و انرژی و کونومیکی قرار دادند. طبق نتایج بهینه‌سازی از دیدگاه اقتصادی، توان خالص، بازده انرژی، بازده انرژی و هزینه تولید توان واحد در حالت بهینه ۱۹۹۴۸ کیلووات، ۱۶/۶۳٪، ۶۳/۷۸٪ و ۴/۵۲۱ دلار بر گیگاژول حاصل شد [۲۰-۲۱].

تاکنون تقریباً همه مطالعات با در نظر گرفتن یک چاه انجام گرفته است، یا مجموع چاه‌هایی با دما و فشار متفاوت که یک چاه مشترک در نظر گرفته می‌شود که یک نقصان می‌باشد. با توجه به اینکه چاه‌های مورد بهره‌برداری برای زمین گرمایی سیلان دارای دبی و شرایط دمایی و فشاری متفاوتی می‌باشد، چهار آرایش جدید پیشنهاد و مورد بررسی قرار می‌گیرد، همچنین برای آرایش جدید تبخیر آنی دو



شکل ۱- شماتیک چرخه‌های ترکیبی جدید الف) تبخیر تک مرحله‌ای-بایئری، ب) تبخیر دو مرحله‌ای نوع اول-بایئری، ج) تبخیر دو مرحله‌ای نوع دوم-بایئری و د) تبخیر سه مرحله‌ای-بایئری

است. در این حالت نیز جداساز سوم از مایع زمین گرمایی خارج شده از چاه‌های فشار پایین استفاده می‌کند، بخار خارج شده از جداساز سوم با سیال خارج شده از توربین فشار میانی مخلوط شده و در توربین فشار پایین برای تولید توان استفاده می‌کند.

سیال خروجی از توربین فشار بالا مخلوط شده و در توربین فشار پایین استفاده می‌شود. مایع اشباع خروجی از جداساز دوم در چرخه رانکین آبی برای تولید توان استفاده می‌شود. در یک آرایش جدید دیگر از تبخیر آبی سه مرحله‌ای ملاحظه شده در شکل ۱ د، برای چاه فشار بالا استفاده شده

۳- فرضیات

به منظور ساده‌سازی در مساله‌ی شبیه‌سازی فرضیات زیر به کار گرفته شده است [۱۸-۲۱].

- سیستم ترکیبی در حالت پایا کار کرده و از افت فشار و تلفات حرارتی در لوله‌ها و مبدل‌های حرارتی صرف نظر شده است [۱۸-۲۱].
- حداقل اختلاف دمای نقطه تنگش ۱۰ درجه سلسیوس در اواپراتور در نظر گرفته شده است [۱۹].
- دما و فشار محیط به ترتیب ۱۵ درجه سلسیوس و ۱۰۱.۳ کیلو پاسکال در نظر گرفته شد [۱۸-۲۱].
- برای توربین‌ها و پمپ‌های راندمان آیزنتروپیک به ترتیب ۸۵٪ و ۹۰٪ در نظر گرفته شده است [۱۸-۲۱].
- برای چاه‌های زمین گرمایی سبلان از اطلاعات واقعی که در جدول ۱ آمده، استفاده شده است [۱۸-۲۱].

جدول ۱- مشخصات چاه‌های زمین گرمایی سبلان [۱۸-۲۱]

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

۴- تحلیل ترمودینامیکی

با در نظر گرفتن حجم کنترل برای هر یک از اجزای سیستم چرخه پیشنهادی، بالانس جرم و انرژی طبق روابط ۱ و ۲ نوشته می‌شود [۱۸-۲۱]:

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

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

بازده آیزنتروپیک برای هر توربین‌ها و توان تولیدی برای هر یک از آن‌ها خواهیم داشت [۱۸-۱۹]:

$$\eta_T = (h_i - h_o)/(h_i - h_{o,s}) \quad (3)$$

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

بازده آیزنتروپیک برای پمپ‌ها و کار مصرفی طبق روابط ۵ و ۶ بدست خواهند آمد [۱۸ و ۱۹]:

$$\eta_P = v_i(P_o - P_i)/(h_o - h_i) \quad (5)$$

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

مقدار انرژی فیزیکی از طریق رابطه زیر بدست می‌آید [۲۰]:

$$\dot{E}_{x_{p,h,i}} = \dot{m}_i(h_i - h_o - T_0(s_i - s_o)) \quad (7)$$

با در نظر گرفتن حجم کنترل، برای بدست آوردن تخریب انرژی هر عضو ($\dot{E}_{x_{D,i}}$) خواهیم داشت [۲۰]:

$$\dot{E}_{x_{D,i}} = \dot{E}_{x_{p,i}} - \dot{E}_{x_{f,i}} \quad (8)$$

که $\dot{E}_{x_{p,i}}$ و $\dot{E}_{x_{f,i}}$ به ترتیب انرژی سوخت و انرژی محصول بیان می‌گردند.

توان خالص چرخه ترکیبی، بازده حرارتی و بازده انرژی به ترتیب به صورت زیر بیان می‌شود [۱۸-۲۱]:

$$\dot{W}_{net} = \sum \dot{W}_T - \sum \dot{W}_P \quad (9)$$

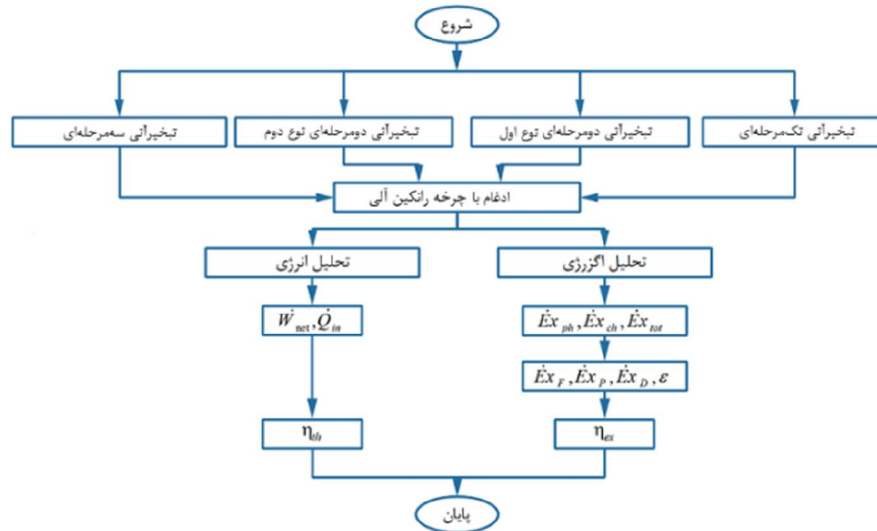
$$\eta_{th} = \dot{W}_{net}/\dot{Q}_{in} \quad (10)$$

$$\eta_{ex} = \dot{W}_{net}/\dot{E}_{x_{in}} \quad (11)$$

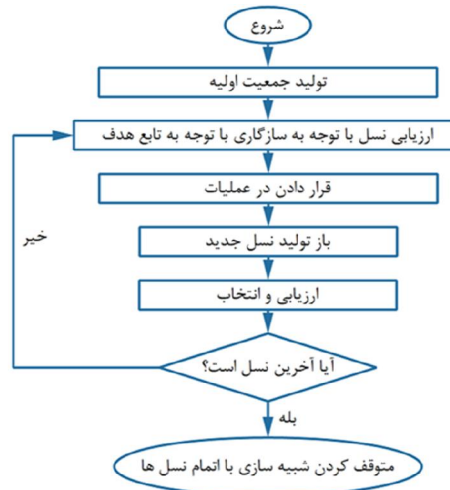
به طور کلی خلاصه این مطالعه با توجه به روابط گفته شده و فرضیات در نظر گرفته شده، در شکل ۲ آمده است.

۵- بهینه‌سازی

برای چرخه‌های مورد بررسی توان خالص خروجی، بازده حرارتی و بازده انرژی به فشارجداسازها، اختلاف دمای نقطه تنگش اواپراتور و دمای اواپراتور وابسته است. در واقع برای بهینه‌سازی توان چرخه، پارامترهای ذکر شده متغیر وابسته و بقیه پارامترها ثابت در نظر گرفته شده است، بهینه‌سازی بازده حرارتی انرژی با توجه به روابط ۹-۱۱ با بهینه‌سازی توان خالص همزمان انجام می‌پذیرد. همچنین بهینه‌سازی با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک در نرم افزار E.E.S [۲۳] انجام شده است. فرایند الگوریتم ژنتیک موجود در این بررسی در شکل ۳ ارائه شده است. شایان ذکر است برای الگوریتم ژنتیک موجود در نرم افزار تعداد افراد در جمعیت، تعداد نسل، حداقل و حداکثر نرخ جهش به ترتیب ۱۶، ۶۴، ۰/۰۰۰۵ و ۰/۲۶۲۵ در نظر گرفته شده است. خلاصه بازه‌های فشارجداسازها، اختلاف دمای نقطه تنگش اواپراتور و دمای اواپراتور برای بهینه‌سازی طبق جدول ۲ در نظر گرفته شده است.



شکل ۲- فلوجارت خلاصه نحوه محاسبات



شکل ۳- فلوجارت الگوریتم ژنتیک

جدول ۲- محدوده پارامترهای بهینه‌سازی برای آرایش‌های مورد بررسی

پارامترهای بهینه‌سازی	آرایش (الف)	آرایش (ب)	آرایش (ج)	آرایش (د)
فشار جداساز اول (kPa)	$100 < P_2 \leq 700$	$P_2 \leq P_2 \leq 700$	$P_2 \leq P_2 \leq 1072$	$P_4 \leq P_2 \leq 1072$
فشار جداساز دوم (kPa)	-	$100 < P_2 \leq P_2$	$100 < P_2 \leq 700, P_2 \leq P_2$	$P_2 \leq P_4 \leq P_2$
فشار جداساز سوم (kPa)	-	-	-	$100 < P_2 \leq 700, P_2 \leq P_4$
دمای اواپراتور (°C)	$50 \leq T_{ev} \leq 140$	$50 \leq T_{ev} \leq 140$	$50 \leq T_{ev} \leq 140$	$50 \leq T_{ev} \leq 140$
اختلاف نقطه تنگش (°C)	$10 \leq \Delta T_{pp,ev} \leq 30$	$10 \leq \Delta T_{pp,ev} \leq 30$	$10 \leq \Delta T_{pp,ev} \leq 30$	$10 \leq \Delta T_{pp,ev} \leq 30$

۶- نتایج

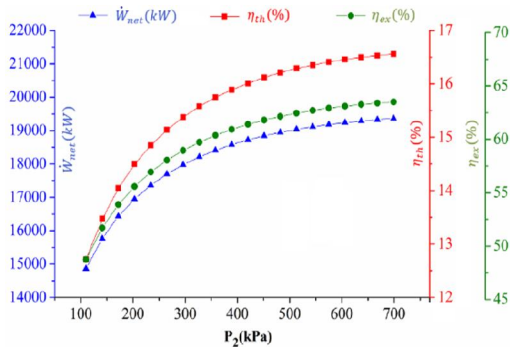
مختلف آمده است. مقادیر فشارجداسازها در چرخه‌های تبخیر آبی و در نتیجه فشار ورودی توربین‌ها، دمای اواپراتور و اختلاف دمای تنگش نقش مهمی در تعیین توان خروجی و همچنین بهینه‌سازی دارند.

پس از اعتبار سنجی قابل قبول برای چرخه‌ی رانکین آلی مطابق شکل ۴، با توجه فرضیات در نظر گرفته شده نتایج مشخصات ترمودینامیکی در جدول ۳ برای آرایش‌های

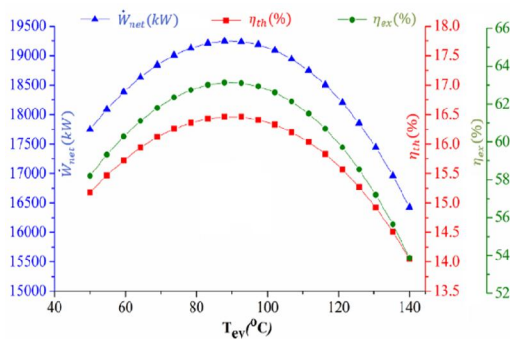
جدول ۳- دما و فشار برای آرایش‌های مختلف زمین گرمایی سبلان برای سیال عامل R141b برای قسمت باینری

آرایش (د)		آرایش (ج)		آرایش (ب)		آرایش (الف)		
فشار (kPa)	دما (°C)	فشار (kPa)	دما (°C)	فشار (kPa)	دما (°C)	فشار (kPa)	دما (°C)	
۱۰/۱/۱	۱۵	۱۰/۱/۱	۱۵	۱۰/۱/۱	۱۵	۱۰/۱/۱	۱۵	۰
۱۰/۷۲	۱۸۳	۱۰/۷۲	۱۸۳	۱۰/۷۲	۱۸۳	۱۰/۷۲	۱۸۳	۱
۱۰۰۰	۱۷۹/۹	۷۵۰	۱۶۷/۸	۶۰۰	۱۵۸/۹	۶۰۰	۱۵۸/۹	۲
۱۰۰۰	۱۷۹/۹	۷۵۰	۱۶۷/۸	۶۰۰	۱۵۸/۹	۶۰۰	۱۵۸/۹	۳
۷۵۰	۱۶۷/۸	۵۰۰	۱۵۱/۹	۴۰۰	۱۴۳/۶	۳/۱۶۹	۲۵	۴
۷۵۰	۱۶۷/۸	۵۰۰	۱۵۱/۹	۴۰۰	۱۴۳/۶	۳/۱۶۹	۲۵	۵
۵۰۰	۱۵۱/۹	۳/۱۶۹	۲۵	۳/۱۶۹	۲۵	۱۱۰	۲۵	۶
۵۰۰	۱۵۱/۹	۳/۱۶۹	۲۵	۳/۱۶۹	۲۵	۷۰۰	۱۶۵	۷
۳/۱۶۹	۲۵	۱۱۰	۲۵	۱۱۰	۲۵	۶۰۰	۱۵۸/۹	۸
۳/۱۶۹	۲۵	۷۰۰	۱۶۵	۷۰۰	۱۶۵	۶۰۰	۱۵۸/۹	۹
۱۱۰	۲۵	۵۰۰	۱۵۱/۹	۶۰۰	۱۵۸/۹	۶۰۰	۷۰/۲۱	۱۰
۷۰۰	۱۶۵	۷۵۰	۱۶۷/۸	۶۰۰	۱۵۸/۹	۷۸/۴۷	۲۵	۱۱
۵۰۰	۱۵۱/۹	۵۰۰	۱۵۱/۹	۴۰۰	۱۴۳/۶	۴۷۷/۶	۲۵/۰۳	۱۲
۱۰۰۰	۱۷۹/۹	۵۰۰	۱۵۱/۹	۴۰۰	۱۴۳/۶	۴۷۷/۶	۸۵/۰۲	۱۳
۷۵۰	۱۶۷/۸	۵۰۰	۱۵۱/۹	۴۰۰	۱۴۳/۶	۷۸/۴۷	۳۴/۱۷	۱۴
۷۵۰	۱۶۷/۸	۵۰۰	۹۷/۷۲	۴۰۰	۷۶/۲	۱۰/۱/۱	۱۵	۱۵
۷۵۰	۱۶۷/۸	۷۸/۴۷	۲۵	۷۸/۴۷	۲۵	۱۰/۱/۱	۲۰/۱۴	۱۶
۵۰۰	۱۵۱/۹	۴۷۷/۶	۲۵/۰۳	۴۷۷/۶	۲۵/۰۳	۱۰/۱/۱	۱۵	۱۷
۵۰۰	۱۵۱/۹	۴۷۷/۶	۸۵/۰۲	۴۷۷/۶	۸۵/۰۲	۱۰/۱/۱	۲۰/۶۵	۱۸
۵۰۰	۱۵۱/۹	۷۸/۴۷	۳۴/۱۷	۷۸/۴۷	۳۴/۱۷	-	-	۱۹
۵۰۰	۷۲/۹۷	۱۰/۱/۱	۱۵	۱۰/۱/۱	۱۵	-	-	۲۰
۷۸/۴۷	۲۵	۱۰/۱/۱	۲۰/۴	۱۰/۱/۱	۲۰/۷۱	-	-	۲۱
۴۷۷/۶	۲۵/۰۳	۱۰/۱/۱	۱۵	۱۰/۱/۱	۱۵	-	-	۲۲
۴۷۷/۶	۸۵/۰۲	۱۰/۱/۱	۱۹/۹۵	۱۰/۱/۱	۱۹/۱۵	-	-	۲۳
۷۸/۴۷	۳۴/۱۷	-	-	-	-	-	-	۲۴
۱۰/۱/۱	۱۵	-	-	-	-	-	-	۲۵
۱۰/۱/۱	۲۰/۳۶	-	-	-	-	-	-	۲۶
۱۰/۱/۱	۱۵	-	-	-	-	-	-	۲۷
۱۰/۱/۱	۱۶/۱۷	-	-	-	-	-	-	۲۸

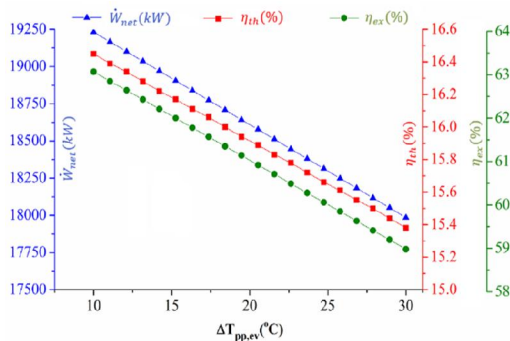
اختلاف دمای تنگش برای همه آرایش‌ها شبیه روند چرخه‌ی تبخیر آبی تک مرحله‌ای خواهد بود.



شکل ۵- تاثیر فشار جداساز روی آرایش (الف)

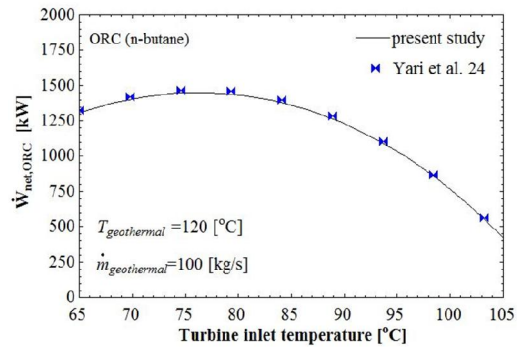


شکل ۶- تاثیر دمای اواپراتور روی آرایش (الف)



شکل ۷- تاثیر دمای تنگش روی آرایش (الف)

تاثیر فشار جداساز اول چرخه‌ی تبخیر آبی دو مرحله‌ای نوع اول-باینری روی توان خالص، بازده حرارتی و اگزوزی در شکل ۸ نشان داده شده است. تاثیر فشار جداساز اول همانند



شکل ۴- اعتبار سنجی مقایسه نتایج مدل سازی قسمت رانکین آبی چرخه با نتایج پژوهش یاری [۲۴]

۶-۱- تحلیل پارامتریک

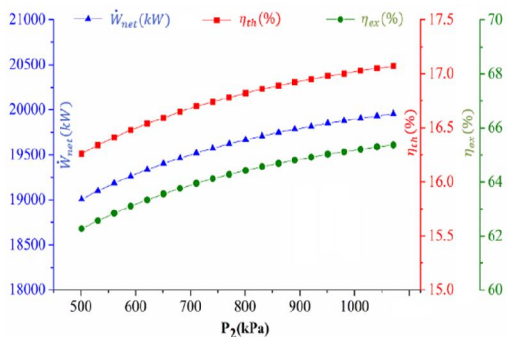
یک مطالعه پارامتریک برای بررسی اثرات متغیرهای تصمیم-گیری روی عملکرد سیستم‌های ترمودینامیکی انجام می‌شود. برای نتایج جدول ۳ تاثیر فشار جداساز و دمای اواپراتور و اختلاف دمای تنگش روی توان خالص، بازده حرارتی و اگزوزی چرخه‌ی تبخیر تک مرحله‌ای-باینری در شکل ۵-۷ آمده است. با افزایش فشار جداساز تا ۷۰۰ کیلو پاسکال، مقدار دبی عبوری از توربین کاهش پیدا کرده ولی از سوی دیگر فشار و به تبع آن آنتالپی ورودی توربین افزایش پیدا می‌کند، افزایش آنتالپی بر کاهش دبی عبوری غلبه کرده و باعث افزایش توان خروجی توربین و در نتیجه کار خالص کل چرخه می‌شود. افزایش توان ورودی بر اثر افزایش فشار جداساز، با توجه به روابط ۹-۱۱ باعث افزایش بازده حرارتی و اگزوزی نیز مطابق روند توان چرخه می‌شود. تغییرات توان خالص چرخه، بازده حرارتی و بازده اگزوزی بر حسب دمای اواپراتور در شکل ۶ ترسیم شده است. با افزایش دمای اواپراتور دبی چرخه رانکین آبی کاهش پیدا کرده در حالیکه دما و آنتالپی اواپراتور یا همان ورودی توربین چرخه رانکین افزایش پیدا می‌کند که این دو حالت متناقض باعث می‌شود به ازای یک دمای خاص اواپراتور، توان توربین چرخه رانکین آبی و همچنین کل چرخه ترکیبی، بازده حرارتی و بازده اگزوزی به بیشینه خود برسند. همچنین با افزایش اختلاف دمای تنگش، انرژی ورودی به توربین رانکین کم شده و باعث می‌شود، توان خالص، بازده‌های حرارتی و اگزوزی نیز همانند شکل ۷ کم شوند. همچنین روند تغییرات دمای اواپراتور و

تقریباً دارای مقادیر بیشینه ۱۹۵۰۰ کیلووات، ۱۶/۷۵ درصد و ۶۴ درصد در فشار بهینه جداساز دوم ۵۰۰ کیلوپاسکال می‌باشند.

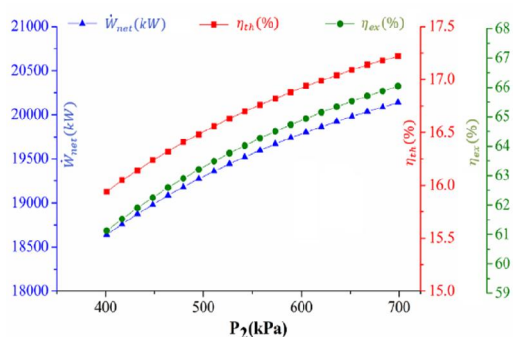
برای آرایش چرخه‌ی تبخیر آبی سه مرحله‌ای-باینری تاثیر فشار جداساز اول، دوم و سوم روی توان خالص، بازده حرارتی و بازده انرژی به ترتیب در اشکال ۱۲-۱۴ آمده است، تاثیر فشار جداساز اول همانند تاثیر جداساز اول آرایش‌های قبلی می‌باشد. در شکل ۱۳ با افزایش فشار جداساز دوم باعث کاهش توان توربین فشار بالا و افزایش توان توربین فشار میانی و در نتیجه یک نقطه بهینه برای توان خالص، بازده حرارتی و بازده انرژی شده است. با افزایش فشار جداساز سوم نیز همانند توضیحات قبل، توان توربین فشار میانی کاهش و توان توربین فشار پایین افزایش می‌یابد و باعث ایجاد نقطه بهینه در فشار حدود ۵۰۰ کیلو پاسکال برای توان خالص، بازده حرارتی و انرژی مطابق شکل ۱۴ شده است.

فشار جداساز شکل ۵ برای تبخیر آبی تک مرحله‌ای می‌باشد که قبلاً توضیح داده شد.

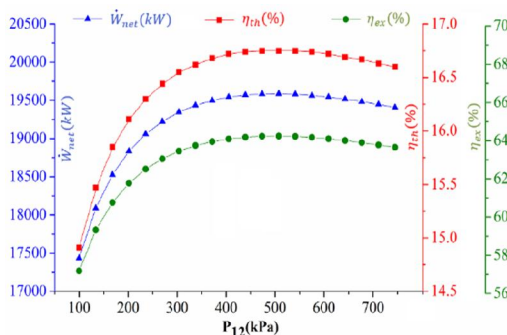
نتایج تاثیر فشار جداساز دوم آرایش تبخیر آبی دو مرحله‌ای نوع اول-باینری در شکل ۹ روی توان خالص، بازده حرارتی و انرژی به نمایش درآمده است. با افزایش فشار جداساز دوم، فشار نقطه ۱۲ یا ۴ افزایش (به عبارت دیگر آنتالپی نقطه ۴ افزایش می‌یابد) پیدا می‌کند و باعث کاهش توان توربین فشار بالا و افزایش توان توربین فشار پایین و در نتیجه یک نقطه بهینه برای توان خالص، و به تبع آن برای بازده حرارتی و انرژی در فشار حدود ۲۱۰ کیلو پاسکال خواهد شد. برای آرایش چرخه‌ی تبخیر آبی دو مرحله‌ای نوع دوم-باینری با افزایش فشار جداساز اول تا ۱۰۷۲ مطابق شکل ۱۰ همانند نوع اول؛ توان خالص، بازده حرارتی و انرژی افزایش پیدا می‌کند. برای این آرایش بهینه فشار جداساز دوم در فشاری بالاتر از نوع اول اتفاق افتاده است. در این حالت توان، بازده انرژی و انرژی به ترتیب



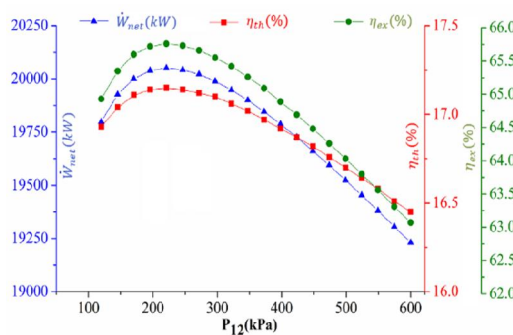
شکل ۱۰- تاثیر فشار جداساز اول روی آرایش (ج)



شکل ۸- تاثیر فشار جداساز اول روی آرایش (ب)



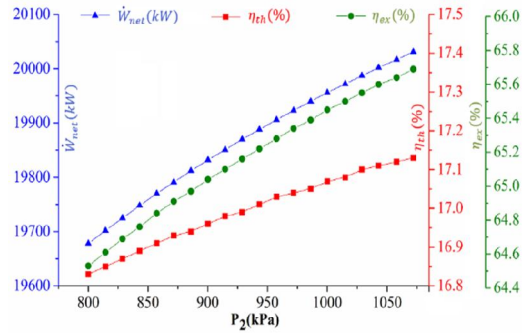
شکل ۱۱- تاثیر فشار جداساز دوم روی آرایش (ج)



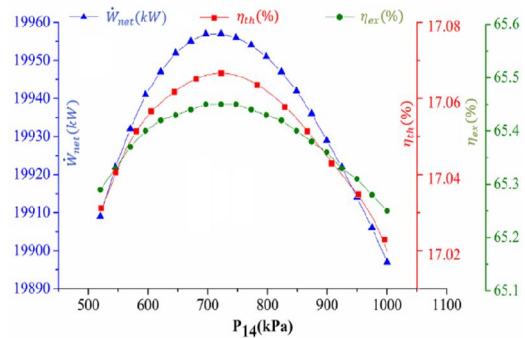
شکل ۹- تاثیر فشار جداساز دوم روی آرایش (ب)

جدول ۴- نتایج بهینه سازی آرایش‌های مختلف

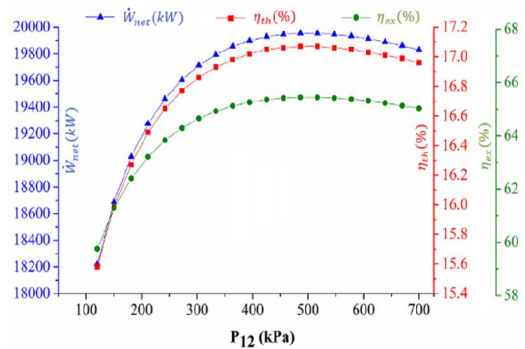
پارامترهای بینه سازی شده / مشخصات عملکردی	R141b	R142b	Isobutane
آرایش (الف)			
P_2 (kPa)	۷۰۰	۷۰۰	۶۹۹/۳
T_{EV} (°C)	۹۲/۳۸	۱۳۶/۳	۱۳۳/۵
ΔT_{EV} (°C)	۱۰/۰۹	۱۰/۲۲	۱۱/۹۵
\dot{W}_{net} (kW)	۱۹۴۲۰	۲۲۵۸۵	۲۲۶۳۶
η_{th} (%)	۱۶/۶۱	۱۹/۳۲	۱۹/۳۶
η_{ex} (%)	۶۳/۶۹	۷۴/۰۷	۷۴/۲۳
$\dot{E}x_{D,tot}$ (kW)	۸۳۷۶	۶۷۰۵	۶۶۹۳
آرایش (ب)			
P_2 (kPa)	۶۹۹/۸	۶۹۹/۳	۶۹۹/۹
P_{12} (kPa)	۱۵۶	۱۶۹/۸	۱۷۴/۸
T_{EV} (°C)	۶۵/۲۷	۶۷/۳۹	۶۶/۶۴
ΔT_{EV} (°C)	۱۰	۱۰/۰۲	۱۰/۰۲
\dot{W}_{net} (kW)	۲۰۵۹۱	۲۰۶۵۹	۲۰۶۷۸
η_{th} (%)	۱۷/۶۱	۱۷/۶۷	۱۷/۶۹
η_{ex} (%)	۶۷/۵۳	۶۷/۷۵	۶۷/۸۱
$\dot{E}x_{D,tot}$ (kW)	۷۷۱۲	۷۷۴۵	۷۸۶۴
آرایش (ج)			
P_2 (kPa)	۱۰۶۰	۱۰۶۲	۱۰۲۳
P_{12} (kPa)	۶۴۸	۶۹۸/۷	۷۰۰
T_{EV} (°C)	۹۲/۰۶	۱۰/۱/۱	۱۲۹/۱
ΔT_{EV} (°C)	۱۰/۱/۱	۱۰/۰۴	۱۰
\dot{W}_{net} (kW)	۱۹۹۵۰	۲۰۵۰۰	۲۳۰۸۴
η_{th} (%)	۱۷/۰۶	۱۷/۵۳	۱۹/۷۴
η_{ex} (%)	۶۵/۴۳	۶۷/۲۳	۷۵/۷
$\dot{E}x_{D,tot}$ (kW)	۷۸۰۸	۷۷۸۴	۶۲۵۰
آرایش (د)			
P_2 (kPa)	۱۰۷۲	۱۰۷۲	۱۰۷۲
P_{14} (kPa)	۷۴۷	۸۴۹/۶	۹۱۰/۶
P_{12} (kPa)	۵۰۵/۴	۷۰۰	۶۵۵/۳
T_{EV} (°C)	۸۵/۸۶	۱۰/۱/۸	۱۳۳/۸
ΔT_{EV} (°C)	۱۰	۱۰	۱۰
\dot{W}_{net} (kW)	۲۰۰۳۱	۲۰۵۴۱	۲۳۰۷۳
η_{th} (%)	۱۷/۱۳	۱۷/۵۷	۱۹/۷۳
η_{ex} (%)	۶۵/۶۹	۶۷/۳۶	۷۵/۶۷
$\dot{E}x_{D,tot}$ (kW)	۸۰۷۱	۸۰۶۴	۶۸۶۹



شکل ۱۲- تاثیر فشار جداساز اول روی آرایش (د)



شکل ۱۳- تاثیر فشار جداساز دوم روی آرایش (د)



شکل ۱۴- تاثیر فشار جداساز سوم روی آرایش (د)

۲-۶- نتایج بهینه‌سازی

نتایج بهینه‌سازی برای سه سیال عامل، نسبت به فشار جداسازها، دمای اواپراتور و اختلاف دمای تنگش اواپراتور برای چرخه‌های ترکیبی در جداول ۴ ارائه شده است. با توجه به نتایج بهینه‌سازی برای همه‌ی آرایش‌ها، سیال ایزوبوتان نتایج بهتری از لحاظ توان خالص تولیدی، بازده انرژی و

جدول ۵- نتایج مقایسه کار حاضر با منبع [۱۸]

η_{ex} (%)	η_{th} (%)	\dot{W}_{net} (kW)
۵۳/۳۸	۱۴/۳۵	۱۷۱۱۲
۶۴/۱	۱۶/۷۲	۱۹۵۴۶

- برای همه‌ی آرایش‌ها ایزوبوتان نتایج بهتری را نسبت به سیال‌های دیگر به لحاظ بازدهای حرارتی و اگزرژی از خود نشان داد.
- برای هر چهار آرایش مورد بررسی به ازای افزایش فشار جداساز اول تا فشار جداساز اول، مقدار توان تولیدی خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی افزایش پیدا می‌کند.
- بهترین نتایج برای آرایش تبخیر آبی دو مرحله‌ای نوع دوم-باینری دو چاهه و سیال عامل ایزوبوتان حاصل شد، برای حالت بهینه برای این آرایش، توان خالص ۲۳۰۸۴ کیلووات، بازده حرارتی ۱۹/۷۴ درصد، بازده اگزرژی ۷۵/۷ درصد و تخریب اگزرژی ۶۲۵۰ کیلووات حاصل شد.
- نتایج نشان می‌دهد که هر چهار آرایش مورد بررسی نتایج بهتری را از لحاظ توان تولیدی خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی نسبت به مطالعه گذشته از خود نشان می‌دهد.

۸- سیستم واحدها

\dot{E}_x	نرخ تخریب اگزرژی، kW
h	آنتالپی مخصوص، kJ/kg
\dot{m}	نرخ دبی، kg/s
p	فشار، kPa
s	آنتروپی مخصوص، kJ/kgK
T	دما، °C
\dot{W}_{net}	توان خالص، kW
D	زیر نویس
HPT	توربین فشار بالا

اگزرژی از خود نشان داده است. برای چرخه‌ی تبخیر آبی تک مرحله‌ای-باینری در حالت بهینه توان تولیدی، بازده حرارتی، بازده اگزرژی و تخریب اگزرژی به ترتیب مقادیر بیشینه‌ی ۲۲۶۳۶kW، ۱۹/۳۶٪، ۷۴/۲۳٪ و ۶۶۹۳ kW محاسبه شدند. همچنین نتایج بهینه نشان می‌دهد که در صورت استفاده از ایزوبوتان، آرایش تبخیر آبی دو مرحله‌ای نوع دوم-باینری نتایج بهتری را نسبت به نوع اول تبخیر آبی دو مرحله‌ای و سایر آرایش‌ها از خود نشان می‌دهد. در این حالت برای حالت بهینه برای این آرایش، توان خالص ۲۳۰۸۴ کیلووات، بازده حرارتی ۱۹/۷۴ درصد، بازده اگزرژی ۷۵/۷ درصد و تخریب اگزرژی ۶۲۵۰ کیلووات حاصل شد. همچنین برای آرایش تبخیر آبی سه مرحله‌ای-باینری در حالت بهینه توان خالص تولیدی ۲۳۰۷۳ کیلووات، بازده حرارتی ۱۹/۷۳٪، بازده اگزرژی ۷۵/۶۷٪ و تخریب اگزرژی ۶۸۹۶ کیلووات محاسبه شده‌اند. همچنین در حالت بهینه در این حالت ۸۱/۲۷٪ انرژی از طریق چاه‌های زمین گرمایی اتلاف شده‌اند. به منظور بررسی و مقایسه توان خالص، راندمان حرارتی و اگزرژی چرخه‌های مطرح شده در این مقاله با چرخه‌ی تبخیر آبی دو مرحله‌ای با رانکین آبی موجود در [۱۸]، در جدول ۵ مقایسه شد، در این مقایسه دمای کندانسورها ۴۰ درجه سلسیوس و دمای نقطه تنگش ۵ درجه سلسیوس مطابق آن مطالعه در نظر گرفته شد. طبق نتایج موجود در جداول ۵ چرخه پیشنهادی در حالت بهینه عملکرد بهتری را در حالت بهینه از خود نشان داد.

۷- نتیجه گیری

در این تحقیق یک بررسی جامع برای چاه‌های زمین گرمایی سبلان، آرایش‌های جدید پیشنهاد و مورد بررسی پارامتریک و بهینه‌سازی قرار گرفت، نتایج زیر در این بررسی حاصل شدند:

- feasibility study of a binary geothermal power plant. *Energ Convers Manage* 103: 639-649.
- [12] Ates HK, Serpen U (2016) Power plant selection for medium to high enthalpy geothermal resources of Turkey. *Energ* 102: 287-301.
- [13] Fallah M, Ghiasi RA, Mokarram NH (2018) A comprehensive comparison among different types of geothermal plants from exergy and thermoeconomic points of view. *Therm Sci Eng Prog* 5: 15-24.
- [14] Ratlamwala T, Dincer I (2012) Comparative efficiency assessment of novel multi-flash integrated geothermal systems for power and hydrogen production. *Appl Therm Eng* 48: 359-366.
- [15] Noorollahi Y, Shabbir MS, Siddiqi AF, Ilyashenko LK, Ahmadi E (2019) Review of two decade geothermal energy development in Iran, benefits, challenges, and future policy. *Geothermics* 77: 257-266.
- [16] Jalilinasrabad S, Itoi R, Valdimarsson P, Saevarsdottir G, Fujii H (2012) Flash cycle optimization of Sabalan geothermal power plant employing exergy concept. *Geothermics* 43: 75-82.
- [17] Bina SM, Jalilinasrabad S, Fujii H (2017) Thermo-economic evaluation of various bottoming ORCs for geothermal power plant, determination of optimum cycle for Sabalan power plant exhaust. *Geothermics* 70: 181-191.
- [18] Aali A, Pourmahmoud N, Zare V (2017) Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of a novel combined flash-binary cycle for Sabalan geothermal power plant in Iran. *Energ Convers Manage* 143: 377-390.
- [19] Abdolalipouradl M, Khalilarya Sh, Jafarmadar S (2018) Exergy analysis of a new proposal combined cycle from Sabalan geothermal source. *Modares Mechanical Engineering* 18: 11-22. (In Persian)
- [20] Abdolalipouradl M, Khalilarya Sh, Jafarmadar S (2018) The Thermodynamic Analysis of a Novel Integrated Transcritical CO₂ with Kalina 11 Cycles from Sabalan Geothermal Wells. *Modares Mechanical Engineering* 19: 335-346. (In Persian)
- [21] Abdolalipouradl M, Khalilarya Sh, Jafarmadar S (2019) Exergoeconomic analysis of a novel integrated transcritical CO₂ and Kalina 11 cycles from Sabalan geothermal power plant. *Energ Convers Manage* 195: 420-435.
- [22] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M (1996) Thermal design and optimization. John Wiley & Sons.
- [23] Klein S, Alvarado F (2013) EES—Engineering Equation Solver. F-Chart Software. Version 4.496.
- توربین فشار میانی IPT
- توربین فشار پایین LPT
- نقطه تنگش PP
- ۹- مراجع**
- [1] Lund JW, Freeston DH, Boyd TL (2005) Direct application of geothermal energy. *Worldwide Review, Geothermics* 34(6): 691-727.
- [2] Chamorro CR, Mondéjar ME, Ramos R, Segovia JJ, Martín MC, Villamañán MA (2012) World geothermal power production status: Energy, environmental and economic study of high enthalpy technologies. *Energ* 42(1): 10-18.
- [3] Yari M (2010) Exergetic analysis of various types of geothermal power plants. *Renew Energ* 35(1): 112-121.
- [4] Zhang X, He M, Zhang Y (2012) A review of research on the Kalina cycle. *Renew Sust Energ Rev* 16(7): 5309-5318.
- [5] Bao J, Zhao L (2013) A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renew Sust Energ Rev* 24: 325-342.
- [6] Shengjun Z, Huaixin W, Tao G (2011) Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation. *Appl Energ* 88(8): 2740-2754.
- [7] Zare V (2015) A comparative exergoeconomic analysis of different ORC configurations for binary geothermal power plants. *Energ Convers Manage* 105: 127-138.
- [8] Pasek AD, Soelaiman TF, Gunawan C (2011) Thermodynamics study of flash-binary cycle in geothermal power plant. *Renew Sust Energ Rev* 15(9): 5218-5223.
- [9] Shokati N, Ranjbar F, Yari M (2015) Comparative and parametric study of double flash and single flash/ORC combined cycles based on exergoeconomic criteria. *Appl Therm Eng* 91: 479-495.
- [10] Shokati N, Ranjbar F, Yari M (2015) Exergoeconomic analysis and optimization of basic, dual-pressure and dual-fluid ORCs and Kalina geothermal power plants: A comparative study. *Renew Energ* 83: 527-542.
- [11] Budisulistyo D, Krumdieck S (2015) Thermodynamic and economic analysis for the pre-

cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source. Energy 83: 712-722.

[24] Yari M, Mehr A, Zare V, Mahmoudi S, Rosen M (2015) Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine