

تحلیل انرژی پدید آمده یک چرخه برای تولید توان از منابع زمین گرمایی سبلان

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد خلخال، دانشگاه آزاد اسلامی، خلخال، ایران، aali@aukh.ac.ir

استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران، n.pormahmod@gmail.com

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی ارومیه، ارومیه، ایران، v.zare@uut.ac.ir

امین عالی*

نادر پورمحمود

وحید زارع

چکیده

چاه های زمین گرمایی سبلان تنها چاه های زمین گرمایی حفر شده در کشور ایران می باشند. در این مقاله یک چرخه ترکیبی تبخیر آبی-باینری برای تولید توان از این چاه ها، با نرم افزار EES و با استفاده از روش چرخه های ترمودینامیکی مورد تحلیل انرژی پدید آمده گرفته است. نتایج تحلیل انرژی پدید آمده نشان می دهد که تخریب انرژی در چگالنده چرخه رانکین آبی دارای بیشترین مقدار است، سپس چگالنده چرخه فلش، توربین چرخه رانکین آبی و مخزن جدا کننده دوم بیشترین مقدار تخریب انرژی را دارند. نتایج به دست آمده از تحلیل انرژی پدید آمده نشان می دهد که بخش درونزای تخریب انرژی برای همه اجزای چرخه بجز پیش گرمکن بزرگتر از بخش برونزا است و بخش درونزای تخریب انرژی برای کل چرخه بسیار بزرگتر از بخش برونزا است، که نشان می دهد تأثیر برگشت ناپذیری اجزاء بیشتر از تأثیر ناکارآمدی ساختار چرخه است. همچنین کل تخریب انرژی اجتناب پذیر چرخه برابر با مقدار ۴۴۹۱/۸ کیلووات و کل تخریب انرژی اجتناب ناپذیر چرخه برابر با ۵۹۶۴/۰۴ کیلووات است.

واژه های کلیدی: منابع زمین گرمایی سبلان، نیروگاه زمین گرمایی، چرخه تولید توان، تحلیل انرژی پدید آمده، تخریب انرژی.

Advanced exergy analysis of a Cycle for generating power from Sabalan geothermal resources

A. Aali

Department of mechanical engineering, Khalkhal branch, Islamic Azad University, khalkhal, Iran

N. Pormahmoud

Department of mechanical engineering, Urmia University, Urmia, Iran

V. Zare

Department of mechanical engineering, Urmia University of technology, Urmia, Iran

Abstract

Sabalan geothermal wells are the only wells dug-out in Iran. In this paper a combined flash-binary cycle for power production from this wells is analyzed from the viewpoint of advanced exergy with EES software using thermodynamic cycles method. The results of exergy analysis show that the condenser of binary cycle has the highest value of exergy destruction, then the condenser of flash cycle, the turbine of binary cycle and the second separator have the highest value of exergy destruction. The results of advanced exergy show that the endogenous part of the exergy destruction for all components of the cycle are higher than the exogenous part except to preheater and the endogenous part of the exergy destruction for whole cycle is much higher than the exogenous part, which shows that the irreversibility effect of the components is greater than the ineffectiveness of the cycle structure. Also the total avoidable exergy destruction of the cycle is equal to 4491/8 kw and the total avoidable exergy destruction of the cycle is equal to 5964/04 kw.

Keywords Sabalan geothermal resources, Geothermal power plant, Power generation cycle, Advanced exergy analysis. Exergy destruction.

تواند به ۳۱ مگاوات برسد در صورتی که فشار در مخزن انبساط برابر با ۵/۵ بار باشد. برای چرخه تبخیر آبی دو مرحله ای توان خالص می تواند به مقدار ۴۹/۷ مگاوات برسد در صورتیکه فشار در مخزن انبساط فشار بالا و پایین به ترتیب ۷/۵ و ۱/۱ بار باشند. همچنین چرخه تبخیر آبی دو مرحله ای برای چاه های زمین گرمایی سبلان مناسب تشخیص داده شده است. یاری در تحقیقی [۳] به تحلیل انرژی پدید آمده های مختلف زمین گرمایی از جمله چرخه باینری ساده، چرخه باینری با مبادله کن گرمایی داخلی، چرخه باینری بازیاب، چرخه تبخیر آبی تک مرحله ای، تبخیر آبی دو مرحله ای و ترکیب باینری-تبخیری پرداخته است. زارع [۴] در تحقیقی به تحلیل و مقایسه انرژی پدید آمده چرخه باینری ساده، چرخه باینری با مبادله کن گرمایی داخلی و چرخه باینری بازیاب برای سه سیال عامل شناخته شده R152a, R245fa و

۱- مقدمه

افزایش نیاز سالانه به انرژی و مشکلاتی که سوخته های فسیلی دارند باعث شده است که مطالعه بر روی منابع انرژی تجدید پذیر افزایش یابد. یکی از این منابع، منابع زمین گرمایی است. مزیت انرژی زمین گرمایی نسبت به سایر انرژی های تجدید پذیر پیوسته بودن منبع انرژی می باشد [۱]. مطالعات زیادی در پژوهش های اخیر بر روی تحلیل و بهینه سازی عملکرد چرخه های نیروگاه های زمین گرمایی انجام شده است. جلیلی نصر آبادی [۲] در تحقیقی راندمان چرخه تبخیر آبی یک مرحله ای و دو مرحله ای را برای شرایط نیروگاه زمین گرمایی سبلان بررسی کرده است. تحلیل چرخه های مورد نظر نشان داده که توان خالص خروجی نیروگاه برای چرخه تک مرحله ای می

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: aali@aukh.ac.ir

n-Pentane پرداخته است. نتایج این تحقیق نشان داده است که چرخه باینری با مبادله کن گرمایی داخلی دارای بیشترین راندمان حرارتی می باشد. همچنین چرخه باینری ساده از لحاظ اقتصادی مناسب ترین گزینه می باشد. ژاو و همکاران [۵] به تحلیل ترموآکونومیک یک چرخه ترکیبی تولید توان و خنک کاری با منبع انرژی زمین گرمایی پرداخته اند 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 آورده اند. نیکنام و همکاران [۶] در تحقیقی به مدلسازی دینامیکی فرایند باز تزریق در نیروگاه زمین گرمایی لاردولو با چرخه باینری پرداخته اند. نتایج نشان داده که فشار تزریقی بالاتر از سطح اشباع برای تزریق موثر لازم است. ییلماز و همکاران [۷] یک چرخه ترکیبی تبخیر آبی تک مرحله ای-باینری را که از منابع انرژی زمین گرمایی به منظور تولید هیدروژن به کار می رود مورد تحلیل ترموآکونومیک قرار داده اند. مختاری و همکاران [۸] در تحقیقی به تحلیل انرژی و اقتصادی چرخه رانکین زمین گرمایی با مبادله کن گرمایی دو لوله ی هم محور پرداخته اند و مقادیر بهینه ی نسبت قطر مبادله کن گرمایی، فشار چگالنده و فشار و دمای سیال آبی را برای دستیابی به بهترین راندمان انرژی و اقتصادی بدست آورده اند. پریس و همکاران [۹] در یک تحقیق تجربی تاثیر نسبت فشار و راندمان توربین را بر روی توان تولیدی یک چرخه باینری که برای تولید توان از منابع زمین گرمایی دما پایین استفاده می شود بررسی کرده اند. رونالد دیپپو [۱۰] در تحقیقی راندمان حرارتی نیروگاه های زمین گرمایی لاردولو ایتالیا و ایراکی نیوزلند را بررسی کرده است و راندمان نیروگاههای زمین گرمایی را با نیروگاههای سوخت فسیلی مقایسه کرده است. در تحقیقی که توسط یانگ و همکاران [۱۱] انجام گرفته بهینه سازی اقتصادی چرخه رانکین گذر بحرانی با سه سیال عامل CO_2 ، R41 و R125 برای منابع زمین گرمایی انجام شده است. از هر دو لحاظ نقطه بهینه اقتصادی و ترمودینامیکی سیال R125 نتایج بهتری نسبت به دو سیال دیگر داده است. کسکون و همکاران [۱۲] در تحقیقی به تحلیل انرژی و بهینه سازی ترموآکونومیک چند نوع چرخه زمین گرمایی از جمله چرخه تبخیر آبی دو مرحله ای، باینری، ترکیب تبخیری-باینری و کالینا پرداخته اند. تحلیل اقتصادی این چرخه ها نشان داده است که دوره برگشت سرمایه برای چرخه انبساط دو مرحله ای و کالینا ۵/۸ سال، برای چرخه ترکیبی ۸/۳ سال و برای چرخه باینری ۹ سال می باشد. ژاو و همکارش [۱۳] در تحقیقی به بهینه سازی ترموآکونومیک یک چرخه فلش-باینری زمین گرمایی پرداخته اند و مقدار بهینه بهای متوسط واحد انرژی تولیدی کل سیستم را به عنوان تابع هدف برای متغیرهای فشار مخزن فلش و فشار و دمای ورودی توربین باینری بدست آورده اند. وانگ و همکاران [۱۴] در پژوهشی به تحلیل انرژی و بهینه سازی یک چرخه ترکیبی فلش-باینری با منبع حرارتی زمین گرمایی که قسمت باینری آن یک چرخه کالینا می باشد پرداخته اند. در این پژوهش مطالعه پارامتری در مورد تاثیر پارامترهای مختلف چرخه از جمله فشار مخزن فلش، دما و فشار ورودی توربین باینری، نسبت جرمی آمونیاک و کمترین اختلاف دما در تبخیر کننده بر روی راندمان انرژی چرخه انجام شده است. کوراوغلو و همکاران در تحقیقی [۱۵] یک چرخه نیروگاه بخار را مورد تحلیل انرژی پیشرفته

قرار داده و نتیجه گرفته اند که بیشترین تخریب انرژی قابل اجتناب در بویلر است. همچنین توربین ها دارای اهمیت بیشتری نسبت به مبادله کن های گرمایی هستند. در تحقیق دیگری خسروی و همکارانش [۱۶] به تحلیل انرژی پیشرفته یک چرخه ORC با سیال عامل های مختلف پرداخته اند و نتیجه گرفته اند که سیال R123 دارای عملکرد بهتر هم از نظر ترمودینامیکی و هم اقتصادی است. همچنین توربین دارای پتانسیل خوبی برای ارتقای راندمان انرژی است. گوگدیک و همکاران [۱۷] به تحلیل انرژی پیشرفته نیروگاه برکت در دنیزلی ترکیه پرداخته اند. آنها نتیجه گرفته اند که قسمت تخریب انرژی قابل پرهیز برای همه اجزا به جز توربین ها بیشتر از قسمت تخریب انرژی غیر قابل پرهیز است. همچنین مبادله کن های گرمایی دارای کمترین راندمان انرژی هستند. مهدی زاده و همکاران [۱۸] در تحقیقی به تحلیل انرژی پیشرفته و تعیین قسمت های قابل اجتناب و غیر قابل اجتناب تخریب انرژی شبکه مبادله کن گرمایی در پالایشگاه گاز پارس جنوبی پرداخته اند. احیایی و همکاران [۱۹] در پژوهشی یک توربین بادی با توان اسمی ۱۰ کیلو وات را مورد تحلیل انرژی پیشرفته قرار داده اند. نتایج نشان می دهد که درصد تخریب انرژی قابل اجتناب با افزایش سرعت باد افزایش می یابد.

در کشور ایران و در شمال غرب و منطقه سیلان، دو چاه زمین گرمایی برای این منطقه در حال توسعه می باشد. عالی و همکاران [۲۰] در تحقیقی به تحلیل انرژی ترموآکونومیک یک چرخه جدید برای تولید توان از منابع زمین گرمایی سیلان پرداخته اند. عالی و همکاران [۲۱] در تحقیقی به تحلیل انرژی چرخه جدید پیشنهادی برای تولید توان از چاه های زمین گرمایی سیلان پرداخته اند. چرخه پیشنهادی با در نظر گرفتن سه سیال عامل مناسب برای قسمت باینری چرخه و استفاده از داده های واقعی سیال خروجی از چاه ها مورد تحلیل انرژی قرار گرفته و نتایج نشان داده است که چگالنده قسمت باینری دارای بیشترین تخریب انرژی می باشد. عبدالعلی پور و همکاران [۲۲] در تحقیقی به بررسی و تحلیل انرژی یک چرخه ترکیبی تبخیر آبی یک و سه مرحله ای با رانکین آبی برای تولید توان از چاه های زمین گرمایی سیلان پرداخته اند. با در نظر گرفتن چهار سیال عامل مناسب برای چرخه رانکین آبی بهینه سازی انجام شده است. نتایج تحقیق نشان داده است که برای چرخه رانکین سیال ایزوبوتان مناسب تر می باشد. سید رحیمی و همکاران [۲۳] در مقاله ای به مدلسازی ترمودینامیکی منابع زمین گرمایی سیلان به منظور تخمین ظرفیت تولید آن پرداخته اند. با در نظر گرفتن یک چرخه انبساط آبی تک مرحله ای برای تولید توان، نتایج نشان داده است که منابع مورد مطالعه قابلیت تولید توان ۱۵۰ مگاوات برای ۷۰ سال را دارد. عبدالعلی پور و همکاران [۲۴] در تحقیقی یک چرخه جدید یکپارچه گذر بحرانی CO_2 و کالینا ۱۱ برای نیروگاه زمین گرمایی سیلان را مورد تحلیل انرژی ترموآکونومیک قرار داده و نتیجه گرفته اند که چرخه پیشنهادی دارای راندمان ترمودینامیکی و انرژی ترموآکونومیک بالاتری نسبت به چرخه های قبلی پیشنهادی می باشد. در مقاله دیگری عبدالعلی پور و همکاران [۲۵] به مقایسه و تحلیل انرژی ترموآکونومیک چهار چرخه ترکیبی جدید برای تولید توان از منابع زمین گرمایی سیلان پرداخته اند. نتایج آنها نشان می دهد که چرخه انبساط آبی دو

مجدد به درون زمین تزریق می شوند. در تحلیل ترمودینامیکی چرخه پیشنهادی فرضیات زیر در نظر گرفته شده است [۲ و ۳ و ۴]:

- ۱- نیروگاه زمین گرمایی مورد نظر در شرایط پایا کار می کند.
- ۲- توربین و پمپ دارای راندمان ایزوتروپیک می باشند.
- ۳- تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل قابل صرفنظر می باشند.
- ۴- فرایند انبساط آبی (فلش) به صورت انتالپی ثابت انجام می شود.
- ۵- از خواص ترمودینامیکی آب برای سیال خروجی چاههای زمین گرمایی استفاده می شود.
- ۶- فشار محیط برابر ۱۰۰-kPa و دمای محیط ۱۰ °C در نظر گرفته می شود.
- ۷- راندمان توربین برابر ۸۵٪ و راندمان پمپ برابر ۹۰٪ در نظر گرفته می شود.
- ۸- کمترین اختلاف دما در مبادله کن های گرمایی ۱۰ °C در نظر گرفته می شود.

۳- تحلیل ترمودینامیکی

هر کدام از اجزای چرخه پیشنهادی به عنوان یک حجم کنترل در نظر گرفته شده و با در نظر گرفتن شرایط عملکردی پایا موازنه انرژی و انرژی برای آن اعمال شده است. سپس چرخه پیشنهادی با نرم افزار EES مورد تحلیل قرار گرفته است. روابط استفاده شده برای تحلیل ترمودینامیکی چرخه با در نظر گرفتن فرضیات ذکر شده به صورت زیر می باشد [۲ و ۳ و ۴]:

توان توربین، پمپ و توان خالص چرخه را می توان با معادلات زیر بیان کرد:

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_{in} - h_{out}) \quad (1)$$

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

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_p \quad (3)$$

همچنین راندمان ایزوتروپیک برای توربین و پمپ به صورت زیر نوشته می شود:

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

$$\eta_p = \frac{v_{in}(P_{out} - P_{in})}{h_{out} - h_{in}} \quad (5)$$

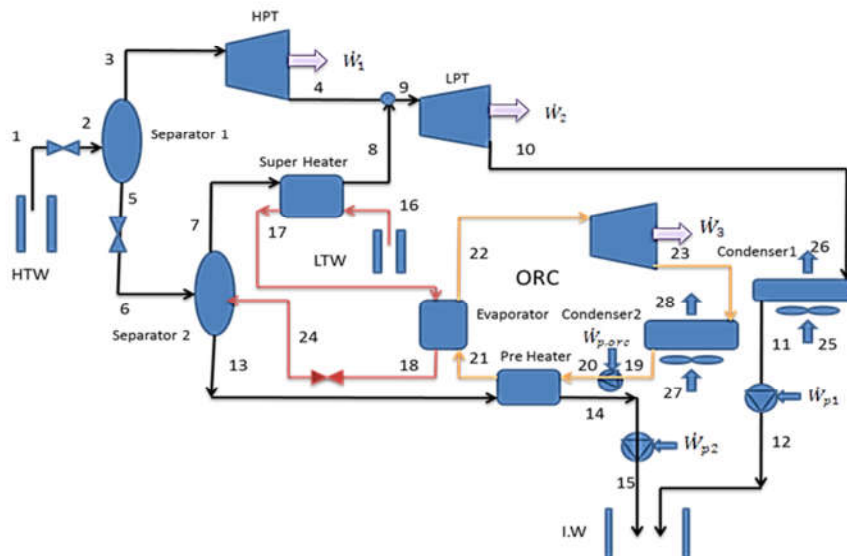
موازنه جرم، انرژی، و انرژی را برای اجزای چرخه می توان به صورت

مرحله ای با یک چرخه رانکین آلی توان تولیدی بیشتری را نسبت به چرخه های دیگر دارد.

با مروری بر مقالات موجود در ادبیات فن مشخص می شود که هیچ مطالعه ای در مورد تحلیل انرژی پیشرفته برای منبع زمین گرمایی سبلان انجام نشده است. برای رفع این نقصان، چرخه موجود در مطالعه عالی و همکاران مورد تحلیل انرژی پیشرفته قرار خواهد گرفت و اجزایی از چرخه که دارای پتانسیل بیشتر برای ارتقای راندمان و کاهش تخریب انرژی است بررسی خواهد شد. در واقع تحلیل انرژی پیشرفته، پتانسیل اجزای چرخه برای بهبود بازده انرژی و کاهش تخریب انرژی مورد مطالعه قرار می دهد درحالی که تحلیل انرژی معمولی تنها قادر به نشان دادن نرخ تخریب انرژی اجزا بدون قابلیت تاثیر سایر اجزا بر نرخ تخریب انرژی آن عضو می باشد.

۲- توصیف سیستم و فرضیات

با توجه به پتانسیل انرژی موجود در هر منطقه ی مستعد برای استفاده از انرژی زمین گرمایی، تعداد مختلفی چاه زمین گرمایی در هر منطقه حفر می شود. ولی سیال خروجی از چاه ها دارای اختلاف دما و فشار نسبت به همدیگر می باشند. در این مقاله، با در نظر گرفتن اختلاف دما و فشار چاه های زمین گرمایی سبلان در ایران، ترکیب چرخه جدیدی پیشنهاد و مورد تحلیل انرژی پیشرفته قرار گرفته است. طرحواره چرخه پیشنهادی در شکل ۱ نشان داده شده است. در این چرخه، مطابق با شرایط چاه های منطقه سبلان، این چاهها به دو گروه چاه های فشار پایین و چاه های فشار بالا تقسیم بندی شده است. قسمت بخار سیال خروجی از چاه های فشار بالا بعد از منبسط شدن (تبخیر آبی) و جدا سازی بخار از مایع، وارد توربین فشار بالا می شود. سیال خروجی از چاه های فشار پایین برای مافوق گرم کردن سیال خروجی مخزن جدا کننده دوم و همچنین تبخیر سیال چرخه باینری استفاده می شود. بدین ترتیب بخار آب خروجی از مخزن جدا کننده دوم در یک مبادله کن گرمایی توسط سیال خروجی از چاه های فشار پایین مافوق گرم شده و وارد توربین فشار پایین می شود. سیال خروجی از چاههای فشار پایین پس از آن وارد یک مبادله کن گرمایی دیگر شده و باعث تبخیر سیال چرخه باینری می شود. سیال چرخه باینری قبل از تبخیر شدن، در یک مبادله کن گرمایی دیگر توسط قسمت مایع گرم جدا شده از مخزن جدا کننده دوم پیش گرم می شود. سپس سیال خروجی از توربین فشار پایین پس از چگالش و قسمت مایع جدا شده از مخزن جدا کننده توسط چاه های تزریق



شکل ۱- طرحواره چرخه پیشنهادی

زیر نوشت:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (6)$$

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

$$\dot{E}x_{heat} - \dot{W} = \sum \dot{E}x_{out} - \sum \dot{E}x_{in} + \dot{E}x_D \quad (8)$$

$$\dot{E}x = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0)) \quad (9)$$

روابط زیر نیز برای به دست آوردن نرخ تخریب انرژی، راندمان انرژی و نسبت تخریب انرژی اجزای چرخه استفاده می شود:

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_f - \dot{E}x_p \quad (10)$$

$$\varepsilon_i = \frac{\dot{E}x_{p_i}}{\dot{E}x_{f_i}} \quad (11)$$

$$Y_{D_i} = \frac{\dot{E}x_{D_i}}{\dot{E}x_{in}} \quad (12)$$

در نهایت راندمان حرارتی و راندمان انرژی (راندمان قانون اول و دوم) کل چرخه با روابط زیر به دست می آیند:

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{geo}(h_{geo} - h_0)}, h_{geo} = h_1 \quad (13)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_p}{\dot{E}x_f} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}x_{in}}, \dot{E}x_{in} = \dot{E}x_1 \quad (14)$$

در جدول ۱ فهرست روابط استفاده شده برای تحلیل انرژی و انرژی چرخه مورد نظر ارائه شده است.

۴- تحلیل انرژی پیشرفته

در بحث تحلیل انرژی پیشرفته تخریب انرژی یک جزء از چرخه به دو قسمت درون‌زا^۱ و برون‌زا^۲ و نیز هر کدام آن‌ها را به دو

قسمت اجتناب پذیر^۳ و اجتناب ناپذیر^۴ تقسیم می شود. تحلیل انرژی پیشرفته بر پایه داده‌های تحلیل انرژی معمولی است. معادلات اساسی لازم برای تحلیل انرژی پیشرفته به صورت زیر است [۲۷]. موازنه انرژی برای یک جزء بصورت زیر است:

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,k} \quad (15)$$

موازنه انرژی کل چرخه بصورت زیر است:

$$\dot{E}_{F,tot} = \dot{E}_{P,tot} + \sum_k \dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,tot} \quad (16)$$

بازده انرژی برای یک جزء توسط رابطه زیر بیان می شود:

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (17)$$

تخریب انرژی برای یک جزء بصورت زیر است:

$$\dot{E}_{D,k} = T_0 \dot{S}_{gen} = T_0 \dot{m}_k S_{gen,k} \quad (18)$$

در رابطه بالا \dot{m}_k دبی جرمی عبوری از جزء مورد نظر است که توسط ساختار چرخه، هدف از عملکرد آن و اجزای دیگر تعیین می‌شود؛ پس مرتبط با بخش برون‌زای تخریب انرژی است. ولی $S_{gen,k}$ تولید آنتروپی (برگشت ناپذیری) درون خود جزء است که مرتبط با بخش درون‌زای تخریب انرژی است [۲۸].

برای تقسیم تخریب انرژی به چهار قسمت اشاره شده در قبل روابط زیر برقرار است:

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{EN} + \dot{E}_{D,k}^{EX} \quad (19)$$

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{UN} + \dot{E}_{D,k}^{AV} \quad (20)$$

³ avoidable
⁴ unavoidable

¹ endogenous
² exogenous

روش های مختلفی برای تقسیم تخریب انرژی اجزا وجود دارد. سیستم هایی که بتوان برای آنها چرخه های سه گانه تعریف کرد می توان گفت که روش چرخه های ترمودینامیکی راحت ترین روش برای تحلیل انرژی پیشرفته است و نتایج دقیق تری را برای

جدول ۱- روابط مربوط به موازنه انرژی و انرژی برای اجزای چرخه پیشنهادی

جزء	روابط انرژی	روابط انرژی
مخزن جدا کننده ۱	$h_2 = h_1, h_3 = h_{2,g}, h_5 = h_{2,f}$	$\dot{E}_{D,f1} = T_0 \dot{m}_1 (s_2 - s_1)$
مخزن جدا کننده ۲	$h_6 = h_5, h_7 = h_{6,g}, h_{13} = h_{6,f}$	$\dot{E}_{D,f2} = T_0 \dot{m}_5 (s_6 - s_5)$
توربین فشار بالای تبخیر آبی	$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}}, \dot{W}_{T,HP} = \dot{m}_3 (h_3 - h_4)$	$\dot{E}_{D,T,HP} = T_0 \dot{m}_3 (s_4 - s_3)$
توربین فشار پایین تبخیر آبی	$\eta_T = \frac{h_9 - h_{10}}{h_9 - h_{10,s}}, \dot{W}_{T,LP} = \dot{m}_9 (h_9 - h_{10})$	$\dot{E}_{D,T,LP} = T_0 \dot{m}_3 (s_4 - s_3)$
مبادله کن مافوق گرم کننده چرخه تبخیر آبی	$\dot{m}_7 (h_8 - h_7) = \dot{m}_{16} (h_{16} - h_{17})$	$\dot{E}_{D,S,H} = T_0 [\dot{m}_7 (s_8 - s_7) + \dot{m}_{16} (s_{17} - s_{16})]$
مبادله کن تبخیر کننده چرخه باینری	$\dot{m}_{17} (h_{17} - h_{18}) = \dot{m}_{OF} (h_{22} - h_{21})$	$\dot{E}_{D,vap} = T_0 [\dot{m}_{17} (s_{18} - s_{17}) + \dot{m}_{21} (s_{22} - s_{21})]$
مبادله کن پیش گرم کننده چرخه باینری	$\dot{m}_{13} (h_{13} - h_{14}) = \dot{m}_{OF} (h_{21} - h_{20})$	$\dot{E}_{D,PreH} = T_0 [\dot{m}_{13} (s_{14} - s_{13}) + \dot{m}_{20} (s_{21} - s_{20})]$
توربین چرخه باینری	$\eta_T = \frac{h_{22} - h_{23}}{h_{22} - h_{23,s}}, \dot{W}_{T,OF} = \dot{m}_{OF} (h_{22} - h_{23})$	$\dot{E}_{D,T,orc} = T_0 \dot{m}_{22} (s_{23} - s_{22})$
چگالنده چرخه باینری	$\dot{Q}_{c,OF} = \dot{m}_{23} (h_{23} - h_{19})$	$\dot{E}_{D,con,orc} = T_0 [\dot{m}_{23} (s_{19} - s_{23}) + \dot{m}_{27} (s_{28} - s_{27})]$
چگالنده چرخه فلش	$\dot{Q}_{c,f} = \dot{m}_{10} (h_{10} - h_{11})$	$\dot{E}_{D,con,f} = T_0 [\dot{m}_{10} (s_{11} - s_{10}) + \dot{m}_{25} (s_{26} - s_{25})]$
پمپ چرخه باینری	$\eta_p = \frac{v_{19} (P_{20} - P_{19})}{h_{20} - h_{19}}, \dot{W}_{p,OF} = \dot{m}_{OF} (h_{20} - h_{19})$	$\dot{E}_{D,p,orc} = T_0 \dot{m}_{19} (s_{20} - s_{19})$
پمپ چرخه انبساط آبی	$\eta_p = \frac{v_{11} (P_{12} - P_{11})}{h_{12} - h_{11}}, \dot{W}_{p1,f} = \dot{m}_{11} (h_{12} - h_{11})$	$\dot{E}_{D,p,f1} = T_0 \dot{m}_{11} (s_{12} - s_{11})$
پمپ چرخه انبساط آبی ۲	$\eta_p = \frac{v_{14} (P_{15} - P_{14})}{h_{15} - h_{14}}, \dot{W}_{p2,f} = \dot{m}_{14} (h_{15} - h_{14})$	$\dot{E}_{D,p,f2} = T_0 \dot{m}_{14} (s_{15} - s_{14})$

جدول ۲- فرضیات در نظر گرفته شده برای شرایط واقعی، ایده آل و اجتناب ناپذیر سیستم [۲۹ و ۳۰]

اجتناب ناپذیر	ایده ال	واقعی	پارامتر	جزء
۰/۹۵	۱	۰/۸۵	راندمان ایزوتروپیک	توربین
۰/۹۵	۱	۰/۹۰	راندمان ایزوتروپیک	پمپ
۳	۰	۱۰	کمترین اختلاف دما (°C)	مبادله کن های گرمایی (تبخیر کن - چگالنده ها - پیش گرم کننده - مافوق گرم کننده)

در این پژوهش از روش چرخه های ترمودینامیکی استفاده شده است. راندمان های واقعی، ایده آل، اجتناب ناپذیر با توجه به جدول ۵-۱ در نظر گرفته می شود. همچنین راندمان آگرزری تصحیح شده با استفاده از رابطه زیر بدست می آید [۲۹]:

$$\varepsilon_{modified} = \frac{Ex_{p,k}}{Ex_{f,k} - Ex_{D,k}} \times 100 \quad (21)$$

۵- اعتبارسنجی مدل

به منظور اعتبار سنجی تحلیل ها و نتایج بدست آمده، چرخه پیشنهادی به دو قسمت چرخه تبخیر آبی دو مرحله ای و چرخه باینری تقسیم شده و با نتایج پژوهش های معتبر قبلی مقایسه شده است. در شکل ۲ نمودار توان تولیدی چرخه باینری بر اساس دمای ورودی توربین، با در نظر گرفتن شرایط چاههای زمین گرمایی و فرضیات مطابق با پژوهش زارع [۴] ترسیم شده و با نتایج به دست آمده در آن پژوهش مقایسه شده است.

به منظور اعتبار سنجی قسمت تبخیر آبی دو مرحله ای چرخه پیشنهادی، با تغییر پارامترهای سیال سر چاه مطابق با پژوهش یاری [۳]، تحلیل انجام گرفته و نتایج در جدول ۳ مقایسه شده اند. نتایج نشان داده شده در شکل ۲ و جدول ۳ نشان دهنده مطابقت قابل قبول نتایج کار حاضر با نتایج تحقیقات معتبر پیشین می باشد.

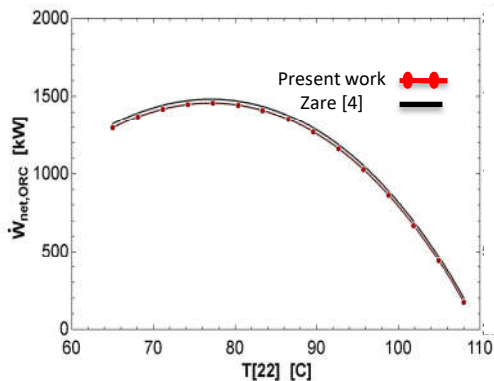
۶- نتایج و بحث

در منطقه سبلان ایران سیزده چاه زمین گرمایی حفر شده اند که

جدول ۳- نتایج تحلیل قسمت انبساط آبی چرخه و نتایج پژوهش یاری [۳]

نقطه	تحقیق حاضر				تحقیق یاری [۳]			
	دبی جرمی (kg/s)	فشار (kPa)	انتالپی (kJ/kg)	دما (°C)	دبی جرمی (kg/s)	فشار (kPa)	انتالپی (kJ/kg)	دما (°C)
۱	۱/۰۰۰۰	۲۷۹۵/۰۰	۹۹۰/۰	۲۳۰/۰	۱/۰۰۰۰	۲۷۹۵/۰۰	۹۹۰/۰	۲۳۰/۰۰
۲	۱/۰۰۰۰	۶۶۶/۵۰	۹۹۰/۰	۱۶۳/۰	۱/۰۰۰۰	۶۶۶/۵۰	۹۹۰/۰	۱۶۳/۰۰
۳	-/۱۴۵۳	۶۶۶/۵۰	۲۷۶۱/۰	۱۶۳/۰	-/۱۴۵۴	۶۶۶/۵۰	۲۷۶۱/۰	۱۶۳/۰۰
۴	-/۱۴۵۳	۹۶/۴۰	۲۵۳۲/۰	۹۸/۶	-/۱۴۵۴	۹۶/۴۰	۲۵۳۱/۰	۹۸/۵۸
۵	-/۱۸۵۴۷	۶۶۶/۵۰	۶۸۸/۸	۱۶۳/۰	-/۱۸۵۴۶	۶۶۶/۵۰	۶۸۸/۷	۱۶۳/۰۰
۶	-/۱۸۵۴۷	۹۶/۴۰	۶۸۸/۸	۹۸/۶	-/۱۸۵۴۶	۹۶/۴۰	۶۸۸/۷	۹۸/۵۸
۷	-/۱۰۴۲	۹۶/۴۰	۲۶۷۳/۰	۹۸/۶	-/۱۰۴۲	۹۶/۴۰	۲۶۷۳/۰	۹۸/۵۸
۸	-/۷۵۰۵	۹۶/۴۰	۴۱۳/۲	۹۸/۶	-/۷۵۰۴	۹۶/۴۰	۴۱۳/۱	۹۸/۵۸
۹	-/۲۴۹۵	۹۶/۴۰	۲۵۹۱/۰	۹۸/۶	-/۲۴۹۶	۹۶/۴۰	۲۵۹۱/۰	۹۸/۵۸
۱۰	-/۲۴۹۵	۷/۳۸	۲۳۳۶/۰	۴۰/۰	-/۲۴۹۶	۷/۳۸	۲۳۳۶/۰	۴۰/۰۰
۱۱	-/۲۴۹۵	۷/۳۸	۱۶۷/۵	۴۰/۰	-/۲۴۹۶	۷/۳۸	۱۶۷/۵	۴۰/۰۰
کارخالص چرخه (kJ/kg)		۹۶/۹۲			۹۶/۹۵			

از این تعداد دو چاه مراحل آزمایش را با موفقیت به پایان رسانیده اند. اطلاعات ترمودینامیکی این دو چاه مطابق جدول ۴ گزارش شده است. در این مقاله، از این اطلاعات واقعی برای تحلیل ترمودینامیکی چرخه پیشنهادی استفاده شده است.



شکل ۲- نتایج مدل سازی قسمت باینری چرخه و نتایج پژوهش

زارع [۴]

با توجه به جدول ۵ دیده می شود که بخش برونزای تخریب اگزوزی برای توربین چرخه رانکین آلی و پمپ چرخه رانکین آلی منفی بدست آمده است. دلیل این امر به خاطر آن است که چون پیکربندی موجود در اجزای ذکر شده به بیشترین بازده منجر می شود بنابراین هر گونه ارتقاء در عملکرد اجزای دیگر چرخه، بازده اگزوزیکی عضو را کاهش می دهد. منفی بودن بخش بیرونی تخریب اگزوزی در یک جزء به این مفهوم است که با افزایش ناکارآمدی و برگشت ناپذیری اجزای دیگر چرخه، تخریب اگزوزی در این جزء کاهش می یابد و برعکس.

جدول ۴- خواص ترمودینامیکی چاه های زمین گرمایی

سیلان [۲۰]		
خواص	چاه اول	چاه دوم
فشار (kPa)	۱۰۷۲	۷۰۰
دما (°C)	۱۸۳	۱۶۵
آنتالپی (kJ/kg)	۱۱۵۰	۱۱۰۰
دبی جرمی (kg/s)	۵۷	۵۳

در شکل ۳ نمودار مقایسه راندمان اگزوزی مرسوم و راندمان اگزوزی تصحیح شده اجزای چرخه نشان داده شده است. همچنین در شکل ۴ تفکیک تخریب اگزوزی کل چرخه به درونزا، برونزا، اجتناب ناپذیر، اجتناب پذیر، درونزای اجتناب ناپذیر و اجتناب پذیر و برونزای اجتناب ناپذیر و اجتناب پذیر به صورت گرافیکی نشان داده شده است.

جدول ۵- تفکیک آهنگ تخریب اگزوزی اجزای چرخه به درونزا، برونزا، اجتناب پذیر و اجتناب ناپذیر

جزء	$\dot{E}_D (kW)$	En(kW)	Ex(kW)	Un(kW)	Av(kW)
مخزن جدا کننده اول	۴۱۱/۶۰	۴۱۱/۶۰	۰	۴۱۱/۶۰	۰
مخزن جدا کننده دوم	۹۹۷/۶۰	۹۹۷/۶۰	۰	۹۹۷/۶۰	۰
توربین فشار بالا	۵۰۰/۳۰	۵۰۰/۳۰	۰	۱۶۶/۸۰	۳۳۳/۵۰
توربین فشار پایین	۸۷۳/۷۰	۸۶۲/۶۰	۱۱/۱	۲۸۸/۸۰	۵۸۴/۹۰
مافوق گرم کننده	۴۶/۲۴	۴۶/۲۴	۰	۴۶/۰۸	۰/۱۶
تبخیر کننده	۵۱۵/۷۰	۳۱۴/۵۰	۲۰۱/۲	۱۳۰/۹۰	۳۸۴/۸۰
پیش گرم کننده	۲۴۱/۷۰	۷۷/۵۰	۱۶۴/۲	۱۳۸/۲۰	۱۰۳/۵۰
توربین ORC	۱۲۴۴/۰۰	۱۳۶۹/۰۰	-۱۲۵/۰	۴۴۸/۷۰	۷۹۵/۳۰
چگالنده ORC	۲۷۰۳/۰۰	۲۶۴۹/۰۰	۵۴/۰	۱۱۸۱/۰۰	۱۵۲۲/۰۰
چگالنده فلش	۲۶۸۳/۰۰	۲۵۸۳/۰۰	۱۰۰/۰	۱۹۲۱/۰۰	۷۶۲/۰۰
پمپ ORC	۲۳۷/۷۰	۲۹۵/۴۰	-۵۷/۷	۲۳۲/۲۰	۵/۵۰
پمپ ۱	۰/۱۹	۰/۱۹	۰	۰/۰۹	۰/۱۰
پمپ ۲	۰/۱۵	۰/۱۵	۰	۰/۰۷	۰/۰۸
کل چرخه	۱۰۴۵۵/۰۰	۱۰۱۰۷/۰۸	۳۴۷/۸	۵۹۶۴/۰۴	۴۴۹۱/۸۰

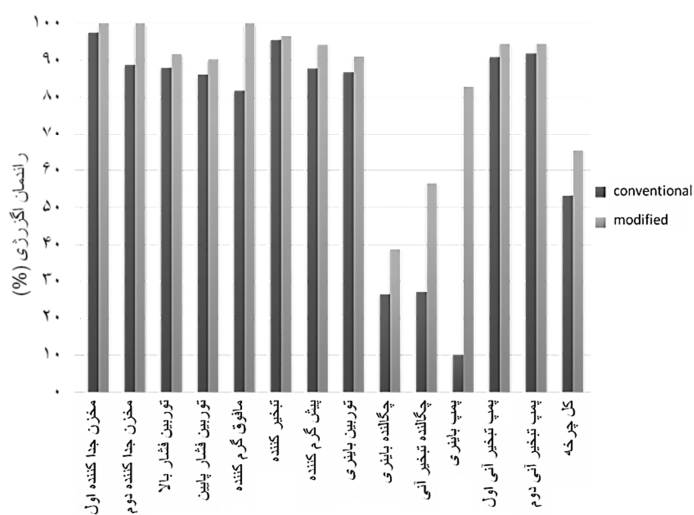
جدول ۶- تفکیک آهنگ تخریب اگزوزی درونزا و برونزای اجزای چرخه به اجتناب پذیر و اجتناب ناپذیر

جزء	$\dot{E}_D (kW)$	En-un(kW)	En-av(kW)	Ex-un(kW)	Ex-av(kW)
مخزن جدا کننده اول	۴۱۱/۶۰	۴۱۱/۶۰	۰	۰	۰
مخزن جدا کننده دوم	۹۹۷/۶۰	۹۹۷/۶۰	۰	۰	۰
توربین فشار بالا	۵۰۰/۳۰	۱۶۶/۸۰	۳۳۳/۵۰	۰	۰

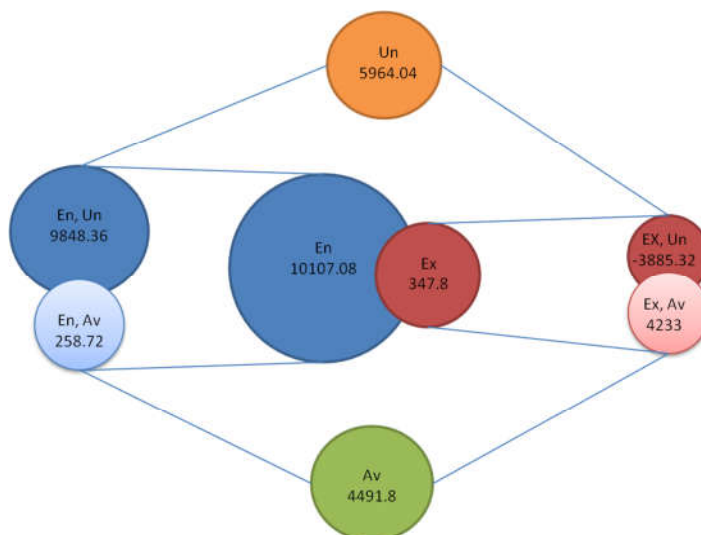
چرخه پیشنهادی با نرم افزار EES مورد تحلیل اگزوزی و اگزوزی پیشرفته قرار گرفته است. در تحلیل اگزوزی برای ارتقاء عملکرد چرخه و بالا بردن بازده قانون دوم آن باید تخریب اگزوزی در تمام اجزاء کاهش یابد [۳۱]. نتایج تفکیک آهنگ تخریب اگزوزی اجزای چرخه به درونزا، برونزا، اجتناب پذیر و اجتناب ناپذیر در شرایط بهینه ترمودینامیکی در جدول ۵ آورده شده است. همچنین نتایج تفکیک آهنگ تخریب اگزوزی درونزا و برونزای اجزای چرخه به اجتناب پذیر و اجتناب ناپذیر نیز در جدول ۶ آورده شده است.

ستون اول جدول ۵ (تخریب اگزوزی در اجزای مختلف چرخه) نشان می دهد که تخریب اگزوزی در چگالنده چرخه رانکین آلی دارای بیشترین مقدار است، سپس چگالنده فلش، توربین چرخه رانکین آلی و مخزن انبساط دوم بیشترین مقدار تخریب اگزوزی را دارند. این مطلب نشان دهنده برگشت ناپذیری بالاتر فرآیند انتقال گرما نسبت به عمل تراکم یا انبساط است. برای ارتقاء عملکرد چرخه باید عملکرد تک تک اجزاء بهبود یابند. تحلیل اگزوزی معمولی بیان می کند که ابتدا بر اجزاء با بیشترین تخریب اگزوزی تمرکز شود. بنابراین، ترتیب ارتقاء اجزاء بصورت چگالنده چرخه رانکین آلی، چگالنده فلش، توربین چرخه رانکین آلی و مخزن انبساط دوم و سپس سایر اجزای چرخه خواهد بود. در چرخه ایده آل، تخریب اگزوزی در اجزاء کاهش یافته است یا به عبارتی بازده قانون دوم برای هر عضو افزایش یافته است. از طرفی در حالت ایده آل بازده قانون اول و دوم برای چرخه افزایش یافته است و تخریب اگزوزی کل چرخه به مقدار قابل توجهی کاهش پیدا کرده است.

توربین فشار پایین	۸۷۳/۷۰	۸۶۶/۴۰	-۳/۸۰	-۵۷۷/۶۰	۵۵۸/۷۰
مافوق گرم کننده	۴۶/۲۴	۴۶/۲۴	۰	-۰/۱۶	۰/۱۶
تبخیر کننده	۵۱۵/۷۰	۳۷۲/۵۰	-۵۸/۰۰	-۲۴۱/۶۰	۴۴۲/۸۰
پیش گرم کننده	۲۴۱/۷۰	۹۵/۰۸	-۱۷/۵۸	۴۳/۱۲	۱۲۱/۰۸
توربین ORC	۱۲۴۴/۰۰	۱۳۳۰/۰۰	۳۹/۰۰	-۸۸۱/۳۰	۷۵۶/۳۰
چگالنده ORC	۲۷۰۳/۰۰	۲۶۶۸/۰۰	-۱۹/۰۰	-۱۴۸۷/۰۰	۱۵۴۱/۰۰
چگالنده فلش	۲۶۸۳/۰۰	۲۶۱۷/۰۰	-۳۴/۰۰	-۶۹۶/۰۰	۷۹۶/۰۰
پمپ ORC	۲۳۷/۷۰	۲۷۶/۸۰	۱۸/۶۰	-۴۴/۶۰	-۱۳/۱۰
پمپ ۱	۰/۱۹	۰/۱۹	۰	-۰/۱۰	۰/۱۰
پمپ ۲	۰/۱۵	۰/۱۵	۰	-۰/۰۸	۰/۰۸
کل چرخه	۱۰۴۵۵/۰۰	۹۸۴۸/۳۶	۲۵۸/۷۲	-۳۸۸۵/۳۲	۴۲۳۳/۰۰



شکل ۳- نمودار مقایسه راندمان اگزرژی مرسوم و تصحیح شده



شکل ۴- نتایج جداسازی نرخ تخریب اگزرژی برای کل چرخه (kW)

۷- نتیجه گیری

در این مطالعه چرخه پیشنهادی برای تولید توان از منابع زمین گرمایی سبلان مورد تحلیل انرژی پیشرفته قرار گرفته و نتایج زیر به دست آمده است:

- بخش درون‌زای تخریب انرژی برای همه اجزای چرخه بجز پیش گرمکن بزرگتر از بخش برون‌زا است $(\dot{E}_{D,k}^{EN}, \dot{E}_{D,k}^{EX})$. از این مطلب نتیجه می‌شود که برای بهبود عملکرد اجزای چرخه بجز پیش گرمکن، بهتر است بر خود عضو و بالا بردن بازده آن بیشتر تمرکز کرد.

- بخش درون‌زای تخریب انرژی برای کل چرخه بسیار بزرگتر از بخش برون‌زا است $(\dot{E}_{D,tot}^{EN}, \dot{E}_{D,tot}^{EX})$ و نشان می‌دهد تأثیر برگشت ناپذیری اجزاء بیشتر از تأثیر ناکارآمدی ساختار چرخه است.

- بخش اجتناب پذیر تخریب انرژی برای توربین چرخه رانکین آلی، توربین فشار بالا، توربین فشار پایین، تبخیر کننده و چگالنده چرخه رانکین آلی بزرگتر از بخش اجتناب ناپذیر است $(\dot{E}_{D,k}^{AV}, \dot{E}_{D,k}^{UN})$ ؛ بنابراین می‌توان تخریب انرژی در این اجزاء و کل چرخه را کاهش داد. تخریب انرژی سایر اجزای چرخه کمتر قابل کاهش است زیرا بخش اجتناب ناپذیر بزرگتر از بخش اجتناب پذیر تخریب انرژی می‌باشد $(\dot{E}_{D,k}^{UN}, \dot{E}_{D,k}^{AV})$.

- بخش اجتناب ناپذیر تخریب انرژی برای کل سیستم نیز بزرگتر از بخش اجتناب پذیر است $(\dot{E}_{D,tot}^{UN}, \dot{E}_{D,tot}^{AV})$. برای بهبود عملکرد یک سیستم باید بر بخش اجتناب پذیر (قابل کاهش) تخریب انرژی تمرکز کرد. همچنین برای بسیاری از اجزای چرخه، تخریب انرژی برون‌زای اجتناب پذیر بزرگتر از بخش اجتناب ناپذیر آن می‌باشد $(\dot{E}_D^{EX,AV}, \dot{E}_D^{EX,UN})$ و نشان دهنده آن است که با ارتقاء عملکرد اجزای دیگر چرخه از لحاظ فنی و صنعتی، تخریب انرژی جزء مورد نظر کاهش می‌یابد.

- کل تخریب انرژی اجتناب پذیر چرخه $(\dot{E}_{D,tot}^{AV})$ برابر با مقدار $4491/8$ کیلووات می‌باشد. همچنین کل تخریب انرژی اجتناب ناپذیر چرخه $(\dot{E}_{D,tot}^{UN})$ برابر با $5964/04$ کیلووات می‌باشد. این عدد بیانگر مقداری از تخریب انرژی است که بعد از تمام فرآیندهای ارتقاء چرخه نمی‌توان به کمتر از آن مقدار دست یافت و فقط می‌توان مقدار $4491/8$ کیلووات از تخریب انرژی چرخه مورد نظر را در حالت واقعی کاهش داد.

۸- نمادها

\dot{E}_x	نرخ انرژی (kW)
h	انتالپی (kJ/kg)
\dot{m}	دبی جرمی (kg/s)
P	فشار (kPa)
\dot{Q}	آهنگ انتقال گرما (kW)
s	انتروپی (kJ/kg.K)
T	دما ($^{\circ}C$)
V	حجم مخصوص (m^3/kg)
\dot{W}	توان (kW)
x	کیفیت بخار
Y_D	نسبت تخریب انرژی

مخفف‌ها و زیر نویس‌ها

.	محیط
con	چگالنده
d	تخریب
f	فلش (انبساط آبی)
geo	سیال زمین گرمایی
HP	فشار بالا
LP	فشار پایین
OF	سیال ارگانیک (ثانویه)
p	پمپ
Preh.	پیش گرم کننده
T	توربین
Vap.	تبخیر کننده

بالانویس‌ها

AV	بخش اجتناب پذیر
EN	بخش درون‌زا
EX	بخش برون‌زا
UN	بخش اجتناب ناپذیر

علائم یونانی

η_I	راندمان حرارتی (قانون اول) %
η_{II}	راندمان انرژی (قانون دوم) %
η_p	راندمان پمپ %
η_T	راندمان توربین %
ϵ	راندمان انرژی جزء %

۹- مراجع

- [1] Dipippo R., Geothermal power plants, principles, applications, case studies and environmental impacts. Butterworth-Heinemann, 493, 2007.
- [2] Jalilinasrabad S. and Ryuichi I., Flash cycle optimization of Sabalan geothermal power plant employing exergy concept. Elsevier, Geothermics, Vol. 43, pp.75-82, 2012.
- [3] Yari M., Exergetic analysis of various types of geothermal power plants. Renewable energy, Vol. 35, pp.112-121, 2010.
- [4] 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.
- [5] Zhao Y., Wang J., Cao L. and Wang Y., Comprehensive analysis and parametric optimization of a CCP (Combined cooling and power) system driven by geothermal source. Energy, Vol. 97, pp.470-487, 2016.
- [6] Niknam P., Talluri L. and Manfrida G., Sensitivity analysis and dynamic modeling of the reinjection process in a binary cycle geothermal power plant of Larderello area. Energy, Vol. 214, 118869, 2021.
- [7] Yilmaz C., Kanoglu M. and Abusoglu A., Exergetic cost evaluation of hydrogen production powered by combined flash-

- and kalina 11 cycles from sabalan geothermal power plant. *Energy Conversion and Management*, Vol. 195, pp:420-435, 2019.
- [25] Abdolalipouradl M., Mohammadkhani F. and Khalilarya Sh., A comparative analysis of novel combined flash-binary cycles for sabalan geothermal wells: Thermodynamic and exergoeconomic viewpoints. *Energy*, Vol. 209, 118235, 2020.
- [26] Cengel Y. and Boles M., *Thermodynamics: An engineering approach*. 6th ed., New Yoark: McGraw-Hill, 2007.
- [27] Morosuk T. and Tsatsaronis G., A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines. *Energy*, Vol. 33, pp.890-907, 2008.
- [28] Kelly S., Tsatsaronis G. and Morosuk T., Advanced exergetic analysis: Approaches for splitting the exergy destruction into endogenous and exogenous parts. *Energy*, Vol. 34, pp.384-391, 2009.
- [29] Gokgedik H., Yurusoy M. and Kecebas A., Improvement potential of a real geothermal power plant using advanced exergy analysis. *Energy*, Vol. 112, pp.254-263, 2016.
- [30] Fallah M., Mahmoudi S.M.S., Yari M. and Akbarpour Ghiasi R., Advanced exergy analysis of the kalina cycle applied for low temperature enhanced geothermal system. *Energy Conversion and Management*, Vol. 108, pp.190-201, 2016.
- [31] Zare V., A comparative thermodynamic analysis of two trigeneration systems utilizing low-grade geothermal energy. *Energy Conversion and Management*, Vol. 118, pp.264-274, 2016.
- binary geothermal power plant. *International journal of hydrogen energy*, Vol. 40, pp.14021-14030, 2015.
- [8] Mokhtari H., Hadiannasab H., Mostafavi M. and Ahmdibeni A., Determination of optimum geothermal Rankine parameters utilizing coaxial heat exchanger. *Energy*, Vol. 102, pp.260-275, 2016.
- [9] Peris B., Navarro-Esbri J., Moles F. and Collado R., Performance evaluation of an Organic Rankine Cycle (ORC) for power applications from low grade heat sources. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 75, pp.763-769, 2015.
- [10] Dipippo R., *Geothermal power plants: evolution and performance assessment*. Elsevier, *Geothermics*, Vol. 53, pp.291-307, 2015.
- [11] Min-Hsiung Y. and Rong-Hua Y., Economic performances optimization of the transcritical rankine cycle systems in geothermal applications. *Energy conversion and management*, Vol. 95, pp.20-31, 2015.
- [12] Coskun A. and Bolatturk A., Thermodynamic and economic analysis and optimization of power cycles for a medium temperature geothermal resource. *Energy conversion and management*, Vol. 78, pp.39-49, 2014.
- [13] Zhao Y. and Wang J., Exergoeconomic analysis and optimization of a flash-binary geothermal power system. *Applied Energy*, Vol. 179, pp.159-170, 2016.
- [14] Jianyong Wang, Jiangfeng Wang, Yiping Dai and Pan Zhao, Thermodynamic analysis and optimization of a flash-binary geothermal power generation system. *Geothermics*, Vol. 55, pp.69-77, 2015.
- [15] Koroglu T. and Sogut O., Conventional and advanced exergy analyses of a marine steam power plant. *Energy*, Vol. 163, pp.392-403, 2018.
- [16] Khosravi H., Salehi Gh. And Torabi M., Design of structure and optimization of Organic Rankine Cycle for heat recovery from gas turbine: The use of 4E, advanced exergy and advanced exergoeconomic analysis. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 147, pp.272-290, 2019.
- [17] Gokgedik H., Yurusoy M. and Kecebas A., Improvement potential of a real geothermal power plant using advanced exergy analysis. *Energy*, Vol. 112, pp.254-263, 2016.
- [18] Mehdizadeh Fard M. and Pourfayaz F., Advanced exergy analysis of heat exchanger network in a complex natural gas refinery. *Journal of Cleaner Production*, Vol. 206, pp.670-687, 2019.
- [19] Ehyaei M., Ahmadi A. and Marc A., Energy, exergy, economic and advanced and extended exergy analyses of a wind turbine. *Energy Conversion and Management*, Vol. 183, pp.369-381, 2019.
- [20] Aali A., Pourmahmoud N. and 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.
- [۲۱] عالی ا.، پورمحمود ن. و زارع و.، تحلیل اگزرژی چرخه جدید پیشنهادی برای تولید توان از چاه های زمین گرمایی سیلان. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۸، ش. ۱، ص. ۲۵۱-۲۶۰، ۱۳۹۷.
- [۲۲] عبدالعلی پور عدل م.، خلیل آریا ش. و جعفرمدار ص.، استفاده از یک چرخه ترکیبی تبخیر آبی یک و سه مرحله ای با رانکین آبی برای تولید توان از چاه های زمین گرمایی سیلان. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۵۰، ش. ۳، ص. ۱۵۵-۱۶۴، ۱۳۹۹.
- [23] Seyedrahimi-Niaraq M., Mohammadzadeh bina S. and Itoi R., Numerical and thermodynamic modeling for estimating production capacity of NW Sabalan geothermal field, Iran. *Geothermics*, Vol. 90, 101981, 2021.
- [24] Abdolalipouradl M., Khalilarya Sh. and Jafarmadar S., Exergoeconomic analysis of a novel integrated transcritical CO2