

بررسی چرخه اصلاح شده رانکین آلی به منظور تولید هیدروژن و آب شیرین با استفاده از انرژی زمین گرمایی و زیست توده از دیدگاه انرژی، انرژی، اقتصادی و زیست محیطی

محمدعلی صباغی دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران، s_mohammaad@yahoo.com
محمد سفید* استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران، mhsefid@yazd.ac.ir

چکیده

پژوهش حاضر به تحلیل انرژی، انرژی، اقتصادی و محیط زیستی یک چرخه رانکین آلی با هدف تولید همزمان توان، هیدروژن و آب شیرین با منبع انرژی ترکیبی زمین گرمایی و زیست توده می‌پردازد. در سیستم جدید پیشنهادی از مبادله کن‌های گرمایی مختلف به منظور بالا بردن راندمان انرژی سیستم استفاده شده است. همچنین عملکرد چرخه در دو حالت با و بدون انرژی زمین گرمایی مقایسه شده است. محاسبات نشان می‌دهد که بیشترین میزان تخریب انرژی برابر ۱۱۹/۴ کیلووات و مربوط به جوش آور می‌باشد. همچنین کمترین میزان فاکتور انرژی و اکونومیک برای جوش آور و برابر ۱۲/۳۱ درصد است. مقدار هیدروژن تولیدی و آب شیرین به ترتیب ۱/۵۸ لیتر بر ثانیه و ۴/۱۵ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد و با افزایش دمای منبع زمین گرمایی از ۱۲۵ تا ۱۶۰ درجه سلسیوس، مقدار هیدروژن و آب شیرین تولید شده به ترتیب به میزان ۳۰ و ۱۸ درصد افزایش پیدا می‌کند. در صورت عدم استفاده از انرژی زمین گرمایی و تأمین کل انرژی توسط زیست توده، مقدار دی اکسید کربن منتشر شده به مقدار ۶۸ درصد افزایش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: تولید همزمان، زمین گرمایی، زیست توده، چرخه آلی رانکین، انرژی، اقتصادی، زیست محیطی.

Evaluation of a Modified Organic Rankine Cycle to Produce Power, Hydrogen and Desalinated water by Combining Geothermal and Biomass Energies from 4E viewpoints

M. A. Sabbaghi

Department of Mechanical Engineering, University of Yazd, Yazd, Iran

M. Sefid

Department of Mechanical Engineering, University of Yazd, Yazd, Iran

Abstract

This study provides the energy, exergy, economic and environmental (4E) analysis of an organic Rankine cycle with the aim of producing power, hydrogen, and desalinated water with combined geothermal and biomass energy sources. In the proposed system, different heat exchangers have been used to increase the exergy efficiency of the system. Also, the cycle performance in both modes of with and without geothermal energy is compared. The results provide that the highest rate of exergy destruction is equal to 119.4 kW which is related to the boiler. Also, the lowest amount of exergoeconomic factor for the boiler is equal to 12.31%. The amount of produced hydrogen and desalinated water is equal to 1.58 lit/s and 15.15 kg/s, respectively. Moreover, with an increment in the temperature of the geothermal source from 125 to 160 C, the production rate of hydrogen and desalinated water are increased 30 and 18 %, respectively. In the case that geothermal energy is not used and all energy is supplied from biomass, the amount of carbon dioxide emission will increase by 68%.

Keywords: Cogeneration, Geothermal, Biomass, Organic Rankine Cycle, Exergoeconomic Analysis, Environment.

۱- مقدمه

زیست و گرم شدن کره زمین می‌شود. از این رو، منابع انرژی تجدیدپذیر جایگزین مناسبی برای سوخت‌های فسیلی می‌باشند.

انرژی زیست توده یکی از منابع تجدیدپذیر است که امروزه تقریباً ۱۴ درصد از منابع انرژی اولیه را تأمین می‌کند و این میزان در کشورهای در حال توسعه به ۳۲ درصد می‌رسد [۲]. با وجود اینکه در احتراق زیست توده مانند سایر سوخت‌های فسیلی دی اکسیدکربن آزاد می‌شود ولی این مقدار ناچیز می‌باشد و علاوه بر این، نسبت به احتراق سایر سوخت‌های فسیلی میزان انتشار ترکیبات نیتروژن دار و گوگرد دار آن بسیار پایین‌تر است.

انرژی زمین گرمایی یکی دیگر از منابع انرژی تجدیدپذیر بوده که مزایای زیادی دارد. از محاسن انرژی زمین گرمایی، عدم ایجاد آلاینده‌های زیست محیطی و ظرفیت بالای آن برای تولید توان می‌باشد [۳]. دمای منابع انرژی زمین گرمایی بین ۵۰ تا ۳۵۰ درجه سلسیوس متغیر است. به علت وجود منابع زیاد دما پائین (۹۰ تا ۲۲۰ درجه سلسیوس) در سطح جهان، پیش‌بینی می‌شود که این منابع انرژی در

چرخه‌های آلی رانکین از چرخه‌های رایج در تولید توان هستند که سیال عامل آن‌ها یک سیال آلی می‌باشد. این چرخه‌ها دارای دمای عملکردی پائین یا متوسطی هستند و بدین جهت، با منابع انرژی تجدیدپذیر نظیر زمین گرمایی و زیست توده کاربرد زیادی دارند. چرخه رانکین دارای چهار جزء توربین، چگالنده، پمپ و جوش آور بوده و عملکرد آن بدین صورت است که سیال عامل با دفع گرما در چگالنده تقطیر شده و به مایع تبدیل می‌شود. فشار سیال توسط پمپ افزایش داده شده و از آنجا به جوش‌آور هدایت می‌شود. با گرفتن گرما، سیال عامل تغییر حالت داده و با دما و فشار بالا به توربین وارد شده و با انجام کار، کاهش فشار و دما یافته و وارد چگالنده می‌شود و چرخه مذکور مجدداً تکرار می‌گردد [۱]. استفاده زیاد سوخت‌های فسیلی جهت تأمین نیازهای بشر به انرژی، باعث کاهش شدید ذخایر این سوخت‌ها شده است. علاوه بر این استفاده از سوخت‌های فسیلی، سبب آلودگی محیط

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: mhsefid@yazd.ac.ir

تاریخ دریافت: ۰۰/۱۰/۰۱

تاریخ پذیرش: ۰۰/۱۲/۲۲

آینده بیشتر مورد استفاده قرار بگیرند [۴]. تحقیقات زیادی توسط پژوهشگران به منظور استفاده از انرژیهای تجدیدپذیر برای سیستمهای تولید همزمان انجام شده است. عبدالعلی پورعدل و همکارانش [۵] به تحلیل انرژی و انرژی یک سیستم تولید همزمان با استفاده از منبع زمین گرمایی پرداختند. آنها همچنین سیستم پیشنهادی خود را از سه دیدگاه توان تولیدی، راندمان و راندمان انرژی بهینه سازی نمودند. ییلماز و همکارانش [۶] هفت آرایش مختلف زمین گرمایی و تولید هیدروژن با روش الکترولایزر را تحلیل کردند. نتایج محاسبات آنها حاکی از کاهش هزینه تولیدی هیدروژن در ازای افزایش دمای منبع زمین گرمایی بود. کیانفرد و همکارانش [۷] برای تولید هیدروژن و آب شیرین، از انرژی زمین گرمایی استفاده نمودند و بازگشت سرمایه را ۵/۶ سال محاسبه کردند. اکرمی و همکارانش [۸] به بررسی یک سیستم تولید همزمان توان، هیدروژن و سرمایش با انرژی زمین گرمایی پرداختند. بر اساس نتایج محاسبات آنها، مقدار راندمان گرمایی ۳۴/۹۸ درصد و راندمان انرژی ۴۹/۱۷ درصد بدست آمد. یوکسل و همکارانش [۹] نیز یک سیستم تولید همزمان توان، هیدروژن و سرمایش را بررسی کردند و گزارش نمودند که با افزایش دمای منبع گرم از ۱۳۰ تا ۲۰۰ درجه سلسیوس، مقدار هیدروژن تولیدی از ۰/۰۳ تا ۰/۰۷۵ کیلوگرم بر ثانیه افزایش می‌یابد. غایبی و همکارانش [۱۰] یک سیستم تولید همزمان توان، گرمایش و سرمایش جذبی بر مبنای انرژی زمین گرمایی را تحلیل کردند. نتایج کار آنها نشان داد که مقدار راندمان گرمایی، راندمان انرژی و مجموع هزینه واحد تولید محصول در حالت بهینه به ترتیب ۹۴/۸۴ درصد، ۴۷/۸۹ درصد و ۸۹/۹۵ دلار بر گیگاژول می‌باشد. بالتا و همکارانش [۱۱] به مطالعه روی یک سیستم ترکیبی زمین گرمایی و چرخه ترموشیمیایی جداکننده آب پرداختند و مقدار هیدروژن تولیدی را محاسبه نمودند. نتایج پژوهش آنها نشان داد که هزینه تولید هیدروژن مستقیماً به ظرفیت نیروگاه و راندمان انرژی وابسته است. مهرپویا و همکاران [۱۲] یک سیستم تولید همزمان بر پایه چرخه کالینا به کمک انرژی زمین گرمایی برای تولید آب شیرین را تحلیل نمودند. نتایج پژوهش آنها نشان داد که سیستم پیشنهادی قادر به تولید ۴۶/۷۷ کیلووات توان، ۴۵۱ کیلووات گرمایش، ۵۲ کیلووات سرمایش و ۰/۷۹ کیلوگرم بر ثانیه آب آشامیدنی می‌باشد.

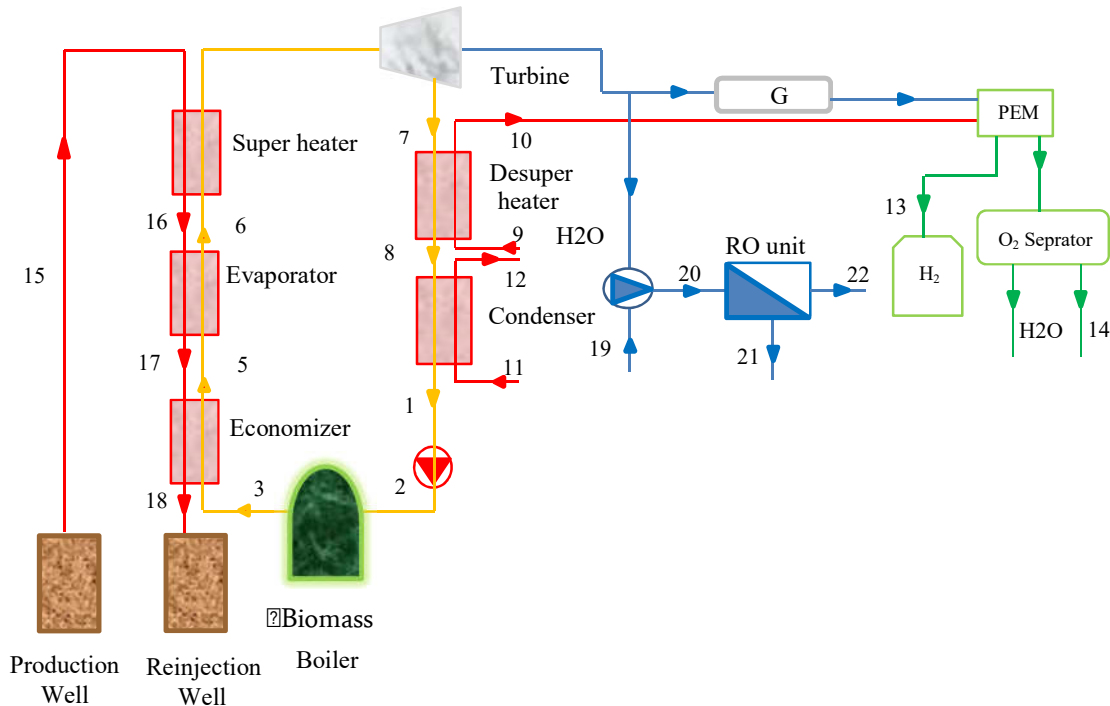
برای استفاده از انرژی زمین گرمایی، اکثراً استفاده از سیستمهای دما پائین موضوعیت پیدا می‌کند. راندمان انرژی این سیستمها چندان بالا نیست و از طرف دیگر مصرف کل توان حاصل از انرژی زمین گرمایی برای تولید هیدروژن و آب شیرین باعث کاهش راندمان انرژی بسیار پائین تر از سیستم تولید توان با شرایط مشابه می‌گردد. بنابراین توصیه می‌شود که از منابع انرژی دیگری نیز جهت تأمین انرژی لازم برای چرخه رانکین آلی استفاده کرد. به همین منظور و همچنین در دسترس بودن منابع انرژی زیست توده، در این پژوهش سیستم جدید و منعطف تولید همزمان توان، گرمایش، هیدروژن و آب شیرین پیشنهاد شده که از ترکیب انرژیهای زمین گرمایی و زیست توده استفاده می‌کند. در سیستم پیشنهادی از سه مبادله کن گرمایی اکونومایزر، تخریکن و فراگرمن به منظور تأمین انرژی لازم برای توربین استفاده شده است که این امر باعث کاهش اختلاف دمای بوجود آمده در دو طرف سیال، سبب کاهش میزان تخریب انرژی در مبادله کنها و در مجموع کاهش تخریب انرژی کل سیستم می‌شود که این موضوع از نوآوریهای این

تحقیق به حساب می‌آید. از هیدروژن تولیدی می‌توان بجای زیست توده نیز استفاده نمود. وجود مبادله کنهای گرمایی سبب افزایش راندمان چرخه رانکین می‌شود ولی نیازمند سرمایه‌گذاری بیشتری می‌باشند. بنابراین لازم است با بررسیهای فنی اقتصادی، اثربخشی و جایگاه آنها مشخص شود. همچنین به منظور تأمین گرمایش لازم برای الکترولایزر از گرمای موجود در سیستم استفاده شده که نیاز به گرمکن خارجی برای تأمین این گرمایش را منتفی می‌کند. از طرفی دیگر، در احتراق سوخت زیست توده مانند سایر سوختهای فسیلی دی اکسیدکربن آزاد شده و تبعات زیست محیطی دارد. بنابراین در این پژوهش سعی شده تا با رویکردی همه جانبه به تحلیل انرژی، انرژی، انرژی، اقتصادی و زیست محیطی چرخه پیشنهادی پرداخته شود. همچنین به منظور تأثیر استفاده از انرژی زمین گرمایی، عملکرد چرخه در دو حالت با و بدون زمین گرمایی مقایسه می‌گردد. عمده موارد این پژوهش به شرح زیر می‌باشد.

- استفاده از انرژی زمین گرمایی و انرژی زیست توده برای تأمین انرژی لازم برای چرخه رانکین آلی.
- تولید هیدروژن توسط سیستم الکترولایزر غشاء پروتونی و تولید آب شیرین توسط سیستم اسمز معکوس.
- تحلیل انرژی، انرژی، اقتصادی و زیست محیطی سیستم.
- مقایسه دو حالت سیستم با و بدون زمین گرمایی و تأثیر آن بر رفتار ترمودینامیکی چرخه و میزان انتشار دی اکسیدکربن.

۲- شرح سیستم و مدل سازی

در تحقیق حاضر، یک سیستم الکترولایزر غشاء پروتونی و یک سیستم اسمز معکوس، با چرخه رانکین آلی ترکیب شده‌اند. از انرژی زمین گرمایی و انرژی زیست توده برای تأمین انرژی چرخه رانکین آلی استفاده شده است. در شکل ۱، چرخه مورد بررسی که شامل یک سیستم تولید همزمان توان، هیدروژن و گرمایش با منبع انرژی زمین گرمایی و زیست توده می‌باشد نشان داده شده است. این سیستم شامل چهار زیر سیستم می‌شود. زیر سیستم چرخه رانکین آلی، زیر سیستم زمین گرمایی، زیرسیستم تولید آب شیرین و زیر سیستم تولید هیدروژن. خروجی اصلی این سیستم، توان، گرمایش، هیدروژن و آب شیرین می‌باشد که به ترتیب در زیر سیستم چرخه رانکین آلی، هیدروژن و اسمز معکوس تولید می‌شود. زیر سیستم زمین گرمایی، انرژی اصلی سیستم را تأمین می‌کند. سیال عامل چرخه در ابتدا به



شکل ۱- سیستم پیشنهادی تولید همزمان توان، هیدروژن و آب شیرین

اسمز معکوس، شوری خود را از دست داده و به آب شیرین (نقطه ۲۲) و آبی با شوری بیشتر (نقطه ۲۱) تبدیل می‌شود. برای ساده‌سازی معادلات بیان شده، فرضیات زیر بکار گرفته شده است [۱۳].

- تمام اجزای چرخه در حالت پایا عمل می‌کنند.
- از افت فشار لوله‌ها و مبادله‌کن‌های گرمایی و سایر اجزا صرف‌نظر شده است.
- سیال زمین گرمایی، آب در نظر گرفته شده است.
- دما و فشار محیط به ترتیب برابر ۲۵ درجه سلسیوس و ۱۰۰ کیلوپاسکال می‌باشد.
- دمای آب زمین گرمایی ۱۵۰ درجه سلسیوس و دبی آن ۱ kg/s فرض شده است.
- کل سیستم آدیاباتیک در نظر گرفته شده و از تلفات گرمایی صرف‌نظر شده است.

در این تحقیق با استفاده از نتایج پژوهش [۱۴] و همچنین با توجه به محدوده دمایی مورد استفاده در چرخه رانکین آلی، سیال عامل کاری بالای این سیال، می‌توان از توربین و مبادله‌کن‌های گرمایی کوچکتری استفاده کرد. پتانسیل گرمایش جهانی و تبعات زیست محیطی پائین این سیال نیز از دلایل دیگر انتخاب آن می‌باشد. سوخت زیست توده مصرفی در این تحقیق چوب صنوبر بوده و مشخصات آن بر اساس مرجع [۱۵] می‌باشد. داده‌های ورودی مربوط به چرخه رانکین آلی، سیستم الکتروولایزر غشاء پروتونی و سیستم اسمز معکوس در جدول ۱ آمده است.

وسيله پمپ به جوش آور زیست توده رفته و توسط گرمای حاصل از سوخت، پیش گرم می‌شود و بعد از آن توسط مبادله‌کن‌های گرمایی زمین گرمایی تا دمای بیشینه چرخه، فراگرم می‌شود. این مبادله‌کن‌های گرمایی از یک اکونومایزر، یک تبخیرکن و یک فراگرمکن تشکیل شده است. سیال ابتدا توسط گرمای زیست توده، پیش گرم شده و وارد اکونومایزر می‌شود، بعد از آن در تبخیرکن به حالت بخار اشباع تبدیل می‌گردد و در نهایت در فراگرمکن از حالت بخار اشباع به بخار مافوق گرم تغییر حالت می‌یابد. سپس سیال مافوق گرم شده وارد توربین می‌شود و توان تولید می‌کند. بعد از عبور از توربین سیال عامل همچنان ظرفیت تولید گرما دارد و می‌توان از گرمای آن به منظور تأمین گرمای لازم برای گرمایش آب ورودی به الکتروولایزر استفاده کرد. بنابراین سیال عامل وارد دی فراگرمکن شده و گرمای لازم برای الکتروولایزر تأمین می‌گردد. سپس سیال عامل وارد چگالنده شده و با دفع گرما و تأمین گرمای لازم برای آب گرم بهداشتی برای مصارف ساختمانی، به مایع اشباع تبدیل می‌شود و این چرخه تکرار می‌شود.

توان تولید شده در چرخه رانکین آلی در یک ژنراتور به انرژی الکتریکی تبدیل شده و تماماً و بطور مساوی برای تولید هیدروژن و آب شیرین به سیستم غشاء پروتونی و اسمز معکوس منتقل می‌شود در سیستم الکتروولایزر، همانطور که در شکل ۱ مشخص است، آب ورودی با فشار اتمسفر وارد دی فراگرمکن شده و تا دمای لازم برای سیستم الکتروولایزر گرم می‌شود. در سیستم الکتروولایزر، هیدروژن خروجی از کاتد، گرمای خود را به محیط دفع کرده و در یک منبع ذخیره می‌گردد. اکسیژن تولید شده در آند به وسیله یک جداکننده، از مخلوط آب و اکسیژن جدا می‌شود و در نهایت آب باقیمانده برای تولید هیدروژن مجدداً به الکتروولایزر باز می‌گردد.

در سیستم اسمز معکوس توسط پمپ، فشار لازم برای عبور آب شور از غشاء تأمین می‌گردد. آب شور یا آب دریا پس از گذر از دستگاه

جدول ۱- داده های ورودی چرخه آلی رانکین

مقدار	نام متغیر
۸۰	راندمان ایزنتروپیک پمپ و توربین (%)
۹۰	راندمان جوش آور (%)
۳۸۰۰	فشار ورودی به توربین (kPa)
۱۱۰۰	فشار خروجی از توربین (kPa)
۱۰۰	فشار آب ورودی به چگالنده (kPa)
۱	دبی آب ورودی به دی فراگرمن (kg/s)
۱۰	اختلاف دمای پینچ دی فراگرمن (K)
۳	اختلاف دمای پینچ چگالنده (K)
۵	اختلاف دمای پینچ تبخیرکن (K)
۱۰	اختلاف دمای پینچ فراگرمن (K)
۱۶۲۶۰	ارزش گرمایی بالای سوخت (kJ/kg)
۰/۰۴۷	میزان سوخت زیست توده ورودی (kg/s)

داده های ورودی الکتروولایزر غشاء پروتونی [۱۶]

مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
۸۰	T PEM (C)	۱	Po (bar)
۷۶	E _{act,a} (kJ/mol)	۵۰	D (mm)
۱۸	E _{act,c} (kJ/mol)	۹۶۴۸۶	F (C/mol)
۱۴	λ _a	۱۷۰۰۰۰	J _a ^{ref} (A/m ²)
۱۰	λ _c	۴۶۰۰	J _c ^{ref} (A/m ²)

داده های ورودی سیستم اسمز معکوس [۱۷]

مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
۲۵	T ₀ (C)	۰/۴	RR(-)
۴	X _{feed} (g/kg)	۴/۱۵	m _{required} (kg/s)
۳۷	A _{mem} (m ²)	۱۰۰	n(-)

اندیس های i و e مشخص کننده انرژی ورودی و خروجی به حجم کنترل هستند. Ex_D بیانگر تخریب انرژی بوده و عبارتهای دیگر از طریق معادلات (۴-۶) تعیین می شوند [۱۸].

$$Ex_{\dot{Q}} = (1 - \frac{T_0}{T_i}) \dot{Q}_i \quad (4)$$

$$Ex_{\dot{W}} = \dot{W} \quad (5)$$

$$ex = ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (6)$$

راندمان انرژی سیستم تولید همزمان مورد بررسی بر اساس رابطه (۷) محاسبه می شود [۱۸].

$$\eta_{CHP} = \frac{W_{net} + Q_{heating}}{Q_{Boiler} + Q_{Geothermal}} \quad (7)$$

$$Q_{heating} = \dot{m}_s (h_{1s} - h_s) + \dot{m}_{11} (h_{11} - h_{11}) \quad (8)$$

$$W_{net} = W_{turbine} - W_{pump} \quad (9)$$

$$\eta_{boiler} = \frac{Q_{boiler}}{Q_{burn}} \quad (10)$$

$$Q_{burn} = \dot{m}_{fuel} \times LHV \quad (11)$$

$$Q_{Geothermal} = \dot{m}_{15} \times h_{15} \quad (12)$$

راندمان انرژی سیستم تولید همزمان بر اساس رابطه (۱۳) بدست می آید [۱۸].

$$\eta_{ex} = 1 - \left(\frac{Ex_{D,tot}}{Ex_{15} + E_{Biomass}} \right) \quad (13)$$

$$E_{Biomass} = \dot{m}_{fuel} \times \Psi \times LHV \quad (14)$$

که مقدار انرژی شیمیایی سوخت زیست توده بوده و مقدار آن از رابطه (۱۵) بدست می آید [۱۹].

$$\Psi = \frac{1.004 + 0.016 \frac{H}{C} - 0.3493 \frac{O}{C} [1 + 0.0531 \frac{H}{C}] + 0.0493 \frac{N}{C}}{1 - 0.4124 \left(\frac{O}{C} \right)} \quad (15)$$

در جدول ۲، معادلات انرژی چرخه رانکین آلی ارائه شده است.

جدول ۲- معادلات انرژی چرخه رانکین آلی

نام جزء	انرژی محصول	انرژی سوخت
توربین	\dot{W}_{turb}	$\dot{E}_p - \dot{E}_v$
دی فراگرمن	$\dot{E}_{11} - \dot{E}_s$	$\dot{E}_v - \dot{E}_a$
چگالنده	$\dot{E}_{11} - \dot{E}_{11}$	$\dot{E}_a - \dot{E}_1$
پمپ	$\dot{E}_s - \dot{E}_1$	\dot{W}_{pump}
جوش آور زیست توده	$\dot{E}_r - \dot{E}_r$	$E_{Biomass}$
اکونومایزر	$\dot{E}_r - \dot{E}_r$	$\dot{E}_{11} - \dot{E}_{11}$
تبخیرکن	$\dot{E}_d - \dot{E}_r$	$\dot{E}_{11} - \dot{E}_{11}$
فراگرمن	$\dot{E}_p - \dot{E}_d$	$\dot{E}_{15} - \dot{E}_{15}$

۲-۲- تحلیل انرژی - اقتصادی

فرآیند هزینه گذاری انرژی شامل معادلات موازنه هزینه ای است که برای هر یک از اجزای سیستم بر اساس رابطه ۱۶ به صورت جداگانه نوشته می شود [۲۰].

$$\sum (c_e E_{x_i})_k + c_{w,k} W_k = c_{Q,k} E_{Q,k} + \sum (c_i E_{x_i})_k + Z_k \quad (16)$$

در رابطه فوق، c هزینه واحد انرژی و Z_k نرخ هزینه برای جزء k می باشد و از رابطه (۱۷) به دست می آید [۲۰].

$$Z_k = \frac{Z_k CRF \phi}{N} \quad (17)$$

در رابطه فوق Z_k هزینه اولیه خریداری شده جزء، ϕ ضریب مربوط به هزینه عملکرد و نگهداری جزء، N تعداد ساعات عملکرد سالیانه جزء

۱-۲- تحلیل انرژی و انرژی

برای مدل سازی انرژی سیستم، می بایست قوانین پایستگی جرم و انرژی برای هر یک از اجزای سیستم اعمال شود. به همین علت، هر یک از المان ها یک حجم کنترل در نظر گرفته می شود [۱۸].

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e \quad (1)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_i \dot{m}_i h_i \quad (2)$$

انرژی [۱۸] به چهار دسته انرژی فیزیکی، انرژی شیمیایی، انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل تقسیم بندی می شود. به سبب تغییرات ناچیز سرعت و ارتفاع در این پژوهش از عبارتهای انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است. انرژی فیزیکی به عنوان حداکثر کار مفید نظری بدست آمده سیستم در تعامل با محیط در شرایط تعادل در نظر گرفته می شود. با در نظر گرفتن قانون اول و دوم ترمودینامیک، موازنه انرژی را به صورت رابطه (۳) می توان در نظر گرفت [۱۸].

$$E \dot{x}_{\dot{Q}} + \sum_i \dot{m}_i ex_i = \sum_e \dot{m}_e ex_e + E \dot{x}_{\dot{W}} + E \dot{x}_D \quad (3)$$

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}} \quad (23)$$

نام جزء	موازنه قیمت	روابط کمی
جوش آور	$Z_{boiler} + C_{bio} + \dot{C}_2 = \dot{C}_3$	-
اکونومایزر	$Z_{eco} + \dot{C}_3 + \dot{C}_{17} = \dot{C}_4 + \dot{C}_{18}$	$c_{17} = c_{18}$
تبخیرکن	$Z_{eva} + \dot{C}_4 + \dot{C}_{16} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{17}$	$c_{16} = c_{17}$
فراگرمن	$Z_{sh} + Z_{geo} + \dot{C}_5 + \dot{C}_{15} = \dot{C}_6 + \dot{C}_{16}$	$c_{15} = c_{16}$
توربین	$Z_{tur} + \dot{C}_6 = \dot{C}_7 + \dot{C}_{w,t}$	$c_6 = c_7$
دی	$Z_{dsh} + \dot{C}_7 + \dot{C}_9 = \dot{C}_8 + \dot{C}_{10}$	$c_7 = c_8$ $c_9 = 0$
فراگرمن		
چگالنده	$Z_{cond} + \dot{C}_8 + \dot{C}_{11} = \dot{C}_1 + \dot{C}_{12}$	$c_1 = c_8$ $c_{11} = 0$
پمپ	$Z_p + \dot{C}_1 + \dot{C}_{w,p} = \dot{C}_2$	$c_{w,p} = c_{w,t}$
الکترولایزر	$Z_{el} + \dot{C}_{w,el} + \dot{C}_{10} = \dot{C}_{13} + \dot{C}_{14}$	$c_{13} = c_{14}$
آب شیرین کن	$Z_{RO} + Z_{p,ro} + \dot{C}_{19} + \dot{C}_{w,ro} = \dot{C}_{21} + \dot{C}_{22}$	$c_{19} = 0$ $c_{21} = 0$

۲-۳- تحلیل زیست محیطی

در مدلسازی سیستم تولید همزمان انرژی زمین گرمایی و زیست توده، برای تعیین پارامترهای ترمودینامیکی و اقتصادی سیستم فرض شده که در محفظه احتراق زیست توده، احتراق کامل رخ می‌دهد. در حالیکه عملاً به دلیل واکنش شیمیایی ناقص درون محفظه احتراق، در محصولات احتراق مونواکسیدکربن و اکسیدهای نیتروژن تولید می‌گردند [۲۶].

تحلیل انرژی زیست محیطی یک سیستم تولید چندگانه بر اساس هزینه جلوگیری از انتشار آلاینده‌ها صورت می‌گیرد. در این پژوهش، بررسی برای هزینه انتشار مونواکسیدکربن، دی اکسیدکربن و اکسید نیتروژن انجام می‌شود. به منظور محاسبه ضریب انتشار آلاینده‌ها، از رابطه (۲۴) استفاده شده است [۲۶].

$$C_{env} = m_{CO} C_{CO} + m_{NOx} C_{NOx} + m_{CO2} C_{CO2} \quad (24)$$

مقدار CO و NOx تولید شده در محفظه احتراق با دمای شعله آدیاباتیک متغیر است [۲۷]. مقدار دمای آدیاباتیک شعله از رابطه (۲۵) تعیین می‌گردد.

$$T_{pz} = A \sigma^a \exp(\beta(\sigma + \lambda)^2) \Pi x^* \theta y^* \psi z^* \quad (25)$$

مقادیر Π ، θ ، ψ به ترتیب دما و فشار بی بعد و نسبت اتمهای هیدروژن به کربن هستند. مقادیر x^* ، y^* و z^* بر حسب تابعی از σ در روابط (۲۶-۲۸) بیان شده‌اند [۲۸].

$$x^* = a_1 + b_1 \sigma + c_1 \sigma^2 \quad (26)$$

$$y^* = a_2 + b_2 \sigma + c_2 \sigma^2 \quad (27)$$

$$z^* = a_3 + b_3 \sigma + c_3 \sigma^2 \quad (28)$$

a ، β ، σ ، a_i ، b_i ، c_i از مرجع [۲۸] بدست می‌آیند. به منظور حل معادلات ترمودینامیکی، از نرم افزار EES استفاده شده است.

و CRF ضریب بازگشت سرمایه بوده و از رابطه (۱۸) تعیین می‌شود [۲۰].

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (18)$$

در رابطه (۱۸)، i نرخ سود سرمایه برابر ۱۲ درصد و n تعداد سالهای عملکرد سیستم برابر ۲۰ سال است. همچنین ϕ برابر ۱/۰۶ و N برابر ۸۰۰۰ ساعت در نظر گرفته می‌شود. در این پژوهش از روابط ارائه شده در مرجع [۲۱] برای به دست آوردن قیمت اولیه اجزای چرخه رانکین و از مرجع [۲۲] برای به دست آوردن قیمت مبادله کن‌ها و انرژی زمین گرمایی و از مرجع [۲۳] برای بدست آوردن قیمت اولیه واحد آب شیرین کن و از مرجع [۲۴] برای بدست آوردن قیمت اولیه واحد الکترولایزر استفاده شده است. روابط تعیین هزینه ارائه شده مربوط مربوط به سالهای گذشته بوده و این قیمت‌ها توسط رابطه (۱۹) بروز رسانی می‌گردد [۲۰].

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{Index_1}{Index_2} \quad (19)$$

C_1 و C_2 قیمت تجهیزات در سالهای ۱ و ۲ و $Index_1$ و $Index_2$ شاخص هزینه در سالهای ۱ و ۲ می‌باشد. شاخص هزینه معرف تورم است و برای اصلاح هزینه اجزا استفاده می‌شود. در این تحقیق از شاخص ارائه شده توسط مارشال و سوئیفت جهت بروز رسانی قیمت‌ها برای سال ۲۰۲۱ استفاده شده است [۲۵]. توابع اقتصادی اجزای مختلف سیستم در جدول ۳ و روابط نرخ هزینه سوخت و محصول اجزا در جدول ۴ ارائه شده است.

جدول ۳- توابع اقتصادی اجزای مختلف سیستم

نام جزء	تابع قیمت
توربین	$Z_{tur} = 4750 (W_{tur})^{0.75}$
مبادله کن‌های گرمایی	$Z = 3.28 \times 10^4 \times \left(\frac{A}{80}\right)^{0.68}$
پمپ	$Z_{pump} = 1.97 \times 10^3 \times W_{pump}^{0.35}$
جوش آور	$Z_{boiler} = 3.28 \times 10^5 \times \left(\frac{m_{steam}}{20000}\right)^{0.81}$
الکترولایزر	$Z_{elec} = 1000 \times W_{elec}$
آب شیرین کن	$Z_{RO} = \exp(0.802 \log(M_d)) + 0.01775 \log(M_d)^2$

هزینه سوخت با لحاظ نمودن قیمت زیست توده مورد استفاده در منطقه، برابر ۰/۰۶۷ دلار بر کیلوگرم در نظر گرفته شده است که همانند هزینه تعمیرات و نگهداری، در طول زمان با تورم افزایش می‌یابد.

تعریف سوخت و محصول برای محاسبات راندمان انرژی در یک جزء منجر به تعریف جریان هزینه مربوط به سوخت و جریان هزینه مربوط به محصول برای سیستم می‌شود. هزینه متوسط واحد سوخت و محصول مطابق روابط (۲۰) و (۲۱) تعیین می‌شود [۲۰].

$$C_{F,k} = \frac{C_{F,k}}{E_{F,k}} \quad (20)$$

$$C_{P,k} = \frac{C_{P,k}}{E_{P,k}} \quad (21)$$

نرخ هزینه تخریب انرژی از تلفیق تعادل انرژی و تعادل هزینه بدست می‌آید [۲۰].

$$C_{D,K} = C_{F,K} E_{D,K} \quad (22)$$

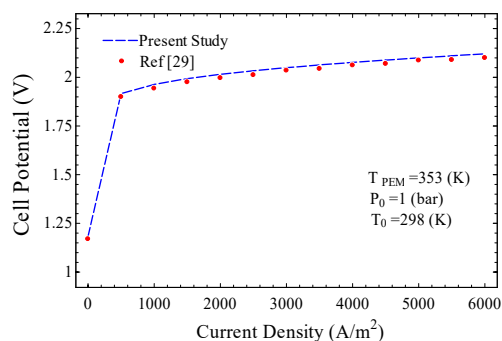
فاکتور انرژی- اقتصادی هر جزء از رابطه ۲۳ بدست می‌آید [۲۰].

۳- نتایج

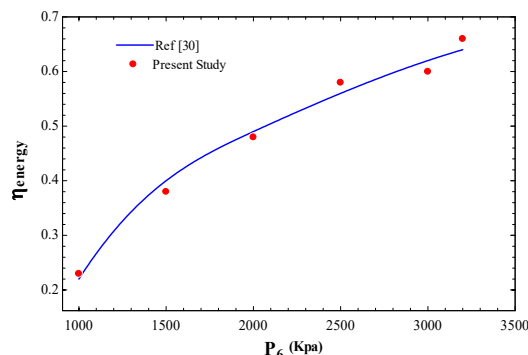
حالت اول مورد بررسی، استفاده از هر دو منبع زمین گرمایی و زیست توده می‌باشد.

۱-۳- اعتبارسنجی

به منظور تعیین درستی محاسبات صورت گرفته با نتایج پژوهشهای پیشین مقایسه و نتایج آن در شکل‌های ۲ و ۳ ارائه شده است که بررسی‌ها نشان می‌دهد مطابقت خوبی بین نتایج وجود دارد.



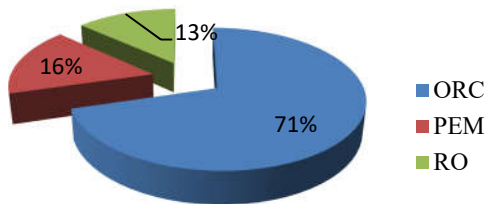
شکل ۲- نتایج مدل‌سازی تولید هیدروژن [۲۹]



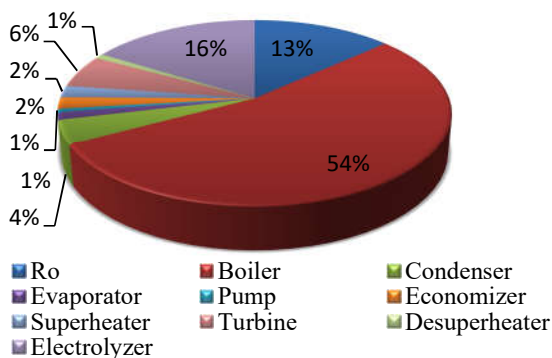
شکل ۳- نتایج مدل‌سازی چرخه رانکین آلی [۳۰]

۲-۳- نتایج تحلیل اگزرژی- اقتصادی

هدف از تحلیل اگزرژی سیستم‌های انرژی، تعیین میزان تخریب اگزرژی و بهبود آن می‌باشد. شکل ۴، درصد تخریب اگزرژی هر بخش از سیستم را نمایش می‌دهد. بر اساس این شکل، چرخه آلی رانکین با مقدار ۷۱ درصد بیشترین سهم تخریب اگزرژی را دارد که علت آن وجود مبادله کن‌های گرمایی و اختلاف دمای جریان سرد و گرم می‌باشد. بعد از چرخه آلی رانکین، الکترولیزر با مقدار ۱۶ درصد دومین واحد تخریب اگزرژی می‌باشد. تخریب اگزرژی در الکترولیزرها عمدتاً به علت فرآیند الکتروشیمیایی جهت تجزیه آب است که میزان تخریب اگزرژی آن وابستگی زیادی به شدت تابع توان مصرفی و چگالی جریان الکتریکی دارد. از آنجاکه چرخه رانکین آلی مورد بررسی، دارای اجزای زیادی است و علت بالا بودن تخریب اگزرژی این واحد نیز همین امر می‌باشد. در شکل ۵، درصد تخریب اگزرژی هر یک نشان داده شده است.



شکل ۴- درصد تخریب اگزرژی واحدهای مختلف سیستم



شکل ۵- درصد تخریب اگزرژی اجزای سیستم تولید همزمان

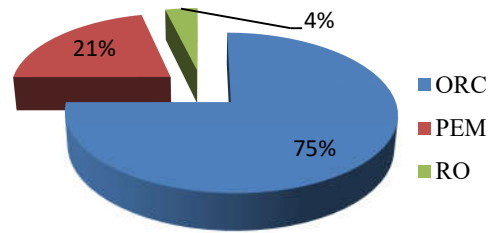
جدول ۵ مقادیر پارامترهای عملکردی سیستم را نشان می‌دهد.

جدول ۵- پارامترهای عملکردی سیستم مورد بررسی		
مقدار	نام متغیر	
۶۱/۴۲	توان تولید توربین (kW)	
۷/۲۱۵	توان پمپ (kW)	
۲۳۴/۹	گرمای دی فراگرمکن (kW)	
۲۸۲/۱	گرمای چگالنده (kW)	
۱۲۶/۳	گرمای جذب شده در تبخیرکن (kW)	
۱۸۰/۳	گرمای جوش آور (kw)	
۱/۵۷۸	هیدروژن تولیدی (lit/s)	
۴/۱۵	آب شیرین تولیدی (kg/s)	
۰/۰۳۵	راندمان اگزرژی سیستم تولید همزمان	

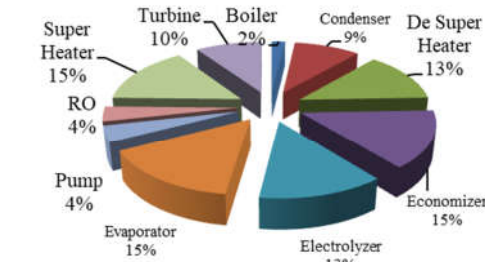
مطابق شکل ۵ بیشترین میزان تخریب اگزرژی برای جوش آور و برابر ۵۴ درصد بدست آمده است که علت آن وجود اختلاف دمای زیاد می‌باشد. پس از جوش آور، در بین اجزای چرخه رانکین، توربین دارای بیشترین میزان تخریب اگزرژی می‌باشد که ۶ درصد میزان تخریب کل سیستم را به خود اختصاص داده است. سهم بخشهای مختلف سیستم تولید همزمان مورد بررسی شامل چرخه رانکین آلی، الکترولیزر و سیستم اسمز معکوس در هزینه کل سیستم به ترتیب برابر ۶۱۶، ۱۷۴/۵ و ۳۱/۱ دلار بر ساعت می‌باشد که در شکل ۶ نشان داده شده است.

جدول ۶- مقادیر فاکتور اگزرواکنومیک اجزای مختلف

Sh	DSH	Condenser	Boiler	Turbine
۹۶/۸۱	۸۳/۱۵	۶۰/۸	۱۲/۳۱	۶۰/۹۵
Evap	Pump	Economizer	Electrolyzer	RO
۹۷/۳۶	۲۶/۵۴	۹۴/۶۵	۸۲/۳۴	۲۴/۶۸



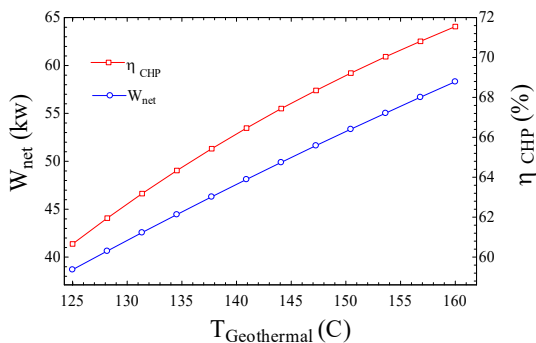
شکل ۶- سهم قسمتهای مختلف سیستم در قیمت کل



شکل ۷- فاکتور اگزرواکنومیک اجزای مختلف سیستم

۳-۳- مطالعه پارامتری

در این بخش، تأثیر تغییر دمای منبع زمین گرمایی و دبی سوخت زیست توده در عملکرد ترمودینامیکی سیستم بررسی شده است. شکل ۸ تأثیر دمای منبع زمین گرمایی را بر توان خالص تولیدی و راندمان انرژی سیستم تولید همزمان نشان می‌دهد. همانطور که از شکل مشخص است با افزایش دمای منبع از ۱۲۵ تا ۱۶۰ درجه سلسیوس، مقدار توان خالص تولیدی و راندمان قانون اول ترمودینامیک سیستم به ترتیب ۳۲ و ۱۴ درصد افزایش می‌یابد.



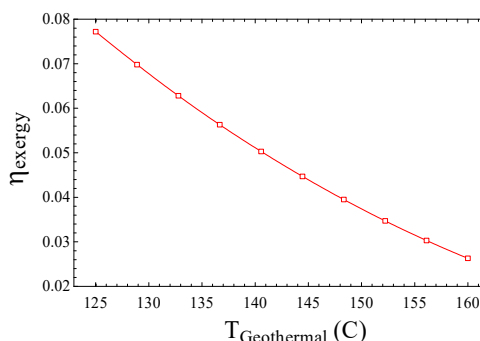
شکل ۸- تأثیر دمای منبع زمین گرمایی را بر توان خالص تولیدی و راندمان انرژی سیستم تولید همزمان

شکل ۹ تغییرات راندمان اگزرواکنومیک کل سیستم را با تغییرات دمای منبع زمین گرمایی نشان می‌دهد. بر اساس شکل مذکور، با افزایش دمای منبع زمین گرمایی از ۱۲۵ تا ۱۶۰ درجه سلسیوس، مقدار راندمان اگزرواکنومیک کل سیستم از ۰/۰۷۷ به ۰/۰۲۶ کاهش می‌یابد. در توجیه این نتیجه لازم است بیان شود که اگرچه با افزایش دمای منبع، مقدار توان خالص خروجی چرخه آلی رانکین افزایش می‌یابد و عملکرد چرخه رانکین رانکین بهبود پیدا می‌کند ولی مقدار تخریب اگزرواکنومیک واحدهای الکترولایزر و اسمز معکوس با افزایش دمای منبع از ۱۲۵ تا ۱۶۰ درجه سلسیوس به ترتیب از ۱۳/۵ به ۴۴ کیلووات و ۲۱/۵ به ۳۱/۵ کیلووات

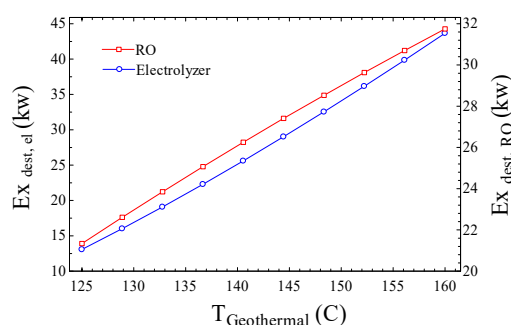
همانگونه که پیش‌بینی می‌شد نتایج حاصل از تحلیل اقتصادی همیشه نتایج تحلیل اگزرواکنومیک را تصدیق می‌نماید. چرخه آلی رانکین از دیدگاه اقتصادی دارای بیشترین تأثیرگذاری بوده و ۷۵ درصد سرمایه‌گذاری را شامل می‌شود. این در حالیست که بیشترین میزان تخریب اگزرواکنومیک نیز مربوط به چرخه رانکین بود. علت بالا بودن هزینه ناشی از چرخه رانکین آلی در درجه اول مربوط به توربین و در درجه دوم وجود مبادله‌کن‌های گرمایی می‌باشد. در حقیقت اصلی‌ترین بخش چرخه‌های رانکین آلی از منظر طراحی، توربین مورد استفاده در آنها است زیرا ساخت و تولید توربین نیازمند فناوریهای پیشرفته می‌باشد که این مهم در پژوهش‌های گذشته نیز به آن اشاره شده است. پس از چرخه رانکین، الکترولایزر دارای بیشترین اهمیت از دیدگاه اقتصادی می‌باشد. از آنجا که بخش زیادی از توان تولیدی در چرخه رانکین آلی در الکترولایزر مصرف می‌گردد، بهبود عملکرد الکترولایزر سبب افزایش عملکرد کل سیستم می‌شود.

یکی از پارامترهای مهم در تحلیل اقتصادی، تعیین فاکتور اگزرواکنومیک می‌باشد. ضریب اگزرواکنومیک مقایسه‌ای از هزینه خرید یک جزء با هزینه تخریب اگزرواکنومیک همان جزء را ارائه می‌دهد. دلیل اهمیت این پارامتر پاسخ به این سؤال است که بالا بودن هزینه جزء مربوط به بالا بودن هزینه سرمایه‌گذاری است یا بالا بودن نرخ تخریب اگزرواکنومیک آن جزء. در جدول ۶ مقدار فاکتور اگزرواکنومیک و در شکل ۸ درصد هریک از اجزای سیستم مورد بررسی نشان داده شده است. کمترین مقدار این پارامتر مربوط به الکترولایزر و برابر ۹/۵۸ بعد از آن جوش آور و برابر ۱۲/۳۱ درصد و پس از آن مربوط به واحد اسمز معکوس و برابر ۲۴/۶۸ درصد است. مقدار پائین فاکتور اگزرواکنومیک این اجزا نشان دهنده این است که هزینه بالای آنها ناشی از تخریب اگزرواکنومیک بالای این اجزا و نه هزینه سرمایه‌گذاری آنها می‌باشد. بنابراین با افزایش هزینه سرمایه‌گذاری این اجزا و ارتقای عملکردشان می‌توان هزینه کل سیستم را کاهش داد. بالا بودن فاکتور اگزرواکنومیک نشان دهنده آن است که لازم است از تجهیزات ارزانتری برای جزء مورد نظر استفاده شود حتی در صورتی که این امر منجر به کاهش راندمان اگزرواکنومیک در بین اجزای سیستم، فراگرمن و تبخیرکن دارای بیشترین فاکتور اگزرواکنومیک می‌باشند که توصیه می‌شود این مبادله‌کن‌ها با مبادله‌کن‌های گرمایی که دارای هزینه کمتری هستند جایگزین گردد، حتی اگر مبادله‌کن‌های دارای قیمت کمتر باعث افزایش میزان تخریب اگزرواکنومیک شوند.

افزایش می‌یابد. تغییرات میزان تخریب انرژی این دو واحد با دمای منبع زمین گرمایی در شکل ۱۰ نشان داده شده است.



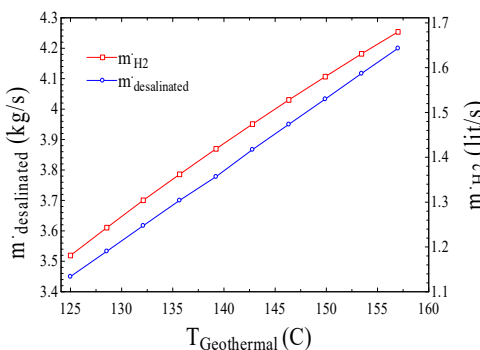
شکل ۹- تغییرات راندمان انرژی سیستم با دمای منبع زمین گرمایی



شکل ۱۰- تاثیر دمای منبع زمین گرمایی با میزان تخریب انرژی واحدهای الکترولیزر و آب شیرین کن

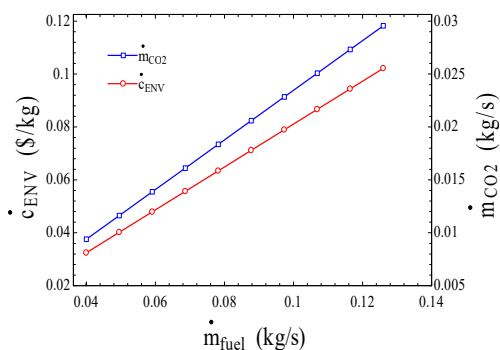
بنابراین اگرچه با افزایش دمای منبع زمین گرمایی، مقدار توان خالص تولیدی و راندمان انرژی چرخه آلی رانکین افزایش می‌یابد ولی سهم زیادی از توان تولید شده در بخش‌های الکترولیزر و آب شیرین کن تخریب می‌شود که این امر، دلیل کاهش راندمان انرژی کل سیستم با بالا رفتن دمای منبع می‌باشد.

شکل ۱۱ تغییرات دمای منبع زمین گرمایی با میزان تولید هیدروژن و تولید آب شیرین را نشان می‌دهد. با افزایش دمای منبع از ۱۲۵ تا ۱۶۰ درجه سلسیوس، مقدار تولید هیدروژن از ۱/۱۸ به ۱/۶۸ لیتر بر ثانیه (۳۰ درصد) و مقدار تولید آب شیرین از ۳/۴۵ به ۴/۲ کیلوگرم بر ثانیه (۱۸ درصد) افزایش پیدا می‌کند. با افزایش دمای منبع زمین گرمایی عملکرد ترمودینامیکی بهبود می‌یابد.



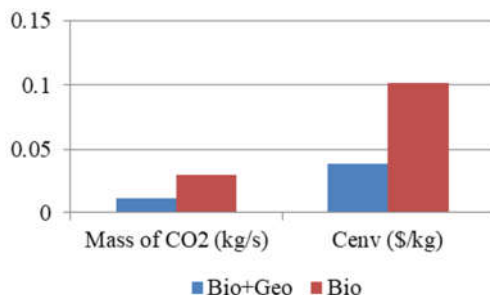
شکل ۱۱- تغییرات دمای منبع با میزان تولید هیدروژن و آب شیرین

از آنجا که بخش زیادی از انرژی مورد نیاز سیال عامل سیستم توسط منبع زمین گرمایی تأمین می‌شود و در صورت عدم استفاده از آن و تأمین کل انرژی توسط سوخت بایوماس آلاینده‌هایی به محیط زیست وارد می‌شود، شکل ۱۲ تأثیر استفاده از منبع زمین گرمایی جهت کاهش آلاینده‌های زیست محیطی را نشان می‌دهد. در صورت عدم استفاده از انرژی زمین گرمایی، کل انرژی لازم برای مبادله‌کن‌های گرمایی اکونومایزر، تبخیرکن و فراگرمکن توسط زیست توده تأمین شده و مقدار سوخت مورد نیاز برابر ۰/۱۲۳ kg/s بدست آمده است که به تبع آن میزان تخریب انرژی جوش آور و مقدار انتشار دی اکسید کربن و در نهایت ضریب انتشار آلاینده‌ها (C_{env}) افزایش می‌یابد.



شکل ۱۲- تاثیر افزایش دبی سوخت بر میزان انتشار آلاینده‌ها

مطابق شکل ۱۲، با افزایش دبی سوخت ورودی از ۰/۰۴ تا ۰/۱۲۳ کیلوگرم بر ثانیه مقدار انتشار دی اکسید کربن ۰/۰۹۳۸۵ تا ۰/۰۲۹۵۶ و ضریب کلی انتشار آلاینده‌ها از ۰/۰۲۲۴۳ تا ۰/۱۰۲۱۱ افزایش می‌یابد. شکل ۱۳ مقایسه میزان انتشار آلاینده‌ها را در دو حالت با و بدون منبع زمین گرمایی نشان می‌دهد.



شکل ۱۳- میزان انتشار آلاینده‌ها را در دو حالت با و بدون منبع زمین گرمایی

مطابق شکل ۱۳، مقدار دی‌اکسیدکربن تولید شده و ضریب آلاینده‌ها در حالت بدون منبع زمین گرمایی به میزان ۶۸ درصد افزایش داشته است. نتایج حاکی از این است که استفاده از انرژی زمین گرمایی برای تأمین گرمای چرخه رانکین اگرچه باعث بالا رفتن ناچیز هزینه کل می‌گردد، ولی میزان انتشار آلاینده‌ها را کاهش و نیاز به سوخت زیست توده را منتفی می‌کند.

۴- نتیجه گیری

در این تحقیق یک سیستم جدید تولید همزمان توان، هیدروژن و آب شیرین با منبع انرژی زیست توده و انرژی زمین گرمایی که از مبادله‌کن‌های گرمایی مختلفی به منظور افزایش راندمان انرژی بهره می‌گیرد، مورد تحلیل انرژی، اقتصادی و محیط زیستی قرار گرفت که به مهم‌ترین نتایج بدست آمده اشاره می‌شود.

۱- بیشترین مقدار تخریب انرژی چرخه رانکین آلی برای جوش آور و برابر ۵۴ درصد (بر اساس شکل ۵) بدست آمد.

۲- چرخه رانکین آلی دارای بیشترین هزینه کل و برابر ۷۵ درصد و بعد از آن الکترولایزر با ۲۱ درصد (مطابق شکل ۶) می‌باشد.

۳- کمترین مقدار فاکتور انرژی‌اقتصادی مطابق جدول ۶، مربوط به جوش آور و برابر ۱۲/۳۱ درصد و پس از آن مربوط به واحد اسمز معکوس و برابر ۲۴/۶۸ درصد است.

۴- با افزایش دمای منبع زمین گرمایی از ۱۲۵ تا ۱۶۰ درجه سلسیوس، مقدار توان خالص تولیدی و راندمان قانون اول ترمودینامیک سیستم به ترتیب ۲۲ و ۱۴ درصد افزایش و مقدار راندمان انرژی کل سیستم از ۰/۰۷۷ به ۰/۰۲۶ (مطابق شکل‌های ۸ و ۹) کاهش می‌یابد.

۵- با افزایش دمای منبع از ۱۲۵ تا ۱۶۰ درجه سلسیوس، مقدار تولید هیدروژن از ۱/۱۸ به ۱/۶۸ لیتر بر ثانیه و مقدار تولید آب شیرین از ۳/۴۵ به ۴/۲ کیلوگرم بر ثانیه (شکل ۱۱) افزایش و از طرفی میزان تخریب انرژی این دو واحد نیز افزایش پیدا می‌کند.

۶- در صورت عدم استفاده از منبع زمین گرمایی، با افزایش دبی سوخت ورودی از ۰/۰۴ تا ۰/۱۲۳ کیلوگرم بر ثانیه، مقدار انتشار دی اکسید کربن ۰/۰۹۳۸۵ تا ۰/۰۲۹۵۶ و ضریب کلی انتشار آلاینده‌ها از ۰/۰۳۲۴۳ تا ۰/۱۰۲۱ افزایش می‌یابد.

۵- نمادها

A	سطح (m ²)
Bio	زیست توده
C	هزینه جریان (\$/s)
C _{env}	ضریب انتشار آلاینده‌ها (\$/kg)
CRF	ضریب بازگشت سرمایه
Dsh	دی فراگرمکن
Ėx	آهنگ انرژی (kW)
Ėx _D	نرخ تخریب انرژی (kW)
Eva	تبخیرکن
Eco	اکونومایزر
E _{act,i}	انرژی فعالساز کاتد و آند (kJ)
F	ثابت فارادی (C/mol)
h	آنتالپی (kJ/kg)
J	چگالی جریان (A/m ²)
LHV	ارزش گرمایی پائین سوخت (kJ/kg)
m _k	دبی جرمی عبوری از جزء k (kg/s)
Ṁ _d	دبی آب شیرین (kg/s)
Ṁ _f	دبی آب تغذیه (kg/s)

\dot{N}	دبی مولی (mol/s)
ORC	چرخه رانکین آلی
PEM	الکترولایزر غشاء پروتونی
R	ثابت جهانی گازها (kJ/kg.K)
RO	اسمز معکوس
RR	نسبت بازیابی غشاء
R _{PEM}	مقاومت مبادله کن غشاء پروتونی (Ω)
s	آنتروپی (kJ/kg.K)
Sh	فراگرمکن
T	دما (C)
V ₀	پتانسیل برگشت پذیر (V)
V _{act,i}	پتانسیل فعالساز کاتد و آند (V)
W _{net}	کار خالص تولیدی (kW)
Z _k	سرمایه اولیه خرید تجهیزات

حروف یونانی

η	راندمان
Ψ	انرژی شیمیایی (kW)
λ	آب موجود در سطح غشاء کاتد و آند (Ω ⁻¹)
ϕ	ضریب هزینه تعمیر و نگهداری

زیر نویس‌ها

i	ورودی
e	خروجی
0	شرایط محیط

۶- مراجع

- [1] Razmi A, Soltani M, Torabi M Investigation of an efficient and environmentally-friendly CCHP system based on CAES, ORC and compression absorption refrigeration cycle: energy and exergy analysis. *Energy Convers Manag*; 195:1199e211, 2019.
- [2] Guoquan Qiu, Yingjuan Shao, Jinxing Li, Hao Liu , Saffa .B. Riffat , "Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications", *Fuel*, 96: 374–382, 2012.
- [۳] عبدالعلی پور عدل م، خلیل آریا ش. و جعفرمدار ص، استفاده از یک چرخه ترکیبی تبخیر آبی یک و سه مرحله ای با رانکین آلی برای تولید توان از چاههای زمین گرمایی سیلان، *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۵۰، ش. ۳، ص ۱۵۵-۱۶۴، ۱۳۹۹.
- [۴] عالی م، پورمحمد ن. و زارع و، تحلیل انرژی چرخه جدید پیشنهادی برای تولید توان از چاههای زمین گرمایی سیلان، *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۸، ش. ۱، ص ۲۶۰-۲۵۱، ۱۳۹۷.
- [۵] عبدالعلی پور عدل م، رستمی م، خلیل آریا ش. یاری م. تحلیل انرژی و انرژی یک سیستم بر مبنای انرژی زمین گرمایی برای تولید همزمان توان، آب شیرین، گرمایش و هیدروژن. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۵۳، ش. ۳، ص ۱۳۵-۱۴۴، ۱۴۰۰.
- [6] Yilmaz C, Kanoglu M, Bolatturk A, Gadalla M. Economics of hydrogen production and liquefaction by geothermal energy. *International journal of hydrogen energy*, Vol. 37, pp. 2058-69, 2012.
- [7] Kianfard H, Khalilarya S, Jafarmadar S. Exergy and exergoeconomic evaluation of hydrogen and distilled water production via combination of PEM electrolyzer, RO desalination

- [26] Ahmadi, Pouria, Marc A. Rosen, Ibrahim Dincer. Greenhouse gas emission and exergo-environmental analyses of a trigeneration energy system. *International Journal of Greenhouse Gas Control*. 5: 1540-49, 2011.
- [27] Gu"lderO" L Flame temperature estimation of conventional and future jet fuels. *Journal of Engineering Gas Turbine and Power*. 108: 376-380, 1986.
- [28] Dincer, I., M.A. Rosen. Exergy, Energy, Environment and Sustainable Development. Elsevier, 2007.
- [29] Ahmadi, P., I. Dincer, and M.A. Rosen, Performance assessment and optimization of a novel integrated multigeneration system for residential buildings. *Energy and Buildings*. 67: p. 568-578, 2013.
- [30] M. Leveni, G. Manfrida, R. Cozzolino and B. Mendecka, Energy and exergy analysis of cold and power production from the geothermal reservoir of torre alfina. *Energy*. P 807-818, 2019.
- unit and geothermal driven dual fluid ORC. *Energy Conversion and Management*, Vol. 177, pp. 339-49, 2018.
- [8] Akrami E, Chitsaz A, Nami H, Mahmoudi S. Energetic and exergoeconomic assessment of a multi-generation energy system based on indirect use of geothermal energy. *Energy*, Vol. 124, pp. 625-39, 2017.
- [9] Yuksel YE, Ozturk M. Thermodynamic and thermo-economic analyses of a geothermal energy based integrated system for hydrogen production. *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 42, pp. 2530-46, 2017.
- [10] Ghaebi H, Namin AS, Rostamzadeh H. Performance assessment and optimization of a novel multi-generation system from thermodynamic and thermo-economic viewpoints. *Energy conversion and management*, Vol. 165, pp. 419-39, 2018.
- [11] M. T. Balta, I. Dincer, A. Hepbasli. Exergoeconomic analysis of a hybrid copper-chlorine cycle driven by geothermal energy for hydrogen production, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 36, No. 17, pp. 11300- 11308, 2011.
- [12] M. Mehrpooya, M. Sharifzadeh, H. Ansarinassab. Investigation of a novel integrated process configuration for natural gas liquefaction and nitrogen removal by advanced exergoeconomic analysis, *Applied thermal engineering*. 128, 1249-1262, 2018.
- [13] Zhu, X, Zhan, X, Liang, H, Zheng, X, Qiu, Y, Lin, J, Zhao, Y. The optimal design and operation strategy of renewable energy-CCHP coupled system applied in five building objects. *Renewable Energy* 146, 2700-2715, 2020.
- [14] H.M.D.P.HerathM.A. WijewardaneR.A.C.P.RanasingheJ.G.A S. Jayasekera. Working fluid selection of Organic Rankine Cycles *7th International Conference on Power and Energy Systems Engineering*, 680-686, 2020.
- [15] Poulomi Sannigrahi, Arthur J. Ragauskas, Gerald A. Tuskan. Poplar as a feedstock for biofuels: A review of compositional characteristics", *Biofuels, Bioprod, Bioref*, 209-226, 2010.
- [16] Ni M, Leung MK, Leung DY. Energy and exergy analysis of hydrogen production by a proton exchange membrane (PEM) electrolyzer plant. *Energy conversion and management*, Vol. 49, pp. 2748-56, 2018.
- [17] Nafey A, Sharaf M. Combined solar organic Rankine cycle with reverse osmosis desalination process: energy, exergy, and cost evaluations. *Renewable Energy*, Vol. 35, No 11, pp. 2571-2580, 2020.
- [18] H. Nami, A. Nemati, F.J. Fard, Conventional and advanced exergy analyses of a geothermal driven dual fluid organic Rankine cycle (ORC), *Applied thermal engineering*. 122, 59-70, 2017.
- [19] Fahad A. Al-Sulaiman, Ibrahim Dincer, Feridun Hamdullahpur, Energy and exergy analyses of a biomass trigeneration system using an organic Rankine cycle", *Energy* 45: 975-985, 2012.
- [20] A. Nemati, H. Nami, and M. Yari, Assessment of different configurations of solar energy driven organic flash cycles (OFCs) via exergy and exergoeconomic methodologies, *Renewable Energy*, vol. 115, pp. 1231-1248, 2018.
- [21] Hoseyn. Sayyaadi, Reza. Mehrabipour, Efficiency enhancement of a gas turbine cycle using an optimized tubular recuperative heat exchanger, *Energy*, 38; 362-375, 2012.
- [22] Ahmadi, Pouria, Ibrahim Dincer, Marc A. Rosen. Exergoenvironmental analysis of an integrated organic Rankine cycle for trigeneration. *Energy Conversion and Management*. 64: 447-453, 2012.
- [23] Nafey A, Sharaf M. Combined solar organic Rankine cycle with reverse osmosis desalination process: energy, exergy and cost evaluations. *Renewable Energy*, Vol. 35, No 11, pp. 2571-2580, 2010.
- [24] Ahmadi, P., I. Dincer, and M.A. Rosen, Multi-objective optimization of a novel solar-based multigeneration energy system. *Solar Energy*. 108: p. 576-591, 2014.
- [25] Pashapur, M. Jafarmadar, S. Khalilarya, Sh. Energy, exergy and exergoeconomic analyses of a novel three-generation system to produce power, heat and distilled water. *Int J. Exergy*, Vol. 35, No. 4, 2021.