



## مدل‌سازی ترمودینامیکی و اگزرژیواکونومیکی سیکل اصلاح شده ارگانیک رانکین آلی با استفاده از بازیاب حرارتی با منبع حرارتی زمین‌گرمایی

رضا بابایی<sup>\*۱</sup>

<sup>۱</sup>دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران  
تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۰۷/۱۶؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۱/۰۳/۲۶؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۰۸/۲۴

### چکیده

در تحقیق حاضر به بررسی اثر یک بازیاب حرارتی بر روی عملکرد سیکل ترکیبی ارگانیک رانکین (ORC) و زمین‌گرمایی پرداخته شد. آب داغ خروجی از زمین وارد یک جداساز مایع-بخار می‌شود. بخار تولیدی وارد قسمت توربین بخار و قسمت مایع نیز وارد یک مبدل حرارتی جهت سوپرهیت نمودن مبرد و چرخش توربین ORC می‌شود. مدل‌سازی انرژی، اگزرژی و اگزرژیواکونومیکی با استفاده از نرم‌افزار EES و دیدگاه SPECO در طیف وسیعی از مبردهای آلی مختلف انجام گردید. نتایج نشان داد، توان خروجی سیستم بر حسب فشار جداساز برای سیکل ساده دارای یک نقطه بیشینه است، اما برای سیکل اصلاح‌یافته بدون محدودیت و به صورت صعودی افزایش می‌یابد. از نظر تحلیل انرژی، مبردهای R237ea، n-Pentane، ۴۵٫۴ و ۴۰ درصد دارای بیشترین مقادیر افزایش توان تولیدی در هنگام استفاده از سیکل اصلاح‌یافته نسبت به سیکل ساده هستند. از نظر مبلغ صرفه جویی در هزینه تولید توان، مبردهای R123 و R237ea با ۰٫۶۳ و ۰٫۵۵ (cent/kW-hr) در صدر بهترین مبردها می‌باشند. مبرد cis-2-butene با ۶۳۷۶ کیلووات بهترین مبرد از لحاظ میزان تولید توان و مبرد R237ea بهترین مبرد از لحاظ هزینه صرفه‌جویی تولید توان است.

**کلمات کلیدی:** زمین‌گرمایی؛ سیکل اصلاح‌شده ارگانیک رانکین؛ بازیاب حرارتی؛ اگزرژیواکونومیک.

## Thermodynamic and Exergoeconomic modeling of a modified Organic Rankine Cycle (ORC) augmented with heat exchanger Provided by geothermal source

R.Babaei<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Ph.D., Mech. Eng., Tarbiat Modares Univ., Tehran, Iran

### Abstract

In the present study, the effect of a heat exchanger on the performance of Combined Rankin Organic Cycle (ORC) and geothermal was investigated. The hot water coming out of the ground enters a liquid-vapor separator. The generated steam enters the steam turbine section and the liquid section enters a heat exchanger to superheat the refrigerant and rotate the ORC turbine. Energy, exergy and exergoeconomic modeling was performed using EES software and SPECO method in a wide range of different working fluids. The results showed that the output power of the system has a maximum point in terms of separator pressure for a simple cycle, but increases ascending for the modified cycle without limitation. In terms of energy analysis, modified cycle with heat exchanger compared to the simple cycle, R237ea and n-Pentane have the highest amounts of increasing at the efficiency and power generation are maximum with 45.4 and 40%, respectively. In terms of power generation cost savings, R237ea and R123 with 0.63 and 0.55 (cent / kW-hr), respectively. Cis-2-butene with 6376 kW in terms of power generation and R237ea in terms of cost savings in power generation are the best refrigerants.

**Keywords:** geothermal; modified Organic Rankine Cycle; heat exchanger; Exergoeconomic.

## ۱- مقدمه

با توجه به اثرات زیانبار سوخت‌های فسیلی که منجر به آلودگی محیط زیست و گرمایش زمین می‌شود، امروزه استفاده از انرژی‌های نو مانند انرژی زمین گرمایی یا ژئوترمال<sup>۱</sup> توسعه فراوانی یافته است. این انرژی به شکل گرمای محسوس در سنگ‌ها و آب‌های موجود در پوسته زمین وجود دارد. منشأ این انرژی مربوط به حرارت حاصل از تشکیل اولیه زمین و همچنین تجزیه مواد رادیواکتیو درون زمین بوده که در برخی از مناطق به سطح زمین هدایت می‌شود [۱]. در حال حاضر بیشترین سهم تولید برق از انرژی زمین گرمایی مربوط به کشورهای ایسلند با ۲۵٪، السالوادور ۲۲٪، کنیا و فیلیپین ۱۷٪ و کاستاریکا ۳٪ است [۲]. در ایران نیز نیروگاه زمین گرمایی مشکین شهر با ظرفیت تولیدی حدود ۵۵ مگاوات در مرحله مطالعاتی قرار دارد<sup>۲</sup>. بومبارا و همکاران [۳] نشان دادند که در یک عملکرد ترمودینامیکی یکسان، سیکل کالینا نیاز به فشار بیشتری نسبت به ارگانیک رانکین (ORC)<sup>۳</sup> دارد. سانچز و همکاران [۴] نشان دادند که در فناوری‌هایی با منبع حرارتی دما پایین مانند انرژی زمین گرمایی، مناسب‌ترین روش استفاده از سیکل ارگانیک رانکین می‌باشد. آنکه و همکاران [۵] نشان دادند که با افزایش دمای منبع زمین گرمایی، میزان دبی مورد نیاز برای گردش مبرد در سیکل ارگانیک رانکین افزایش می‌یابد که این افزایش دبی سبب افزایش توان تولیدی می‌گردد. البته آنها نشان دادند که راندمان نیروگاه در اثر افزایش دمای سیال ژئوترمال کاهش می‌یابد. بولاتارک و همکاران [۶] اثر دما و فشار ورودی توربین و کندانسور را بر روی راندمان یک نیروگاه انرژی و اگزورژوی بررسی نمودند. یاری و همکاران [۷] نیز یک سیستم کوپلینگ سیکل رانکین با سیال زمین گرمایی آب و سیکل رانکین با سیال عامل آلی را بررسی نمودند. آنها نشان دادند که بیشترین راندمان تولیدی مربوط به مبرد R123 با مقدار ۸٪ است. هتیاراچی و همکاران [۸] با بررسی آمونیاک و n-Pentane نشان دادند که آمونیاک کمترین هزینه و n-Pentane بیشترین راندمان را در یک سیکل رانکین آلی دارد. فرانکو و همکاران [۹] نشان دادند که جهت تولید یک مگاوات توان نیاز به محدوده ۲۰ تا ۱۰۰ کیلوگرم بر ثانیه

آب گرم خروجی از زمین است. بامبارا و همکاران [۱۰] مشاهده کردند که در سیکل کالینا فشار عملکردی نسبت به سیکل رانکین بیشتر است. آنها نشان دادند که سیکل رانکین مناسبترین سیستم جهت استحصال حرارت منابع دما پایین است. اسکاستر و همکاران [۱۱] نشان دادند که مبدل حرارتی می‌تواند تا ۷ درصد راندمان سیکل رانکین آلی را افزایش دهد. گوی و همکاران [۱۲] هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیکل رانکین آلی را نسبت به سیکل‌های دیگر مقایسه نموده و هزینه آن را نسبت به بقیه سیستم‌ها بسیار پایین‌تر برآورد نمودند. یالینگهی و همکاران [۱۳] نیز اثر اجکتور بخار را بر روی افزایش راندمان سیکل ارگانیک رانکین اثبات نمودند. دیپپو و همکاران [۱۴] نشان دادند که حتی اگر سیال ژئوترمال دارای دمای پایین باشد، نیروگاه‌های دوگانه قابلیت کارکرد با راندمان‌های بالای اگزورژوی تا ۴۰ درصد را دارند. آنها [۱۵] همچنین برای سیکل‌های مثلثی راندمان اگزورژوی ۸۵ درصد را پیش‌بینی نمودند. رنجبر و همکاران [۱۶] به بررسی ترمودینامیکی چرخه ترکیبی رانکین آلی و فلش با استفاده از سیال زئوتروپیک به عنوان سیال کاری چرخه رانکین آلی پرداختند. نتایج کار آنها نشان داد که سیال عامل Cyclohexane/R236ea با نسبت کسر جرمی ۰/۶ به ۰/۴ بهترین عملکرد را از نظر انرژی و اگزورژوی نشان می‌دهد که منجر به تولید توان کل ۳۲ مگاوات در سیکل می‌گردد. در تحقیق پورعدل و همکاران [۱۷] یک ترکیبی تبخیر آبی با چرخه دی اکسید کربن فوق بحرانی و رانکین آلی برای منابع زمین گرمایی سیلان پیشنهاد شده است. نتایج کار آنها نشان داد که سیال ان-پوتان مناسبترین سیال برای چرخه رانکین بوده که در این حالت توان خالص ۱۹۹۳۴ کیلووات، بازده انرژی ۵۰٪ و بازده اگزورژوی ۳۹٪ محاسبه شده است. کاظمیان و همکاران [۱۸] با استفاده از ترکیب طرح ریزی آزمایش و حذف رگرسیون پس گرد مقدار راندمان حرارتی و حرارت ورودی سیکل به صورت توابعی از پارامترهای موثر را در یک سیکل ترمودینامیکی رانکین بررسی کردند. نتایج نشان می‌دهند که از میان پارامترهای موثر، مقادیر دمای ورودی توربین، راندمان آیزنتروپیک توربین و نسبت دبی های جرمی

<sup>۱</sup> Geothermal<sup>۲</sup> سازمان انرژی‌های نو ایران (سانا)<sup>۳</sup> Organic Rankine Cycle

بوده و با یک منبع حرارتی دما پایین نیز بخار مورد نیاز جهت مصرف توربین شماره ۲ را در اواپراتور تولید می‌کند. مخلوط داغ بخار و آب خروجی از توربین شماره ۱ در کندانسور شماره ۱ خنک شده و به همراه آب خروجی از مبدل حرارتی، دوباره به چاه زمینی بر می‌گردد. مبرد خروجی از توربین ۲ در سیکل ارگانیک رانکین پس از خنک سازی و مایع شدن در کندانسور شماره ۲ به وسیله پمپ دوباره به گردش درآمده و وارد تبادل حرارتی با سیال ژئوترمال می‌گردد. همانگونه که در شکل ۱ مشاهده شد، سیکل ساده ارگانیک رانکین شامل توربین، کندانسور و پمپ است، اما در شکل ۲ مشاهده می‌شود که یک بازیاب داخلی به سیکل ساده ارگانیک رانکین اضافه شده است. وظیفه بازیاب حرارتی در سیکل رانکین آلی اصلاح یافته انتقال بخشی از حرارت خروجی از توربین ۲ به مبرد خروجی از پمپ بوده که در این صورت از تلفات حرارتی در کندانسور شماره ۲ جلوگیری می‌شود.

### ۳- آنالیز انرژی، اگزرژی و اگزرژیواکونومیکی

برای آنالیز انرژی، معادلات بقای جرم و انرژی در کلیه اجزاء سیکل به صورت روابط زیر بیان می‌گردد:

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

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

جهت آنالیز اگزرژی از دیدگاه SPECO استفاده می‌گردد که رابطه نهایی برای هر جزء سیکل به صورت زیر ارائه می‌گردد [۲۱]:

$$\dot{E}x_{F,k} - \dot{E}x_{P,k} = \dot{E}x_{D,k} \quad (3)$$

اندیس F، P و D به ترتیب مربوط به اگزرژی سوخت، اگزرژی محصول و تخریب اگزرژی است. جدول ۱ معادله اگزرژی را برای تمام اجزاء سیکل ساده و اصلاح یافته نشان می‌دهد.

جهت آنالیز اگزرژیواکونومیکی رابطه بقایی زیر بیان می‌گردد [۲۱]:

$$\dot{C}_{in,k} + \dot{C}_{q,k} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{out,k} + \dot{C}_{w,k} \quad (4)$$

در رابطه بالا  $\dot{C}$  نرخ هزینه جریان،  $\dot{Z}_k$  نرخ هزینه اولیه، و  $\dot{C}_{q,k}$  و  $\dot{C}_{w,k}$  نیز هزینه‌های مرتبط با حرارت و کار با واحد  $[\$/h]$  است.

جدول ۲ نیز پارامترهای اگزرژیواکونومیکی را برای کلیه اجزاء سیکل ساده و اصلاح یافته ارائه می‌دهد. در جدول ۲ مقادیر هزینه سرمایه گذاری  $Z_k$  به دلار  $[\$]$  بیان شده است.

سیال عامل به آب خنک کننده کندانسور بیشترین تاثیر را بر راندمان حرارتی دارند و همچنین برای حرارت ورودی به سیکل نیز بیشترین تاثیر پذیری در تغییر دبی سیال عامل، اختلاف دمای کندانسور و دمای ورودی به توربین سیکل رانکین آلی مشاهده می‌شود.

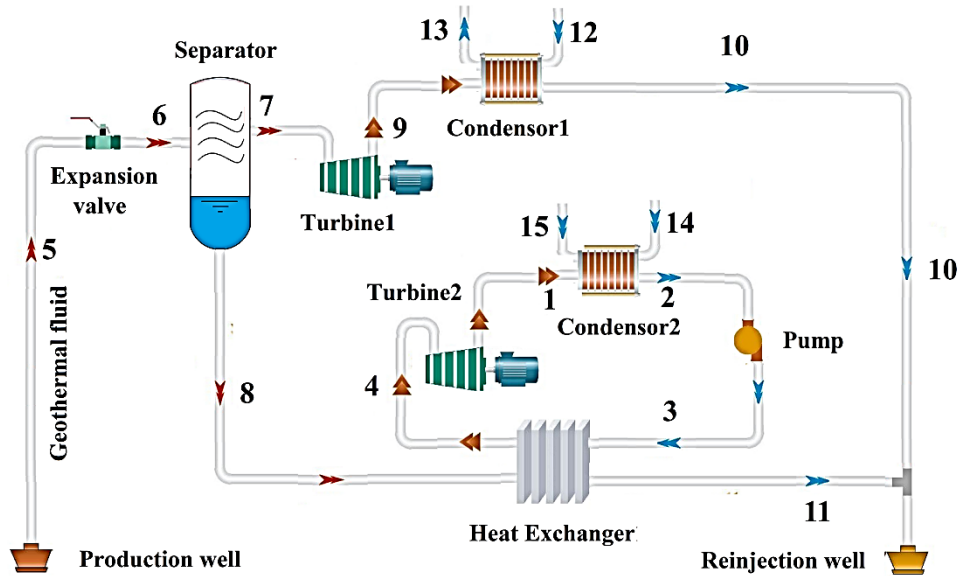
حسین و همکاران [۱۹] از مدل اگزرژی-اقتصادی و اگزرژی-زیست محیطی جهت تحلیل یک سیستم تولید همزمان با سیال عامل های مختلف از نظر ترمودینامیکی و اقتصادی استفاده نمودند. نتایج کار آنها نشان داد که مبرد دی کلرو تری فلورو اتان و تولوئن عملکرد بهتری در تولید توان الکتریکی (۱،۶۱۲ مگاوات) و تولید سرمایش (۶،۲۸۲ مگاوات) دارند. همچنین نتایج کار آنها نشان داد که با افزایش دما و فشار ورودی به توربین، توان سرمایشی کاهش می‌یابد.

در تحقیق حاضر جهت افزایش توان خروجی و راندمان یک سیستم تولید توان مرکب زمین گرمایی و سیکل ساده ارگانیک آلی، یک مبدل حرارتی جدید به بخش سیکل ارگانیک اضافه می‌شود. با به کار بردن مبدل یا بازیاب حرارتی می‌توان از اتلاف حرارت خروجی از توربین در کندانسور جلوگیری نموده و مقداری از آن را به مبرد خروجی از پمپ انتقال داد. در این صورت ظرفیت کندانسور نیز پایین می‌آید. همچنین در این تحقیق یک تحلیل ترمودینامیکی، اگزرژی و اگزرژیواکونومیکی (ترمواکونومیکی) به صورت همزمان بر روی سیکل ساده و سیکل اصلاح شده با مبدل حرارتی انجام می‌پذیرد. در ادامه اثر مبردهای مختلف برای مثال R123، Propylene، R134a، R227ea و ... نیز بر روی عملکرد سیکل بررسی خواهند شد.

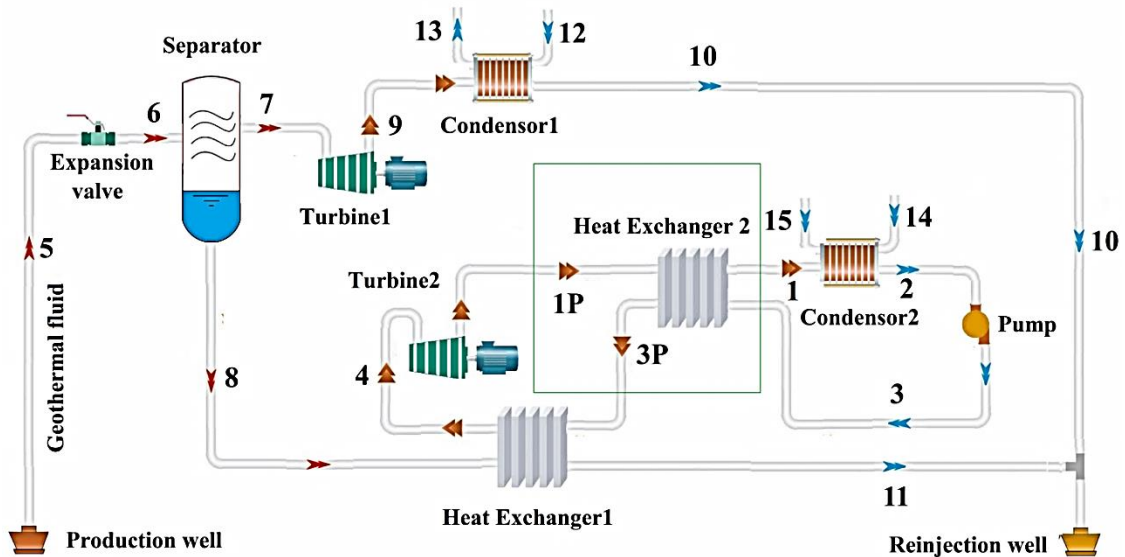
### ۲- توضیح سیستم‌ها

در شکل ۱ شماتیک سیکل ترکیبی تک تبخیره زمین گرمایی به همراه سیکل ساده ارگانیک رانکین برگرفته از کار شوکتی و همکاران [۲۰] آمده است. سیکل اصلاح یافته ترکیبی تک تبخیره زمین گرمایی به همراه ارگانیک رانکین نیز در شکل ۲ ارائه شده است.

آب داغ به عنوان سیال ژئوترمال پس از فرایند اختناق در شیر انبساط وارد جداساز می‌شود. قسمت بخار وارد توربین شماره ۱ می‌شود. قسمت مایع نیز با ورود به مبدل حرارتی با سیکل ساده ارگانیک رانکین تبادل حرارتی انجام می‌دهد. سیال عامل مورد استفاده در این سیکل عموماً دارای دمای جوش پایینی



شکل ۱- سیکل ترکیبی تک تبخیره زمین گرمایی و سیکل ساده ارگانیک رانگین [۱۸]



شکل ۲- سیکل ترکیبی تک تبخیره زمین و سیکل ارگانیک رانگین اصلاح شده با بازیاب حرارتی داخلی برای کار حاضر

گرفته می‌شود. ضریب  $CRF$  نیز به صورت رابطه ۶ بیان می‌شود که در آن نرخ بهره  $(i)$  ۱۰ درصد و عمر سیستم  $(n)$  ۲۰ سال در نظر گرفته می‌شود.

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (6)$$

برای تبدیل هزینه سرمایه‌گذاری به هزینه اولیه  $Z_k$  با واحد  $[\$/h]$  از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$Z_k = \frac{Z_k \cdot CRF \cdot \varphi}{N} \quad (5)$$

در رابطه بالا ضریب تعمیر و نگهداری  $(\varphi)$  ۱/۰۶ و تعداد ساعات کارکرد سالانه سیستم  $(N)$  ۷۴۴۶ ساعت در نظر

$$\dot{m}_v = \dot{m}_6 \times x \quad (۹)$$

$$\dot{m}_L = \dot{m}_6 \times (1 - x) \quad (۱۰)$$

که  $\dot{m}_L$  و  $\dot{m}_v$  جرم بخار و جرم مایع هستند. فشار نقطه ۱۰ با توجه به ورودی مسئله به میزان ۳۰ کیلوپاسکال است. دمای نقطه ۱۰ بعد از کندانسور ۱ به صورت بخار اشباع محاسبه می‌شود.

$$T_{10} = T @ (P = 30 \text{ kPa}, x = 0) \quad (۱۱)$$

برای توربین شماره ۱ از اطلاعات نقطه ۷ و راندمان توربین برای تعیین پارامترهای نقطه ۹ استفاده می‌شود.

$$h_9 = h_7 + (h_{9s} - h_7) \times \eta_T \quad (۱۲)$$

محاسبات مشابهی برای تعیین نقطه ۱ مربوط به توربین شماره ۲ انجام می‌گیرد.

$$h_1 = h_4 + (h_{1s} - h_4) \times \eta_{ORC} \quad (۱۳)$$

تبادل حرارتی مبدل ORC با رابطه زیر تعیین می‌گردد.

$$\dot{m}_L(h_9 - h_{10}) = \dot{m}_{ORC}(h_4 - h_3) \quad (۱۴)$$

در ادامه پارامترهای مورد نیاز جهت تحلیل و مقایسه سیکل‌های مورد مطالعه بیان می‌شوند:

توان تولیدی توسط توربین شماره ۱:

$$\dot{W}_{tur1} = \dot{m}_v(h_7 - h_9) \quad (۱۵)$$

توان تولیدی توسط توربین شماره ۲:

$$\dot{W}_{tur2} = \dot{m}_{ORC}(h_4 - h_1) \quad (۱۶)$$

#### ۴- مدل‌سازی سیستم

جهت مدل‌سازی سیکل ساده و اصلاح یافته در کار حاضر کد مدل‌سازی در نرم‌افزار EES تهیه شده است. فرضیات مدل‌سازی به صورت زیر بیان می‌شود:

- دمای سیال ژئوترمال ( $T_5$ )،  $162^\circ\text{C}$  و دبی جرمی ( $\dot{m}_5$ )،  $100 \text{ kg/s}$  است.
- فشار جداساز بین  $200 \text{ kPa}$  تا  $600 \text{ kPa}$  است.
- فشار خروجی کندانسور ۱ برابر با  $30 \text{ kPa}$  است.
- اختلاف دمای ۴ و ۸ برابر با  $10^\circ\text{C}$  در نظر گرفته می‌شود.
- دمای خروجی کندانسور ۲ برابر با  $40^\circ\text{C}$  است.
- دمای اواپراتور در سیکل ORC بین  $80-125^\circ\text{C}$  درجه سانتی‌گراد تنظیم می‌گردد.
- راندمان توربین‌ها ( $\eta_T$ )  $80\%$  در نظر گرفته می‌شود.
- راندمان پمپ ( $\eta_P$ )  $85\%$  درصد است.
- نسبت فشار پمپ ۵ است.

جهت مدل‌سازی سیستم ابتدا سیال ژئوترمال را بررسی می‌کنیم. جریان ورودی (نقطه ۵) به صورت مایع است، بنابراین برای تعیین خواص از مقادیر نقطه اشباع در دمای  $162^\circ\text{C}$  درجه سانتی‌گراد استفاده می‌کنیم. در شیر انبساط، فشار به فشار جداساز می‌رسد.

$$h_5 = h_{sat} @ T = 162^\circ\text{C} \quad (۷)$$

$$h_6 = h_5 \quad (۸)$$

در نتیجه می‌توان با میزان دما و کیفیت مخلوط (x) را با استفاده از روابط زیر مشخص نمود.

جدول ۱- پارامترهای اگزرژی برای سیکل ساده و اصلاح یافته

$\dot{E}x_{D,k}$	$\dot{E}x_{P,k}$	$\dot{E}x_{F,k}$	جزء
$\dot{E}x_{D,tur1}$	$\dot{W}_{tur1}$	$\dot{E}x_7 - \dot{E}x_9$	توربین ۱
$\dot{E}x_{D,tur2}$	$\dot{W}_{tur2}$	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_1$	توربین ۲ (سیکل ساده)
$\dot{E}x_{D,tur2}$	$\dot{W}_{tur2}$	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_{1P}$	توربین ۲ (سیکل اصلاح شده)
$\dot{E}x_{D,HE}$	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_3$	$\dot{E}x_8 - \dot{E}x_{11}$	مبدل حرارتی (سیکل ساده)
$\dot{E}x_{D,HE1}$	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_{3P}$	$\dot{E}x_8 - \dot{E}x_{11}$	مبدل حرارتی ۱ (سیکل اصلاح شده)
$\dot{E}x_{D,HE2}$	$\dot{E}x_{3P} - \dot{E}x_3$	$\dot{E}x_{1P} - \dot{E}x_1$	مبدل حرارتی ۲ (سیکل اصلاح شده)
$\dot{E}x_{D,con1}$	$\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{12}$	$\dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10}$	کندانسور ۱
$\dot{E}x_{D,con2}$	$\dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{14}$	$\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2$	کندانسور ۲
$\dot{E}x_{D,pump}$	$\dot{E}x_3 - \dot{E}x_2$	$\dot{W}_{pump}$	پمپ
$\dot{E}x_{D,SEP-TV}$	$\dot{E}x_7 + \dot{E}x_8$	$\dot{E}x_5$	مجموع جداساز و شیر انبساط

جدول ۲- پارامترهای اگزروزواکونومیکی برای سیکل ساده و

معادلات کمکی	بقاء هزینه جریان	هزینه سرمایه‌گذاری ( $Z_k$ )	جزء
$\frac{\dot{C}_7}{\dot{E}x_7} = \frac{\dot{C}_9}{\dot{E}x_9}$	$\dot{C}_7 + \dot{Z}_{tur1}$ $= \dot{C}_9 + \dot{C}_{w,tur1}$	$Z_{tur1} = \left( \frac{1536 \dot{m}_v}{0.92 - \eta_T} \right) \ln \left( \frac{P_7}{P_9} \right) (1 + \exp(0.03T_7 - 54.4))$ [22]	توربین ۱
$\frac{\dot{C}_4}{\dot{E}x_4} = \frac{\dot{C}_1}{\dot{E}x_1}$	$\dot{C}_4 + \dot{Z}_{tur2}$ $= \dot{C}_1 + \dot{C}_{w,tur2}$	$Z_{tur2} = \left( \frac{1536 \dot{m}_{ORC}}{0.92 - \eta_T} \right) \ln \left( \frac{P_4}{P_1} \right) (1 + \exp(0.03T_4 - 54.4))$ [22]	توربین ۲ (سیکل ساده)
$\frac{\dot{C}_{4P}}{\dot{E}x_{4P}} = \frac{\dot{C}_{1P}}{\dot{E}x_{1P}}$	$\dot{C}_{4P} + \dot{Z}_{tur2}$ $= \dot{C}_{1P} + \dot{C}_{w,tur2}$	$Z_{tur2} = \left( \frac{1536 \dot{m}_{ORC}}{0.92 - \eta_T} \right) \ln \left( \frac{P_4}{P_1} \right) (1 + \exp(0.03T_{4P} - 54.4))$ [22]	توربین ۲ (سیکل اصلاح شده)
$\frac{\dot{C}_8}{\dot{E}x_8} = \frac{\dot{C}_{11}}{\dot{E}x_{11}}$	$\dot{C}_8 + \dot{C}_3 + \dot{Z}_{HX}$ $= \dot{C}_4 + \dot{C}_{11}$	$Z_{HE} = 280.74 \frac{\dot{m}_v(h_8 - h_{11})}{(T_8 - T_3)}$ [22]	مبدل حرارتی (سیکل ساده)
$\frac{\dot{C}_8}{\dot{E}x_8} = \frac{\dot{C}_{11}}{\dot{E}x_{11}}$	$\dot{C}_8 + \dot{C}_{3P} + \dot{Z}_{HX1}$ $= \dot{C}_{4P} + \dot{C}_{11}$	$Z_{HE1} = 280.74 \frac{\dot{m}_v(h_8 - h_{11})}{(T_8 - T_{3P})}$ [22]	مبدل حرارتی ۱ (سیکل اصلاح شده)
$\frac{\dot{C}_{1P}}{\dot{E}x_{1P}} = \frac{\dot{C}_1}{\dot{E}x_1}$	$\dot{C}_{1P} + \dot{C}_3 + \dot{Z}_{HX2}$ $= \dot{C}_{3P} + \dot{C}_1$	$Z_{HE2} = 280.74 \frac{\dot{m}_{ORC}(h_{1P} - h_1)}{(T_{1P} - T_3)}$ [22]	مبدل حرارتی ۲ (سیکل اصلاح شده)
$\frac{\dot{C}_{10}}{\dot{E}x_{10}} = \frac{\dot{C}_9}{\dot{E}x_9}$	$\dot{C}_9 + \dot{C}_{12} + \dot{Z}_{con1}$ $= \dot{C}_{10} + \dot{C}_{13}$	$Z_{con1} = 1773 \dot{m}_v$ [22]	کندانسور ۱
$\dot{C}_{12} = 0$ ( $\dot{E}x_{12} = 0$ )			
$\frac{\dot{C}_1}{\dot{E}x_1} = \frac{\dot{C}_2}{\dot{E}x_2}$	$\dot{C}_1 + \dot{C}_{14} + \dot{Z}_{con2}$ $= \dot{C}_2 + \dot{C}_{15}$	$Z_{con1} = 1773 \dot{m}_{ORC}$ [22]	کندانسور ۲
$\dot{C}_{14} = 0$ ( $\dot{E}x_{14} = 0$ )			
$\frac{\dot{C}_{w,tur2}}{\dot{W}_{tur2}} = \frac{\dot{C}_{w,pump}}{\dot{W}_{pump}}$	$\dot{C}_2 + \dot{Z}_{pump}$ $+ \dot{C}_{w,pump} = \dot{C}_3$	$Z_{pump} = 3540 (\dot{W}_{pump})^{0.71}$ [23]	پمپ
$c_5 = \frac{\dot{C}_5}{\dot{E}x_5} = 1.3 \left( \frac{\$}{GJ} \right)$	$\dot{C}_5 + \dot{Z}_{SEP-TV}$ $= \dot{C}_7 + \dot{C}_8$	$Z_{SEP-TV} = 1453.15 (\dot{m}_5)^{0.7}$ [23]	مجموع جداساز و شیر انبساط
$\frac{\dot{C}_7 - \dot{C}_6}{\dot{E}x_7 - \dot{E}x_6} = \frac{\dot{C}_8 - \dot{C}_6}{\dot{E}x_8 - \dot{E}x_6}$			

توان مصرفی پمپ:

$$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_{ORC}(h_2 - h_3) \quad (17)$$

توان خالص تولیدی:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{tur1} + \dot{W}_{tur2} - \dot{W}_{pump} \quad (18)$$

راندمان کل سیستم:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_5 h_5 - (\dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11})} \quad (19)$$

در سیکل اصلاح یافته با افزایش دمای ورودی به توربین که حاصل از استفاده از بازیاب حرارتی بوده، افزایش توان تولیدی اتفاق می‌افتد. البته اندازه توربین با توجه به افزایش ظرفیت تولید توان، افزایش خواهد یافت که باید اصلاح شود؛ زیرا

مقدار سرعت زاویه‌ای توربین معمولاً ثابت بوده و انرژی بالای حاصل از دمای ورودی سبب افزایش گشتاور شده که این افزایش گشتاور با استفاده از اضافه نمودن تعداد پره‌های توربین بدست می‌آید.

نرخ هزینه تخریب اگزرژی:

$$\dot{C}_{D,k} = \frac{\dot{C}_{F,k} \dot{E}x_{D,k}}{\dot{E}x_{F,k}} \quad (20)$$

ضریب اگزروزواکونومیکی:

۱/۱	۱/۳۹	۱/۴۰۸	Isopentane	هزینه تولید توان در توربین ۲ (cent/kW-hr)
۱	۷۵/۹۹	۷۵/۳۵	R123	پارامتر
۱/۸	۶۶/۵	۶۷/۸۷	Isopentane	اگرژواکونومیکی

اما تغییرات مقادیر توان و راندمان برای سیکل اصلاح یافته کاملاً افزایشی بوده و مقادیر بیشینه مربوط به ۶۰۰ kPa و به ترتیب برابر ۱۵/۳۶٪ و ۶۰۶۵ kW است. افزایش فشار جداساز مقدار بخار تولیدی کاهش و بر مقدار آب داغ تولیدی افزوده می‌شود. توان تولیدی توربین شماره ۱ (توربین بخار) وابسته به بخار تولیدی و توان تولیدی توربین شماره ۲ (توربین ORC) نیز وابسته به آب داغ تولیدی محفظه جداساز است؛ بنابراین کاهش توان تولیدی در یک سیکل سبب افزایش توان تولیدی در سیکل مقابل می‌شود. بنابراین باید انتظار یک نقطه بهینه که در آن مجموع توان تولیدی بیشینه است، داشته باشیم. در سیکل ساده این اتفاق در فشار ۴۰۰ کیلوپاسکال اتفاق می‌افتد. بنابراین در هر سیستم مشابه نمودار سهمی به وجود می‌آید، اما می‌توان این نقطه را جابه‌جا نمود. در سیکل اصلاح یافته با استفاده از یک بازیاب حرارتی می‌توان مقدار توان تولیدی توربین شماره ۲ (توربین ORC) را افزایش داد. این افزایش در یک فشار ثابت اتفاق می‌افتد. این افزایش توان تولیدی در توربین شماره ۲ می‌تواند کاهش توان تولیدی در توربین شماره ۱ را جبران کند؛ بنابراین نقطه سهمی دیرتر به وجود می‌آید؛ بنابراین در سیکل اصلاح یافته نقطه بیشینه در فشاری بیشتر از ۶۰۰ کیلوپاسکال به وجود می‌آید. با توجه به اینکه حد فشار سیستم ۶۰۰ کیلوپاسکال در نظر گرفته شده است، بنابراین در این محدوده سهمی به وجود نمی‌آید. در ادامه تشریح خواهد شد در سیکل‌های سیستم حاضر امکان استفاده از فشارهای بالاتر از ۶۰۰ کیلوپاسکال مجاز نیست.

$$f_k = \frac{W_{net}}{\dot{m}_5 h_5 - (\dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11})} \quad (21)$$

### ۵- بحث و بررسی نتایج ۵-۱- صحت‌سنجی مدل

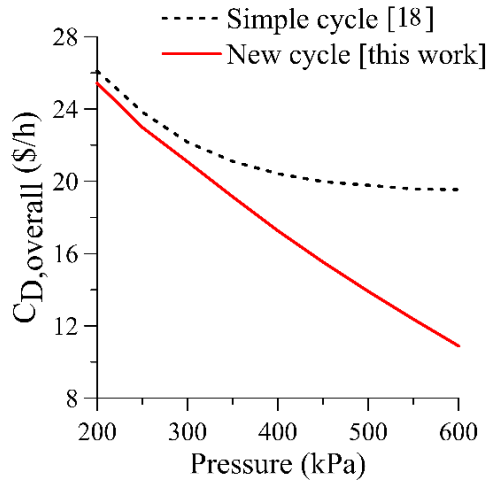
صحت‌سنجی مدل سیکل ارائه شده در جدول ۲ نشان می‌دهد که حداکثر خطا برای پارامترهای مختلف کمتر از ۲ درصد بوده که تطابق خوبی را نشان می‌دهد.

### ۵-۲- نتایج مدل‌سازی

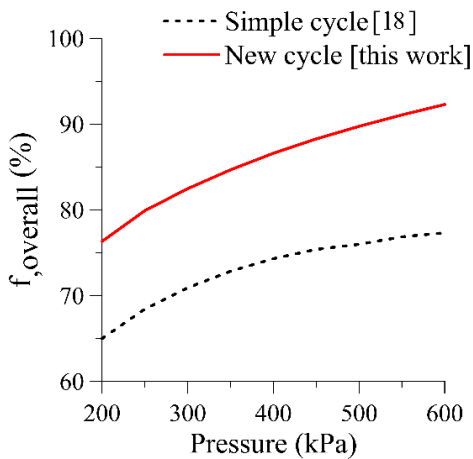
در بخش حاضر نتایج مدل‌سازی برای سیکل ساده و سیکل اصلاح یافته ارائه خواهد شد. در سیکل اصلاح یافته یک مبدل حرارتی اضافه شده است که بر روی سیستم ORC و تولید توان در توربین شماره ۲ اثر گذار است. جهت مقایسه دو سیکل مورد نظر و تحلیل نتایج از پارامترهای توان تولیدی، راندمان، نرخ هزینه اولیه، هزینه تخریب انرژی، ضریب اگرژواکونومیکی، هزینه تولید توان و نرخ صرفه جویی انرژی استفاده می‌شود. شکل ۳ تغییرات توان تولیدی و راندمان سیکل بر اساس فشار جداساز را برای مبرد R123 نشان می‌دهد. همانگونه که مشاهده می‌شود، در سیکل اصلاح یافته مقدار توان تولیدی و راندمان بیشتر از سیکل ساده است؛ همچنین تغییرات راندمان و توان خروجی به صورت یک سهمی است و دارای یک مقدار بیشینه در فشار ۴۶۰ kPa می‌باشد که به ترتیب برابر ۱۱/۸۷٪ و ۴۶۸۶ kW است.

### جدول ۳- صحت‌سنجی نتایج کد تهیه شده در EES با نتایج مرجع [۱۸] برای مبرد R123 (فشار جداکننده kPa ۴۸۳ و Isopentane (فشار جداکننده ۴۴۷ kPa))

خطا (%)	کار حاضر	[۱۸]	مبرد	پارامتر
۲/۱	۴۶۷۰	۴۷۷۱	R123	توان خروجی کل (kW)
۲	۵۰۴۳	۵۱۴۵	Isopentane	
۲	۱۱/۸۴	۱۲/۰۸	R123	راندمان کل (%)
۱/۷	۱۲/۸۳	۱۳/۰۳	Isopentane	
۱/۱۴	۰/۷۷۸	۰/۷۸۷	R123	هزینه تولید توان در توربین ۱ (cent/kW-hr)
۲	۰/۷۵۰	۰/۷۶۲	Isopentane	
۱	۲/۰۷	۲/۰۹۳	R123	

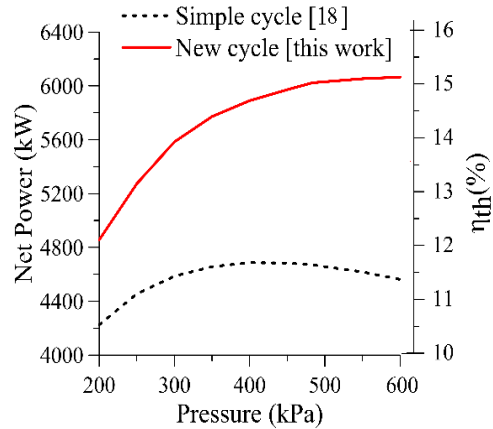


شکل ۵- اثر فشار جداساز بر روی هزینه تخریب اگزروژی سیکل ساده و سیکل اصلاح شده برای R123

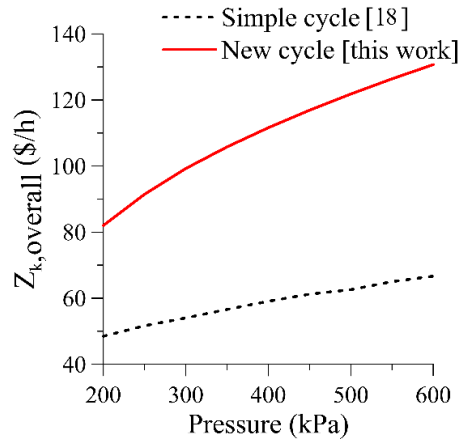


شکل ۶- اثر فشار جداساز بر روی ضریب اگزروزواکونومیکی سیکل ساده و سیکل اصلاح شده برای مبرد R123

پارامتر مهمی که نشان دهنده میزان هزینه نهایی به تولید یک کیلووات ساعت انرژی است، تابع هزینه تولید توان ( $C_w$ ) می‌باشد. شکل ۷ نشان می‌دهد که هزینه تولید توان برای سیکل اصلاح یافته نسبت به سیکل ساده بیشتر است؛ همچنین هر دو سیکل در فشار حدود ۵۰۰ kPa دارای مقادیر کمینه هستند که به ترتیب برای سیکل اصلاح یافته و ساده به ترتیب ۳/۲۷ و ۲/۸۵ کیلووات ساعت را نشان می‌دهد که بیانگر افزایش ۱۴ درصدی است.



شکل ۳- اثر فشار جداساز بر روی توان تولیدی و راندمان سیکل ساده و سیکل اصلاح شده برای R123

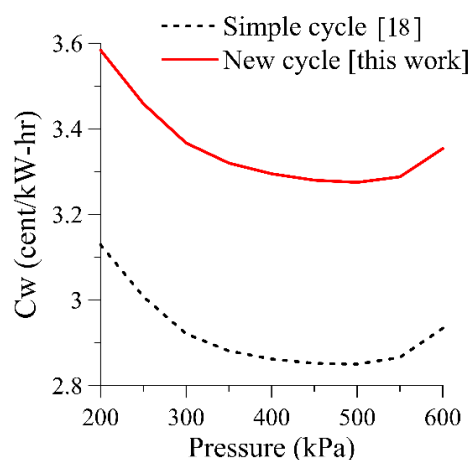


شکل ۴- اثر فشار جداساز بر روی نرخ هزینه اولیه سیکل ساده و سیکل اصلاح شده برای R123

شکل‌های ۴ تا ۶ به ترتیب هزینه خرید اولیه، هزینه تخریب اگزروژی و پارامتر اگزروزواکونومیکی را به عنوان تابعی از تغییرات فشار جداساز نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که هزینه اولیه سیکل اصلاح شده با توجه به وجود یک میدل حرارتی اضافی نسبت به سیکل ساده بیشتر است. شکل ۵ نشان می‌دهد که در فشارهای کم، نرخ هزینه تخریب اگزروژی برای دو سیکل ساده و اصلاح یافته تقریباً برابر است، اما با افزایش فشار جداساز، میزان هزینه تخریب اگزروژی کاهش قابل ملاحظه‌ای می‌یابد. با توجه به افزایش هزینه خرید اولیه و کاهش هزینه تخریب اگزروژی، ضریب اگزروزواکونومیکی افزایش می‌یابد.

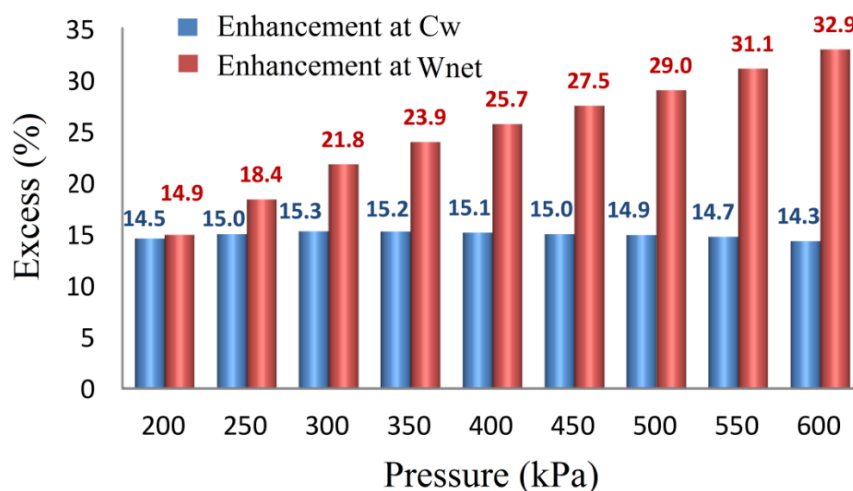


فشارهای بالاتر از ۶۰۰ کیلوپاسکال بخار تولید نخواهد شد و در نتیجه توربین شماره ۱ از کار خواهد افتاد. با وجود اینکه در این حالت توان تولیدی کل با وجود فقط توربین ۲ افزایش خواهد یافت، اما شکل ۷ نشان می‌دهد که هزینه تولید توان در فشار های بالا و در حدود ۶۰۰ کیلوپاسکال افزایش یافته است. بنابراین استفاده از فشارهای بسیار بالا نیز توصیه نمی‌شود. شکل ۷ نشان می‌دهد که در فشار ۴۵۰ کیلوپاسکال کمترین هزینه تولید توان را خواهیم داشت. با بررسی همزمان با شکل ۳ مشاهده می‌شود که مقادیر توان تولیدی در سیکل اصلاح یافته در بازه ۴۵۰ تا ۶۰۰ کیلوپاسکال تغییر ناچیزی دارد. بنابراین فشار بهینه برای سیکل اصلاح یافته حدود ۴۵۰ کیلوپاسکال در نظر گرفته می‌شود. برای سیکل ساده نیز کمترین هزینه تولید توان در بازه ۳۵۰ تا ۵۰۰ کیلوپاسکال و بیشترین توان تولیدی در فشار ۴۰۰ کیلوپاسکال مشاهده می‌شود؛ بنابراین فشار بهینه برای سیکل ساده حدود ۴۰۰ کیلوپاسکال محاسبه می‌شود. مقادیر افزایش توان خالص تولیدی و افزایش هزینه توان تولیدی برای سیکل اصلاح یافته نسبت به سیکل ساده در شکل ۸ ارائه شده است. مشاهده می‌شود که در همه مقادیر فشار جداساز، مقادیر افزایش تولید توان بر افزایش هزینه تولید توان غالب است، به طوری که برای فشار ۲۰۰ kPa مقادیر افزایش توان تولیدی و هزینه تولید توان تقریباً برابر است، اما با افزایش فشار جداساز، میزان افزایش تولید توان نسبت به افزایش هزینه تولید افزایش بیشتری می‌یابد. برای فشار ۶۰۰ kPa میزان افزایش تولید توان ۳۲/۲ درصد بوده، در حالیکه میزان افزایش هزینه تولید توان ۱۴/۳ درصد است. این بدان معناست که با اضافه کردن مبدل حرارتی می‌توان با هزینه ای کم، مقدار توان تولیدی را به میزان قابل ملاحظه‌ای افزایش داد. این افزایش برای فشارهای بالاتر جداساز توجیه پذیرتر است.



شکل ۷- اثر فشار جداساز بر روی هزینه تولید توان سیکل ساده و سیکل اصلاح شده برای R123

مقادیر فشار جداساز، تعیین کننده مقدار آب و بخار تولیدی می‌باشد که به ترتیب برای تولید توان در توربین ۱ و انتقال گرما به مبدل ORC و تولید توان در توربین ۲ به کار برده می‌شوند. کاهش فشار سبب افزایش مقدار بخار تولیدی و در نتیجه افزایش توان تولیدی توربین شماره ۱ (توربین بخار) و افزایش فشار تولیدی سبب افزایش آب داغ تولیدی و در نتیجه افزایش توان تولیدی توربین شماره ۲ (توربین ORC) می‌شود. شکل ۳ تغییرات توان تولیدی و راندمان سیکل بر اساس فشار جداساز را برای مبرد R123 نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با کاهش فشار در هر دو سیکل ساده و اصلاح یافته کاهش توان اتفاق می‌افتد. امکان کاهش فشارهای پایین تر از ۲۰۰ کیلوپاسکال نیز در سیستم وجود دارد، اما با توجه به شکل ۳، این کاهش فشار سبب کاهش قابل ملاحظه‌ای در تولید توان خواهد شد. بنابراین سعی می‌شود که فشار سیستم افزایش یابد. در فشار ۶۰۰ کیلوپاسکال مقدار مایع تولیدی ۹۹/۵ کیلوگرم و بخار تولیدی ۰،۵ کیلوگرم است. این بدان معناست که در



شکل ۸- مقادیر توان خالص تولیدی و هزینه تولید توان برای مبرد R123

ORC، مبلغ صرفه‌جویی نیز محاسبه می‌شود. مشاهده می‌شود که مبردهای R237ea، n-Pentane و R236fa دارای بیشترین مقادیر افزایش در توان تولیدی و البته راندمان هستند.

مقادیر توان تولیدی و هزینه تولید توان به همراه مبلغ صرفه‌جویی برای طیفی از مبردها در هر دو سیکل ساده و اصلاح‌یافته در جدول ۴ محاسبه شده است. مشاهده می‌شود که در همه مبردها افزایش در دو پارامتر غیرهم‌جهت مقدار توان تولیدی و هزینه تولید توان وجود دارد؛ بنابراین جهت نتیجه‌گیری در اثربخش بودن بازیاب حرارتی داخلی در سیکل

جدول ۴- نتایج کد تهیه شده برای مبردهای مختلف

مبلغ صرفه‌جویی (cent/kW-hr)	هزینه تولید توان (cent/kW-hr)			توان تولیدی (kW)			
	افزایش	سیکل اصلاحی	سیکل ساده	افزایش	سیکل اصلاحی	سیکل ساده	
۰/۵۵	٪۱۴/۱	۳/۳۵	۲/۹۳۴	٪۳۳	۶۰۶۵	۴۵۶۲	R123
۰/۶۳	٪۲۸	۴/۹۲	۳/۸۲	۴۵/٪۴	۶۱۰۴	۴۱۹۶	R237ea
-۰/۴۸	٪۴۲	۳/۲۴	۲/۲۸	٪۲۱	۵۴۹۴	۴۵۵۲	R134a
-۲/۱	٪۶۵	۵/۱۳	۳/۱	۱/٪۱	۴۰۷۸	۳۹۷۵	Propylene
۰/۲۵	۲۸/٪۵	۲/۸۴	۲/۲۱	٪۴۰	۶۱۰۲	۴۳۶۵	n-Pentane
۰/۵۱	٪۲۳	۳/۹۴	۳/۲	۳۹/٪۲	۶۲۱۸	۴۴۶۴	R236fa
۰/۴۸	٪۲۰	۳/۴۳	۲/۸۴	٪۳۸	۶۰۴۲	۴۳۸۹	R245fa
۰/۰۵	٪۲۳	۲/۶۳	۲/۱۳	٪۲۶	۶۳۷۶	۵۰۳۷	cis-2-butene
-۰/۰۸	٪۳۴	۳/۰۴	۲/۲۶	٪۳۱	۶۴۸۷	۴۹۲۵	Isobutane
۰/۲۵	٪۲۹	۲/۸۷	۲/۲۱	٪۴۱	۶۳۰۹	۴۴۷۵	Isopentane

به صرفه نیست. بهترین مبرد از لحاظ میزان تولید توان الکتریکی مبرد cis-2-butene با ۶۳۷۶ کیلووات است، اما بهترین مبرد از لحاظ هزینه صرفه جویی در تولید توان مبرد R237ea است.

مبردهای Propylene، R134a و Isobutane نیز بیشترین افزایش در هزینه تولید را دارند. مبردهای R237ea، R123 و R236fa نیز بهترین مبردها در مبلغ صرفه جویی در هزینه تولید توان می‌باشند.

## ۶- نتیجه گیری

در کار حاضر یک سیکل ترکیبی تک تبخیره زمین گرمایی به همراه سیکل ارگانیک رانکین بررسی شده است. به دلیل پایین بودن راندمان سیکل ساده ارگانیک رانکین، یک سیکل جدیدی جهت افزایش راندمان و توان خالص خروجی ارائه شد که در آن یک بازیاب حرارتی به سیکل ساده ارگانیک رانکین اضافه شده است. با توجه به افزوده شدن بازیاب حرارتی و افزایش هزینه، پارامترهای اقتصادی (اگرزرواکنومیکی) نیز انجام شده است؛ همچنین جهت ارزیابی عملکرد هر یک از سیکل‌ها طیفی از مبردهای مختلفی به کار برده شدند. نتایج نشان داد که توان خالص خروجی در سیکل ساده دارای یک نقطه بیشینه برای مقدار مشخص فشار جداساز است، اما مقدار توان خالص تولیدی سیکل اصلاح شده نسبت به افزایش فشار به صورت صعودی است. مشاهده شد که استفاده از بازیاب حرارتی در سیکل اصلاح یافته سبب افزایش مقدار هزینه اولیه و کاهش هزینه تخریب اگرزروی نسبت به سیکل ساده می‌شود که نتیجه آن افزایش ضریب اگرزرواکنومیکی سیکل اصلاح یافته می‌باشد. نتایج نشان داد که استفاده از بازیاب حرارتی سبب افزایش توان تولیدی و راندمان سیکل می‌شود، اما هزینه تولید توان را نیز افزایش می‌دهد. اختلاف این دو پارامتر با افزایش فشار جداساز نیز بیشتر و در نتیجه اقتصادی‌تر می‌شود. مبردهای R237ea، n-Pentane و R236fa با ۴۰، ۴۵/۴ و ۳۹/۲ درصد دارای بیشترین مقادیر توان تولیدی و البته راندمان هستند. مبردهای Propylene، R134a و Isobutane نیز با ۶۵، ۴۲ و ۳۴ درصد بیشترین افزایش در هزینه تولید را دارند. مبردهای R237ea، R123 و R236fa نیز با ۰/۶۳، ۰/۵۵ و ۰/۵۱ (cent/kW-hr) بهترین مبردها در مبلغ صرفه جویی در هزینه تولید توان می‌باشند. استفاده از بازیاب حرارتی برای سیکل‌هایی که از مبردهای R134a، Propylene و Isobutane استفاده می‌کنند، با توجه به منفی بودن مبلغ صرفه جویی،

## ۷- علائم، نشانه‌ها و ارقام

دم، K	T
فشار، kPa	P
دبی جرمی، kg/s	m
آنتالپی، $\text{kJ/kg}^{-1}$	h
کار، kW	W
حرارت، kW	Q
اگرزوی، kW	Ex
نرخ هزینه جریان، \$/h	C
هزینه سرمایه‌گذاری، \$	Z <sub>k</sub>
نرخ هزینه اولیه، \$/h	Z <sub>k</sub>
راندمان، (%)	η
نرخ هزینه تخریب اگرزوی، \$/h	C <sub>D</sub>
پارامتر اگرزرواکنومیکی، (%)	f

## مراجع

- [1] Boehler R (1996), Melting temperature of the Earth's mantle and core: Earth's thermal structure. *Annu Rev Earth Planet Sci* 24(1):15-40.
- [2] Aneke M, Agnew B, Underwood C (2011), performance analysis of the Chena binary geothermal power plant. *Appl Therm Eng* 31(10):1825-1832.
- [3] Bombarda P, Invernizzi C, Pietra C (2010), Heat recovery from diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. *Appl Therm Eng* 31(30):212-219.
- [4] Muñoz Escalona J, Sánchez D, Chacartegui R, Sánchez T (2012), Partload analysis of gas turbine & ORC combined cycles. *Appl Therm Eng* 29(36):63-72.
- [5] Aneke M, Agnew B, Underwood C (2011), performance analysis of the Chena binary geothermal power plant. *Appl Therm Eng* 31(10):1825-1832.
- [6] Kanoglu M, Bolatturk A (2008), Performance and parametric investigation of a binary geothermal

- [۱۷] عبدالعلی پورعدل مهران، خلیل آریا شهرام، جعفرمدار صمد. (۱۳۹۷). تحلیل انرژی چرخه ی ترکیبی پیشنهادی دی اکسید کربن فوق بحرانی و رانکین آلی از منبع زمین گرمایی سیلان. مهندسی مکانیک مدرس. ۲۲-۱۱: (۴) ۱۸.
- [۱۸] کاظمیان محمد احسان، گنجعلیخان نسب سید عبدالرضا، جهانشاهی جواران ابراهیم. (۱۴۰۰). بهینه سازی عملکرد سیکل رانکین آلی مبتنی بر مطالعه مقایسه ای روش های باکس-بهنکن و مرکب مرکزی مکانیک سازه ها و شاره ها. (۲)۱۱: ۲۱۹-۲۳۲.
- [۱۹] باروتکوب حسین، حنیفی میانگفشه کاوه، یاری مرتضی. (۱۳۹۶). طراحی و تحلیل سیستم جدید سیکل رانکین آلی با محرک اولیه توربین گاز- SGT ۴۰۰ مطالعه موردی: منطقه نار- کنگان (جنوب ایران). مهندسی مکانیک مدرس. ۱۷ (۱۲) : ۳۶۱-۳۷۲.
- [۲۰] شوکتی، ناصر، رنجبر، دکتر سیدفرامرزی. (۱۳۹۴). تحلیل ترمودینامیکی و انرژی واکونومیکی ترکیب سیکل تولید توان زمین گرمایی با سیکل کالینا و سیکل رانکین با سیال های آلی مختلف. مکانیک سازه ها و شاره ها، (۱)۵، ۱۷۷-۱۹۲.
- [21] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M (1996), Thermal Design and Optimization. John Wiley & Sons 408-427.
- [22] Mohammadkhani F, Shokati N, Mahmoudi S.M.S, Yari M, Rosen M.A (2014), Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor combined with two Organic Rankine Cycles, Energy 65:533-543.
- [23] Kamyar D, Mehdi A, Farideh A, Marc A. (2015), Selection of Optimum Working Fluid for Organic Rankine Cycles by Exergy and Exergy-Economic Analyses, Sustainability 7:15362-15383.
- power plant by exergy. Renew. Energy 33(11):2366-2374.
- [7] Yari M (2010), Exergetic analysis of various types of geothermal power plants. Renew. Energy 35(1):112-121.
- [8] Hettiarachchi HDM, Golubovic M, Worek WM, Ikegami Y (2007), Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. Energy 32(9):1698-1706.
- [9] Franco A, Villani M (2009), Optimal design of binary cycle power plants for water dominated, medium-temperature geothermal fields. Geothermics 38(4):379-391.
- [10] Bombarda P, Invernizzi C, Pietra C (2012), Heat recovery from diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. Appl Therm Eng 31(30):212-219.
- [11] Karellas S, Schuster A, Leontaritis AD (2012), Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design. Appl Therm Eng 31(36):33-34.
- [12] Wei D, Lu X, Lu Z, Gu J (2008), Dynamic modeling and simulation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system for waste heat recovery. Appl Therm Eng 31(28):1216-1224.
- [13] Rongji X, Hem Y (2011), A vapor injector-based novel regenerative organic Rankine cycle. Appl Therm Eng 31(31):1238-1243.
- [14] DiPippo R (2004), Second Law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids. Geothermics 33(5):565-86.
- [15] DiPippo R (2007), Ideal thermal efficiency for geothermal binary plants. Geothermics 36(3):276-285.
- [۱۶] رنجبر سیدفرامرزی، نعمتی آرشد، کلاهی محمدرضا. (۱۳۹۷). تحلیل ترمودینامیکی و بهبود عملکرد چرخه ی تولید توان زمین گرمایی ترکیبی رانکین آلی و فلش با استفاده از سیال کاری زئوتروپیک در چرخه ی رانکین آلی. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز. ۲ (۸۳): ۱۳۱-۱۳۸.