

پیشنهاد و تحلیل ترمودینامیکی چرخه‌ی جدید برای تولید توان از چاه‌های زمین‌گرمایی سبلان

امین عالی

نادر پور محمود

وحید زارع*

دانشجوی دکترا، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی ارومیه، ایران

استاد، دانشکده فنی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی ارومیه، ارومیه، ایران

چکیده

سیال خروجی از چاه‌های زمین‌گرمایی در یک منطقه دارای اختلاف دما و فشار می‌باشد. در این مقاله یک چرخه جدید ترکیبی تبخیر آبی-باینری با در نظر گرفتن اختلاف فشار و دمای چاه‌های زمین‌گرمایی برای تولید توان از منابع انرژی زمین‌گرمایی منطقه سبلان در ایران پیشنهاد شده است. برای چرخه باینری چهار سیال عامل مناسب در نظر گرفته شده، چرخه پیشنهادی با نرم‌افزار EES با استفاده از داده‌های واقعی چاه‌های زمین‌گرمایی سبلان مورد تحلیل قرار گرفته و مقادیر فشار بهینه برای دو مخزن تبخیر آبی محاسبه شده است. نتایج نشان می‌دهد برای دستیابی به حداکثر بازده حرارتی و توان خروجی، فشار بهینه برای مخزن انبساط اول ۸۰۰ kPa و برای مخزن انبساط دوم ۹۲ kPa می‌باشد. همچنین نتایج نشان می‌دهد که سیال R141b به‌عنوان مناسب‌ترین سیال برای چرخه باینری انتخاب شده و برای این سیال عامل، توان خالص تولیدی چرخه پیشنهادی ۱۷/۱۱ مگاوات محاسبه شده است. برای مقایسه عملکرد چرخه پیشنهادی با چرخه پیشنهادی در پژوهش قبلی برای منابع زمین‌گرمایی سبلان، با در نظر گرفتن شرایط چاه فرض شده در آن پژوهش، نتایج نشان می‌دهد که توان خالص تولیدی چرخه پیشنهادی در این مقاله ۲۶/۳ درصد بیشتر است.

واژه‌های کلیدی: انرژی زمین‌گرمایی، منابع زمین‌گرمایی سبلان، نیروگاه زمین‌گرمایی، چرخه تولید توان، تحلیل ترمودینامیکی.

Proposal and Analysis of a New Cycle for Power Generation from Sabalan Geothermal Wells

A. Aali

N. Pourmahmood

V. Zare

Faculty of Mechanical Engineering, Urmia university of Technology, Urmia, Iran

Department of Mechanical Engineering, Urmia university, Urmia, Iran

Faculty of Mechanical Engineering, Urmia university of Technology, Urmia, Iran

Abstract

The wellhead pressure and temperature in the geothermal wells at a region are different. In this paper a new combined flash-binary cycle, considering the temperature and pressure differences of wells, for power generation from geothermal wells of Sabalan region in Iran, is proposed. Four appropriate working fluids are considered for the binary cycle and the proposed system is analyzed thermodynamically by the EES software using the real data of sabalan geothermal wells and the optimum pressure values are calculated for two flash chambers. The results show that to achieve the maximum output power, the optimum pressure for the first flash chamber is 800 kPa and for the second flash chamber is 92 kPa. Also, the results indicate that, among the considered working fluids for the binary system, R141b is the best fluid. For this working fluid the net output power of the proposed cycle is calculated as 17.11 MW. To compare the performance of the proposed cycle by cycle proposed in the previous research for geothermal sources of Sabalan by considering the well conditions as previous research, the results show that the net output power of the proposed cycle in this paper is 26.3 % higher than the corresponding value obtained for Sabalan geothermal sources in a previous research.

Keywords: Geothermal energy, Sabalan geothermal sources, Geothermal power plant, Power generation cycle, Thermodynamic analysis.

۱- مقدمه

مقایسه‌ی عملکرد دوچرخه توان زمین‌گرمایی تبخیر دومرحله‌ای و ترکیب تبخیر تک‌مرحله‌ای و باینری با چهار سیال آبی مختلف برای چرخه باینری پرداخته‌اند. ژاو و همکاران [۴] به تحلیل ترمودینامیکی اقتصادی یک چرخه ترکیبی تولید توان و خنک کاری با منبع انرژی زمین‌گرمایی پرداخته‌اند و مقادیر بهینه چند پارامتر کلیدی شامل فشار مخزن انبساط و فشار ورودی و خروجی توربین چرخه باینری را برای دستیابی به بیشترین بازده حرارتی به دست آورده‌اند. مختاری و همکاران [۵] در تحقیقی به تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی چرخه رانکین زمین‌گرمایی با مبادله کن گرمایی دو لوله‌ی هم‌محور پرداخته‌اند و مقادیر بهینه‌ی نسبت قطر مبادله کن گرمایی، فشار چگالنده و فشار و دمای سیال آبی را برای دستیابی به مناسب‌ترین

توجه به انرژی غیر وارداتی و متفاوت از سوخت فسیلی و همچنین فاکتورهای زیست‌محیطی باعث شده که امروزه در جهان توجه زیادی به انرژی‌های تجدید پذیر معطوف شود. انرژی زمین‌گرمایی انرژی تجدید پذیری است که محدود به فصل، زمان و شرایط خاصی نبوده و بدون وقفه قابل بهره‌برداری است. همچنین قیمت تمام‌شده برق در نیروگاه‌های زمین‌گرمایی با برق تولیدی از سایر نیروگاه‌های متعارف قابل‌رقابت بوده و از انواع دیگر انرژی‌های نو به‌مراتب ارزان‌تر است [۱ و ۲]. در سال‌های اخیر مطالعات زیادی بر روی بررسی و بهینه‌سازی چرخه‌های نیروگاه‌های زمین‌گرمایی انجام شده است. شوکتی و همکاران [۳] در پژوهشی به بررسی ترمودینامیکی و

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: v.zare@uut.ac.ir

راندمان اگزرژی و اقتصادی به دست آورده‌اند. بیلماز و همکاران [۶] یک چرخه ترکیبی تبخیر تک‌مرحله‌ای-باینری را که به‌منظور تولید هیدروژن به کار می‌رود مورد تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی قرار داده‌اند. پریس و همکاران [۷] در یک تحقیق تجربی تأثیر نسبت فشار و راندمان توربین را بر روی توان تولیدی یک چرخه باینری که برای تولید توان از منابع گرمایی دمایی استفاده می‌شود بررسی کرده‌اند. زاروک و همکاران [۸] با بررسی داده‌های استخراج‌شده از ۹۴ نیروگاه زمین‌گرمایی، روابطی را برای بیان راندمان حرارتی نیروگاه برحسب انتالپی سیال خروجی از چاه‌های زمین‌گرمایی به دست آورده‌اند. رایموند و همکاران [۹] با اضافه کردن مبادله کن گرمایی به چرخه تبخیر دو مرحله‌ای به‌منظور تقویت توان تولیدی چرخه، شش حالت مختلف گرمایش داخلی را مورد بررسی و بهینه‌سازی ترمودینامیکی قرار داده‌اند. استوان و همکاران [۱۰] در تحقیقی سه‌چرخه جدید رانکین با سیال عامل آلی^۱ شامل چرخه زیربحرانی، چرخه سه وجهی و چرخه گذر بحرانی را برای محدوده دمای منبع ۱۰۰ تا ۳۰۰ درجه سلسیوس مورد بررسی ترمودینامیک قرار داده‌اند. نتایج این تحقیق نشان داده است که فقط در دماهای پایین چرخه زیربحرانی امکان بهبود راندمان دارد. کسکون و همکاران [۱۱] در تحقیقی به تحلیل اگزرژی و بهینه‌سازی ترمودینامیک چند نوع چرخه زمین‌گرمایی از جمله چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای، باینری، ترکیب تبخیری-باینری و کالینا پرداخته‌اند. تحلیل اقتصادی این چرخه‌ها نشان داده است که دوره برگشت سرمایه برای چرخه انبساط دو مرحله‌ای و کالینا ۵/۸ سال، برای چرخه ترکیبی ۸/۳ سال و برای چرخه باینری ۹ سال است. در تحقیقی که توسط یانگ و همکاران [۱۲] انجام گرفته بهینه‌سازی اقتصادی چرخه رانکین گذر بحرانی با سه سیال عامل CO₂، R41 و R125 برای منابع زمین‌گرمایی انجام شده است. از هر دو لحاظ نقطه بهینه اقتصادی و ترمودینامیکی سیال R125 نتایج بهتری نسبت به دو سیال دیگر داده است. در تحقیقی که توسط رونالد دیپپو [۱۳] انجام شده راندمان ترمودینامیکی نیروگاه‌های زمین‌گرمایی لاردلروی ایتالیا و ویراکی نیوزلند بررسی شده است و راندمان انواع مختلف نیروگاه‌های زمین‌گرمایی با نیروگاه‌های فسیلی مقایسه شده است. قاسمی و همکاران [۱۴] در مقاله‌ای به بهینه‌سازی چرخه باینری زمین‌گرمایی در دو حالت الف) با مبادله کن بازیاب و ب) بدون مبادله کن بازیاب پرداخته‌اند. در این پژوهش پیشنهاد شده است که برای مکان‌هایی که دمای هوای محیط پایین است سیال ورودی توربین بخار اشباع با فشار بالا و برای مکان‌هایی که دمای هوا بالا است سیال ورودی توربین مافوق گرم باشد. جلیلی نصرآبادی [۱۵] در تحقیقی راندمان چرخه تبخیر آبی یک مرحله‌ای و دو مرحله‌ای را برای شرایط نیروگاه زمین‌گرمایی سبلان بررسی کرده است. تحلیل چرخه‌های مورد نظر نشان داده که توان خالص خروجی نیروگاه برای چرخه تک‌مرحله‌ای می‌تواند به ۳۱ مگاوات برسد در صورتی که فشار در مخزن فلش برابر ۵/۵ بار باشد. برای چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای توان خالص می‌تواند به مقدار ۴۹/۷ مگاوات برسد در صورتی که فشار در مخزن فلش فشار بالا و پایین به ترتیب ۷/۵ و ۱/۱ بار باشند. یاری در تحقیقی [۱۶] به تحلیل اگزرژی چرخه‌های مختلف زمین‌گرمایی از جمله چرخه

باینری ساده، چرخه باینری با مبادله کن گرمايي داخلی، چرخه باینری بازیاب، چرخه تبخیر آبی تک‌مرحله‌ای، تبخیر آبی دو مرحله‌ای و ترکیب باینری-تبخیری پرداخته است. زارع [۱۷] در تحقیقی به بررسی و مقایسه ترمودینامیکی و اگزرژی‌اکنومیکی سه‌چرخه باینری ساده، سیکل باینری با مبادله کن گرمايي داخلی و سیکل باینری بازیاب برای سه سیال عامل شناخته شده R245fa، R152a و n-Pentane پرداخته است. نتایج این تحقیق نشان داده است که چرخه باینری با مبادله کن گرمايي داخلی دارای بیشترین راندمان حرارتی است. همچنین چرخه باینری ساده از لحاظ اقتصادی مناسب‌ترین گزینه است. در تحقیق دیگری عامری و همکاران [۱۸] به تحلیل و بهینه‌سازی چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای برای شرایط نیروگاه سبلان پرداخته‌اند. از نتایج مهم این تحقیق این است که چرخه تبخیر دو مرحله‌ای اقتصادی‌تر از تک‌مرحله‌ای برای شرایط زمین‌گرمایی سبلان است. در تحقیقات انجام شده چاه‌های زمین‌گرمایی به‌صورت واحد در نظر گرفته شده‌اند. در این مقاله اختلاف دما و فشار چاه‌ها در نظر گرفته شده و با توجه به آن ترکیب چرخه‌ی جدیدی پیشنهاد شده است.

۲- توصیف چرخه جدید پیشنهادی

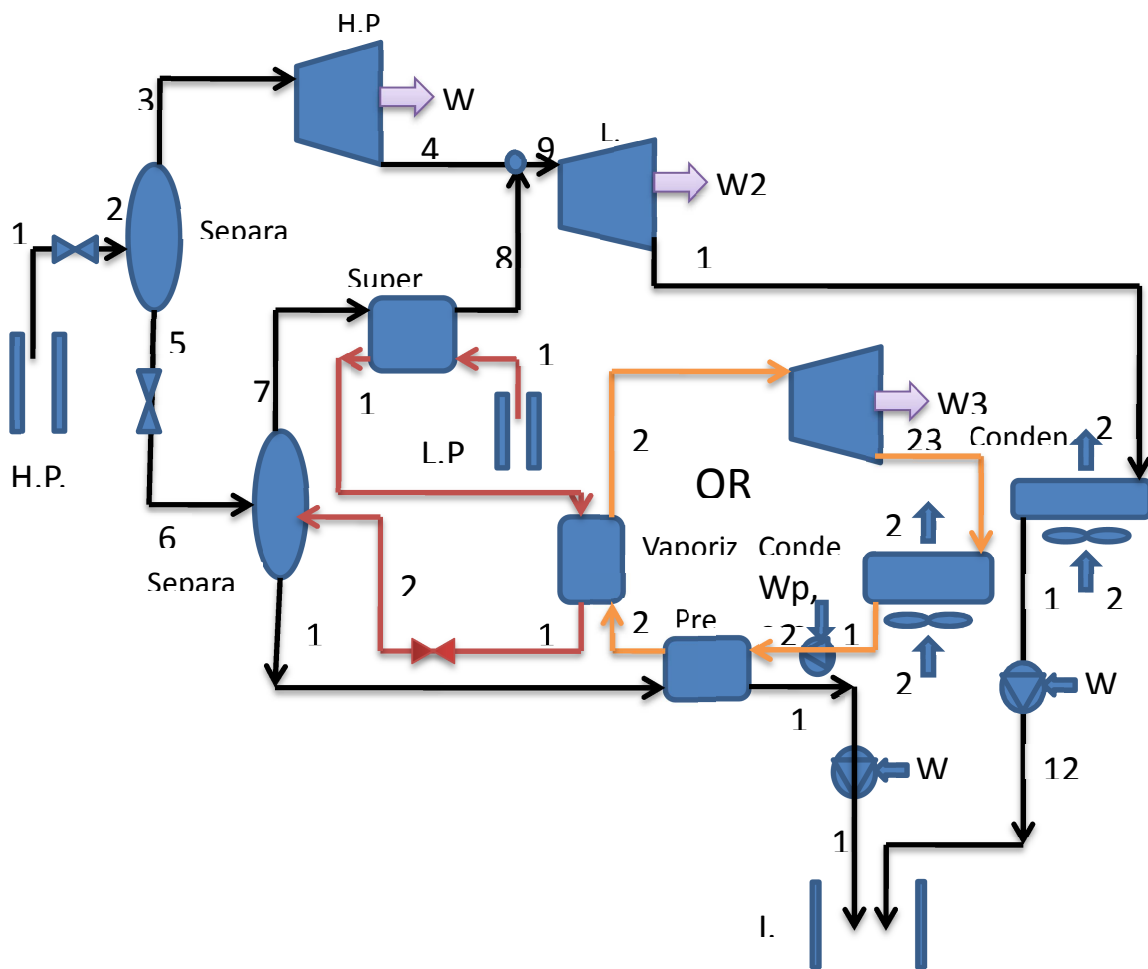
با توجه به شرایط ترمودینامیکی سیال خروجی از چاه زمین‌گرمایی که برای هر منطقه منحصر به فرد است، می‌توان با استفاده از چرخه‌های مختلف ترمودینامیکی این انرژی را به انرژی مکانیکی تبدیل کرد. در این پژوهش با در نظر گرفتن اختلاف دما و فشار چاه‌ها برای منابع انرژی زمین‌گرمایی سبلان در ایران چرخه جدیدی پیشنهاد و تحلیل شده است. طرحواره چرخه پیشنهادی در شکل (۱) نشان داده شده است. در این چرخه، مطابق با شرایط چاه‌های منطقه سبلان، این چاه‌ها به دو گروه چاه‌های فشار پایین و فشار بالا تقسیم‌بندی شده است. سیال خروجی از چاه‌های فشار بالا بعد از منبسط شدن و جداسازی بخار از مایع وارد توربین فشار بالا می‌شود. سیال خروجی از چاه‌های فشار پایین برای مافوق گرم کردن سیال خروجی مخزن تبخیر دوم و همچنین تبخیر سیال چرخه باینری استفاده می‌شود. بدین ترتیب بخار آب خروجی مخزن تبخیر دوم در یک مبادله کن گرمايي توسط سیال خروجی از چاه‌های فشار پایین مافوق گرم شده و وارد توربین فشار پایین می‌شود. سیال خروجی از چاه‌های فشار پایین پس‌از آن وارد یک مبادله کن گرمايي دیگر شده و باعث تبخیر سیال چرخه باینری می‌شود. سیال چرخه باینری قبل از تبخیر شدن، در یک مبادله کن دیگر توسط مایع گرم جدا شده از مخزن تبخیر دوم پیش گرم می‌شود. سپس خروجی‌ها به درون زمین تزریق می‌شوند.

۳- تحلیل ترمودینامیکی و فرضیات

در تحلیل ترمودینامیکی چرخه پیشنهادی فرضیات زیر در نظر گرفته شده است [۱۵ و ۱۹]:

- ۱- سیستم در شرایط پایا کار می‌کند.
- ۲- توربین و پمپ دارای راندمان آیزوتروپیک می‌باشند.

¹ Organic Rankine Cycle (ORC)



شکل ۱- شماتیک چرخه‌ی جدید پیشنهادی

$$\eta_p = \frac{v_{in}(P_{out} - P_{in})}{h_{out} - h_{in}} \quad (6)$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}(h_{out} - h_{in}) \quad (7)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_p \quad (8)$$

در جدول ۱ فهرست روابط استفاده شده برای تحلیل ترمودینامیکی چرخه مورد نظر ارائه شده است. هرکدام از اجزای چرخه به‌عنوان یک حجم کنترل در نظر گرفته شده و موازنه جرم و انرژی برای آن نوشته شده است. سپس چرخه پیشنهادی با نرم‌افزار EES مورد تحلیل قرار گرفته است.

۴- اعتبار سنجی مدل

به منظور اعتبار سنجی مدل‌سازی و نتایج به‌دست‌آمده، نتایج حاصل از تحقیق حاضر با نتایج پژوهش‌های معتبر قبلی، برای دو بخش باینری و انبساط دومرحله‌ای مقایسه شده است. در شکل ۲ نمودار توان تولیدی چرخه باینری بر اساس دمای ورودی توربین با شرایط دمای منبع زمین‌گرماهی ۱۲۰ درجه سلسیوس و دبی جرمی ۱۰۰-kg/s با سیال عامل ایزوبوتان، با نتایج به‌دست‌آمده توسط زارع [۱۷] مقایسه شده است.

- ۳- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف‌نظر می‌شود.
- ۴- فرایند تبخیر آبی (فلش) به‌صورت آنتالپی ثابت انجام می‌شود.
- ۵- از خواص ترمودینامیکی آب برای سیال خروجی چاه‌های زمین‌گرماهی استفاده می‌شود.
- ۶- فشار محیط برابر ۱۰۰-kPa و دمای محیط ۱۰ °C در نظر گرفته می‌شود.
- ۷- راندمان توربین برابر ۸۵٪ و راندمان پمپ برابر ۹۰٪ در نظر گرفته می‌شود.
- موازنه جرم و انرژی و همچنین راندمان حرارتی چرخه را با در نظر گرفتن فرضیات ذکر شده برای حجم کنترل می‌توان به‌صورت زیر نوشت [۱۹]:

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

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (2)$$

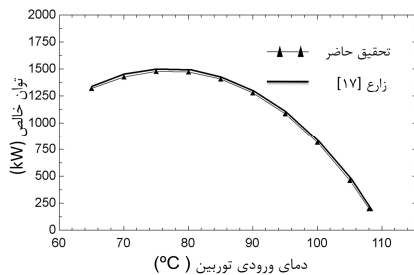
$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{geo}(h_{geo} - h_0)} \quad (3)$$

$$\eta_T = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out,s}} \quad (4)$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_{in} - h_{out}) \quad (5)$$

جدول ۱- روابط مربوط به موازنه انرژی برای اجزاء چرخه پیشنهادی

جزء	روابط انرژی
مخزن فلش ۱	$h_2 = h_1, h_3 = h_{2,g}, h_5 = h_{2,f}$
مخزن فلش ۲	$h_6 = h_5, h_7 = h_{6,g}, h_{13} = h_{6,f}$
توربین فشار بالای فلش	$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}}, \dot{W}_{T,HP} = \dot{m}_3(h_3 - h_4)$
توربین فشار پایین فلش	$\eta_T = \frac{h_9 - h_{10}}{h_9 - h_{10,s}}, \dot{W}_{T,LP} = \dot{m}_9(h_9 - h_{10})$
مبادله کن مافوق گرم‌کننده سیکل فلش	$\dot{m}_7(h_8 - h_7) = \dot{m}_{16}(h_{16} - h_{17})$
مبادله کن تبخیرکننده سیکل باینری	$\dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) = \dot{m}_{OF}(h_{22} - h_{21})$
مبادله کن پیش گرم‌کننده سیکل باینری	$\dot{m}_{13}(h_{13} - h_{14}) = \dot{m}_{OF}(h_{21} - h_{20})$
توربین سیکل باینری	$\eta_T = \frac{h_{22} - h_{23}}{h_{22} - h_{23,s}}, \dot{W}_{T,OF} = \dot{m}_{OF}(h_{22} - h_{23})$
چگالنده سیکل باینری	$\dot{Q}_{c,OF} = \dot{m}_{23}(h_{23} - h_{19})$
چگالنده سیکل فلش	$\dot{Q}_{c,f} = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11})$
پمپ سیکل باینری	$\eta_p = \frac{v_{19}(P_{20} - P_{19})}{h_{20} - h_{19}}, \dot{W}_{p,OF} = \dot{m}_{OF}(h_{20} - h_{19})$
پمپ سیکل فلش	$\eta_p = \frac{v_{11}(P_{12} - P_{11})}{h_{12} - h_{11}}, \dot{W}_{p,f} = \dot{m}_{11}(h_{12} - h_{11})$



شکل ۲- مقایسه نتایج مدل‌سازی قسمت باینری چرخه با نتایج پژوهش زارع [۱۷]

قسمت فلش چرخه نیز به‌منظور مقایسه با نتایج پژوهش باری [۱۶]، با تغییر پارامترهای سیال سر چاه مطابق آن پژوهش، مورد تحلیل قرار گرفته و نتایج در جدول ۲ مقایسه شده‌اند. نتایج نشان داده شده در شکل (۲) و جدول (۲) حاکی از مطابقت قابل قبول نتایج کار حاضر با نتایج تحقیقات پیشین می‌باشد.

۵- نتایج و بحث

دو چاه زمین‌گرمایی سیلان مراحل تست را با موفقیت به پایان رسانده و اطلاعات ترمودینامیکی این دو چاه مطابق جدول ۳ گزارش شده است. در تحلیل چرخه پیشنهادی، از این اطلاعات واقعی استفاده شده است.

چرخه پیشنهادی با نرم‌افزار EES برای چهار سیال ثانویه R123 و R141b، n-pentane، isobutane از دیدگاه قانون اول ترمودینامیک مورد تحلیل قرار گرفته است. دلیل انتخاب این چهار سیال داشتن شاخص‌های مطلوب مانند عدم تخریب لایه‌ی ازن، عدم ایجاد خوردگی، قابلیت دسترسی، داشتن چگالی بالا در هر دو فاز مایع و بخار و همچنین عملکرد مناسب آنها در چرخه‌های زمین‌گرمایی طبق نتایج پژوهش‌های بررسی شده هست [۱۶ و ۲۰]. با توجه به ثابت و معلوم بودن شرایط سیال زمین‌گرمایی خروجی از چاه‌ها، عملکرد این چرخه برحسب دو متغیر تصمیم اصلی، فشار مخزن انبساط اول و دوم، برای دستیابی به حداکثر توان خالص تولیدی بهینه‌سازی شده و نتایج این بهینه‌سازی در جدول (۴) ارائه شده است. همان‌طور که از جدول ۴ مشخص است در صورت استفاده از سیال R141b برای قسمت باینری چرخه، بیشترین توان خالص تولیدی و بیشترین راندمان حرارتی به ترتیب با مقادیر ۱۷/۱۱ مگاوات و ۱۴/۳۵ درصد به دست می‌آید. مقادیر دما، فشار، دبی جرمی و انتالپی سیال در نقاط مختلف چرخه با سیال R141b در جدول ۵ ارائه شده است.

جدول ۲- مقایسه نتایج تحلیل قسمت تبخیر آبی چرخه و نتایج پژوهش یاری [۱۶]

نقطه	تحقیق حاضر			تحقیق یاری [۱۶]		
	انتالپی (kJ/kg)	فشار (kPa)	دما (°C)	انتالپی (kJ/kg)	فشار (kPa)	دما (°C)
۱	۹۹۰	۲۷۹۵	۲۳۰	۹۹۰	۲۷۹۵	۲۳۰
۲	۹۹۰	۶۶۶/۵	۱۶۳	۹۹۰	۶۶۶/۵	۱۶۳
۳	۲۷۶۱	۶۶۶/۵	۱۶۳	۲۷۶۱	۶۶۶/۵	۱۶۳
۴	۲۵۳۲	۹۶/۴	۹۸/۶	۲۵۳۱	۹۶/۴	۹۸/۵۸
۵	۶۸۸/۸	۶۶۶/۵	۱۶۳	۶۸۸/۷	۶۶۶/۵	۱۶۳
۶	۶۸۸/۸	۹۶/۴	۹۸/۶	۶۸۸/۷	۹۶/۴	۹۸/۵۸
۷	۲۶۷۴	۹۶/۴	۹۸/۶	۲۶۷۳	۹۶/۴	۹۸/۵۸
۸	۲۶۷۴	۹۶/۴	-	۲۶۷۳	۹۶/۴	-
۹	۲۵۹۱	۹۶/۴	۹۸/۶	۲۵۹۱	۹۶/۴	۹۸/۵۸
۱۰	۲۳۳۶	۷/۳۸	۴۰	۲۳۳۶	۷/۳۸	۴۰
۱۱	۱۶۷/۵	۷/۳۸	۴۰	۱۶۷/۵	۷/۳۸	۴۰

جدول ۳- خواص ترمودینامیکی چاه‌های زمین‌گرمایی سیلان

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

جدول ۴- پارامترهای (بهینه) عملکرد چرخه برای سیال‌های ثانویه مختلف

پارامترهای سیکل	Isobutane	n-pentane	R123	R141b
توان خالص تولیدی (kW)	۱۶۰۲۶	۱۶۷۶۶	۱۷۰۹۸	۱۷۱۱۲
(%) بازده حرارتی چرخه	۱۳/۴۴	۱۴/۰۶	۱۴/۳۴	۱۴/۳۵
فشار بهینه‌ی مخزن انبساط اول (kPa)	۷۹۹/۸	۸۰۰	۸۰۰	۸۰۰
فشار بهینه‌ی مخزن انبساط دوم (kPa)	۸۰	۱۳۴/۵	۱۱۳/۴	۹۲

ترسیم‌شده است. در نقطه بهینه از فشارهای دو مخزن تبخیر، توان تولیدی چرخه به بیشترین مقدار ممکن می‌رسد. مقادیر این فشارهای بهینه در جدول ۴ برای هر چهار سیال عامل آورده شده است.

در شکل ۶ تأثیر دمای ورودی به توربین چرخه باینری بر روی توان خالص چرخه برای سیال ثانویه R141b نشان داده شده است. مشخص است که هر چه دمای ورودی توربین بیشتر شود توان خالص چرخه نیز افزایش می‌یابد. ولی به دلیل محدودیت دمای سر چاه‌های زمین‌گرمایی، با در نظر گرفتن اختلاف دمای ۱۰ درجه سلسیوس در مبادله کن گرمایی، حداکثر دمای سیال ثانویه ۱۶۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است.

راندمان حرارتی چرخه برحسب فشارهای مخازن تبخیر اول و دوم برای سیال ثانویه R141b در شکل ۷ نشان شده است. همان‌طور که در نمودار مشخص است در نقطه‌ی بهینه از فشارهای دو مخزن تبخیر، راندمان حرارتی چرخه به بیشترین مقدار ممکن می‌رسد. این مقادیر در جدول ۴ آورده شده است.

در شکل ۳ نمودار تغییرات توان خالص تولیدی و راندمان حرارتی چرخه برحسب فشار مخزن تبخیر اول نشان داده شده است. همان‌گونه که مشخص است با افزایش فشار مخزن تبخیر، مقدار توان خالص افزایش یافته و پس از رسیدن به مقدار بیشینه کاهش می‌یابد. حداکثر توان خالص تولیدی چرخه در فشار ۸۰۰-kPa برای مخزن تبخیر اول به دست می‌آید. تأثیر فشار مخزن تبخیر دوم بر روی توان خالص و راندمان حرارتی چرخه در شکل ۴ نشان داده شده است. طبق این نمودار نیز مشخص است که بیشینه توان در فشار ۹۲-kPa برای مخزن تبخیر دوم به دست می‌آید.

هر چه فشار مخازن تبخیر کاهش یابد باعث افزایش میزان بخار ورودی به توربین شده و توان چرخه افزایش می‌یابد ولی در مقابل، فشار ورودی توربین نیز کاهش یافته و باعث کاهش توان چرخه می‌شود. در فشارهای بهینه‌ی ذکرشده، مجموع این دو عامل بهینه‌شده و بیشترین توان چرخه حاصل می‌شود.

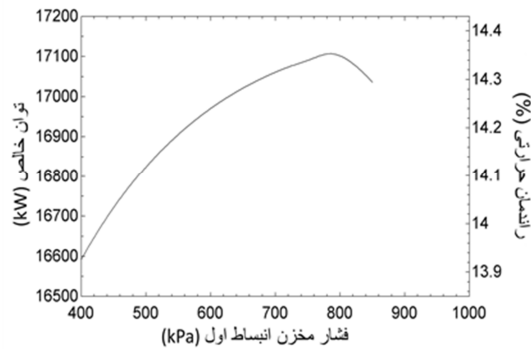
در شکل ۵ نمودارهای توان خالص چرخه برحسب دو پارامتر فشار مخزن تبخیر اول و دوم برای چهار سیال ثانویه در زیر چرخه باینری

جدول ۵- نتایج تحلیل ترمودینامیکی چرخه پیشنهادی با

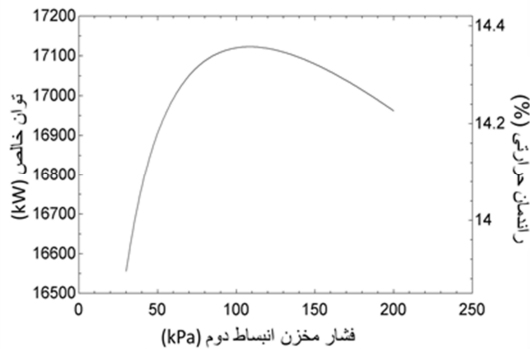
سیال ثانویه R141b

نقطه	سیال	h (kJ/kg)	P (kPa)	T (°C)	\dot{m} (kg/s)
۰	زمین گرمایی	۴۲/۰۸	۱۰۰	۱۰	-
۱	زمین گرمایی	۱۱۵۰	۱۰۷۲	۱۸۳	۵۷
۲	زمین گرمایی	۱۱۵۰	۸۰۰	۱۷۰/۴	۵۷
۳	زمین گرمایی	۲۷۶۹	۸۰۰	۱۷۰/۴	۱۱/۹۴
۴	زمین گرمایی	۲۴۵۸	۹۲	۹۷/۳۲	۱۱/۹۴
۵	زمین گرمایی	۷۲۱/۲	۸۰۰	۱۷۰/۴	۴۵/۰۶
۶	زمین گرمایی	۷۲۱/۲	۹۲	۹۷/۳۲	۴۵/۰۶
۷	زمین گرمایی	۲۶۷۱	۹۲	۹۷/۳۲	۶/۲۵
۸	زمین گرمایی	۲۷۸۶	۹۲	۱۵۵	۶/۲۵
۹	زمین گرمایی	۲۵۷۱	۹۲	۹۷/۳۲	۱۸/۱۹
۱۰	زمین گرمایی	۲۲۷۰	۷/۳۸	۴۰	۱۸/۱۹
۱۱	زمین گرمایی	۱۶۵/۵	۷/۳۸	۴۰	۱۸/۱۹
۱۲	زمین گرمایی	۱۶۷/۶	۱۱۰	۴۰/۰۱	۱۸/۱۹
۱۳	زمین گرمایی	۷۰۴/۷	۹۲	۹۷/۳۲	۹۱/۸۱
۱۴	زمین گرمایی	۳۰۵/۸	۹۲	۷۳/۰۳	۹۱/۸۱
۱۵	زمین گرمایی	۳۰۵/۸	۱۱۰	۷۳/۰۳	۹۱/۸۱
۱۶	زمین گرمایی	۱۱۰۰	۷۰۰	۱۶۵	۵۳
۱۷	زمین گرمایی	۱۰۸۶	۷۰۰	۱۶۵	۵۳
۱۸	زمین گرمایی	۴۰۸/۲	۷۰۰	۹۷/۳۲	۵۳
۱۹	R141b	۸۵/۰۶	۱۳۲/۹	۴۰	۱۵۷/۹
۲۰	R141b	۸۶/۷۴	۱۹۵۰	۴۱/۴	۱۵۷/۹
۲۱	R141b	۱۴۶	۱۹۵۰	۸۷/۳۲	۱۵۷/۹
۲۲	R141b	۳۷۳/۷	۱۹۵۰	۱۵۵	۱۵۷/۹
۲۳	R141b	۳۲۱/۸	۱۳۲/۹	۶۱/۱۵	۱۵۷/۹
۲۴	زمین گرمایی	۴۰۸/۲	۹۲	۹۷/۳۲	۵۳
۲۵	هوا	۲۸۲/۵	۱۰۰	۱۰	۲۵۳۸
۲۶	هوا	۲۹۸/۶	۱۰۰	۲۵	۲۵۳۸
۲۷	هوا	۲۸۲/۵	۱۰۰	۱۰	۲۴۸۲
۲۸	هوا	۲۹۸/۶	۱۰۰	۲۵	۲۴۸۲

به منظور بررسی و مقایسه راندمان حرارتی و توان خالص تولیدی چرخه پیشنهادی در این مقاله با چرخه موجود در پژوهش انجام شده

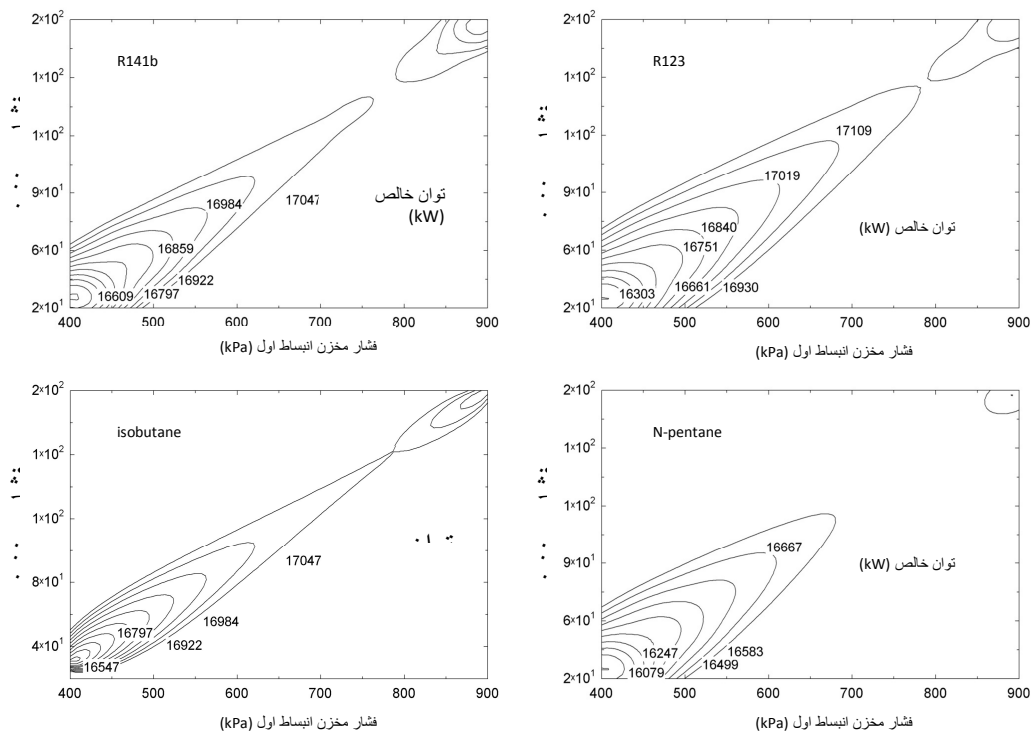


شکل ۳- توان خالص و راندمان حرارتی چرخه برحسب فشار مخزن تبخیر اول

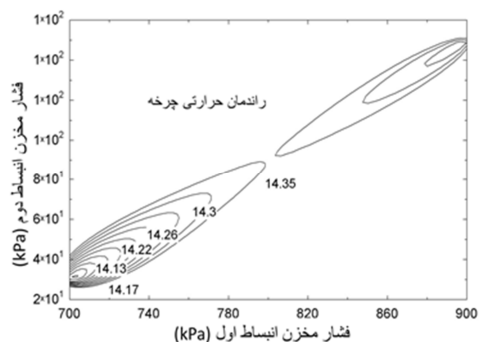


شکل ۴- توان خالص و راندمان حرارتی چرخه برحسب فشار مخزن تبخیر دوم

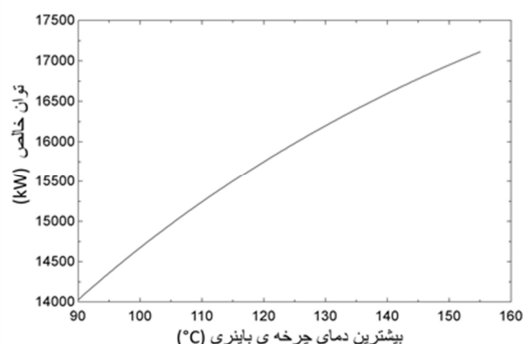
توسط جلیلی نصرآبادی [۱۵] برای منابع زمین گرمایی سبلان، شرایط سیال خروجی از چاه‌ها مطابق آن پژوهش در نظر گرفته شده و نتیجه شده است که توان خالص چرخه‌ی پیشنهادی در مقاله‌ی حاضر ۲۶/۳٪ و راندمان حرارتی آن ۳۱/۸٪ بیشتر از چرخه‌ی پیشنهادی جلیلی هست. در جدول ۶ میزان بهبود چرخه نسبت به چرخه‌ی قبلی نشان داده شده است.



شکل ۵- توان خالص چرخه برحسب دو پارامتر فشار مخازن تبخیر اول و دوم برای چهار سیال ثانویه R123, R141b, isobutane و n-pentane



شکل ۷- راندمان حرارتی چرخه با سیال ثانویه R141b برحسب فشارهای مخزن تبخیر اول و دوم



شکل ۶- توان خالص چرخه برحسب بیشترین دمای سیال ثانویه

جدول ۶- مقایسه‌ی عملکرد چرخه‌ی پیشنهادی با چرخه‌ی قبلی

چرخه پیشنهادی	دمای چاهها (°C)	انتالپی چاهها (kJ/kg)	دبی جرمی چاهها (kg/s)	توان خالص چرخه (kW)	راندمان حرارتی %
پژوهش جلیلی [۱۵]	۱۷۰	۱۰۰۰	۵۰۰	۴۹/۷۸	۹/۹۶
کار حاضر	۱۷۰	۱۰۰۰	۵۰۰	۶۲/۸۹	۱۳/۱۳
درصد بهبود %	-	-	-	۲۶/۳	۳۱/۸

منابع زمین‌گرمایی سیلان با در نظر گرفتن اختلاف دما و فشار چاه‌های زمین‌گرمایی پیشنهاد شده و مورد تحلیل ترمودینامیکی قرار گرفته است. در این تحلیل چهار سیال ثانویه مناسب برای زیر چرخه باینری در نظر گرفته شده و نتیجه شده است که سیال R141b دارای بهترین عملکرد و راندمان هست. محاسبات نشان می‌دهد فشار بهینه برای مخزن تبخیر اول و دوم برای دستیابی به بیشترین توان تولیدی به ترتیب برابر ۸۰۰ و ۹۲ کیلوپاسکال می‌باشند. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که حداکثر توان خالص تولیدی چرخه‌ی پیشنهادی با در نظر گرفتن شرایط واقعی دو چاه زمین‌گرمایی سیلان برابر با ۱۷/۱۱ مگاوات و راندمان حرارتی

۶- نتیجه‌گیری

چاه‌های زمین‌گرمایی سیلان به‌عنوان تنها چاه‌های زمین‌گرمایی حفر شده کشور ایران به‌منظور تولید برق می‌باشند. مطالعات معتبر اندکی بر روی آرایش و انتخاب چرخه مناسب برای تولید توان از این چاه‌ها انجام شده است. در پژوهش‌های قبلی چرخه تبخیر آبی دومرحله‌ای به‌عنوان یکی از گزینه‌های مناسب برای این منابع پیشنهاد شده است. در مقاله حاضر یک چرخه جدید برای تولید توان از

of a CCP (Combined cooling and power) system driven by geothermal source, Energy, 97, pp. 470-487, 2016.

[5] Mokhtari H., Hadiannasab H., Mostafavi M., Ahmdibeni A., Determination of optimum geothermal Rankine parameters utilizing coaxial heat exchanger, Energy, 102, pp. 260-275, 2016.

[6] Yilmaz C., Kanoglu M., Abusoglu A., Exergetic cost evaluation of hydrogen production powered by combined flash-binary geothermal power plant, International journal of hydrogen energy, 40, pp. 14021-14030, 2015.

[7] Peris B., Navarro-Esbri J., Moles F., Collado R., Performance evaluation of an Organic Rankine Cycle (ORC) for power applications from low grade heat sources, Applied Thermal Engineering 75, pp. 763-769, 2015.

[8] Zarrouk S., Moon H., Efficiency of geothermal power plants: A worldwide review, Geothermics, 51, pp. 142-153, 2014.

[9] Raymond Sarr J., Mathieu-Potvin F., Improvement of Double-Flash geothermal power plant design: A comparison of six interstage heating processes, Geothermics, 54, pp. 82-95, 2015.

[10] Lecompte S., Lemmens S., Thermoeconomic comparison of advanced organic rankine cycles, Energy procedia, 61, pp. 71-74, 2014.

[11] Coskun A., Bolatturk A., Thermodynamic and economic analysis and optimization of power cycles for a medium temperature geothermal resource, Energy conversion and management, 78, pp. 39-49, 2014.

[12] Min-Hsiung Y., Rong-Hua Y., Economic performances optimization of the transcritical rankine cycle systems in geothermal applications, Energy conversion and management, 95, pp. 20-31, 2015.

[13] Dipippo R., Geothermal power plants: evolution and performance assessment, Elsevier, Geothermics, 53, pp. 291-307, 2015.

[14] Ghasemi H., M. Paci, Modeling and optimization of a binary geothermal power plant, Elsevier Energy, 50, pp. 412-428, 2013.

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

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

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

[18] 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.

آن برابر ۱۴/۳۵ درصد می‌باشد. همچنین با در نظر گرفتن شرایط سر چاه طبق چرخه‌ی پیشنهادی قبلی، نتیجه شده است که چرخه پیشنهادی در این مقاله، قادر به تولید ۲۶/۳ درصد توان خالص بیشتر (۶۲/۸۹ در مقایسه با ۴۹/۷۸ مگاوات) نسبت به چرخه پیشنهادی قبلی است.

۷- فهرست علائم

آنتالپی مخصوص (kJ/kg)	h
آنتالپی مخصوص در شرایط محیط (kJ/Kg)	h_0
دبی جرمی عبوری از جزء k	\dot{m}_k
دبی جرمی سیال زمین‌گرمایی (kg/s)	\dot{m}_{geo}
فشار (kPa)	P
آهنگ انتقال گرما (kW)	\dot{Q}
انتروپی مخصوص (kJ/kg.K)	s
دما ($^{\circ}C$)	T
حجم مخصوص (m^3/Kg)	v
آهنگ انجام کار (kW)	\dot{W}
توان خالص (kW)	\dot{W}_{net}
کیفیت بخار	x

علائم یونانی

راندمان پمپ	η_P
راندمان توربین	η_T
راندمان حرارتی	η_{th}

زیرنویس‌ها

فلش	f
سیال زمین‌گرمایی	geo
فشار بالا	HP
فشار پایین	LP
سیال ارگانیک (ثانویه)	OF
پمپ	P
توربین	T

۸- مراجع

[1] Dipippo R., Geothermal power plants, principles, applications, case studies and environmental impacts, Second edition, Butterworth-Heinemann, 493, 2007.

[2] Vardimarsson P., Geothermal power plant cycles and main components, UNU-GTP, pp. 16-22, 2011.

[3] 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, 91, pp. 479-495, 2015.

[4] Zhao Y., Wang J., Cao L., Wang Y., Comprehensive analysis and parametric optimization

- [19] Cengel Y., Boles M., Thermodynamics: An engineering approach, 6th ed., New Yoark: McGraw-Hill, 2007.
- [20] Zare V., A comparative thermodynamic analysis of two tri-generation systems utilizing low-grade geothermal energy, Energy Conversion and Management, 118, pp. 264-274, 2016