

بررسی انرژی چرخه رانکین آلی برای تولید توان از حرارت‌های بازیافتی دما پایین کلکتور سهموی خطی خورشیدی با در نظر گرفتن ملاحظات زیست محیطی

محمد بهرامی^۱، علی اصغر حمیدی^۲، آبتین عطایی^۳، رضا قدسی^۴، تندیس نجاتی^۵

تاریخ دریافت مقاله:

۱۳۹۱/۹/۱۶

تاریخ پذیرش مقاله:

۱۳۹۲/۲/۷

چکیده:

سیستم‌های تولید توان از انرژی‌های تجدید پذیر باعث کاهش مصرف انرژی اولیه و انتشار آلاینده‌ها می‌شوند. چرخه رانکین آلی با استفاده از انرژی خورشیدی می‌تواند راه حلی مناسب برای تولید توان باشد. در این چرخه‌ها، سیالات عامل آلی جایگزین آب می‌شود. مطالعه فوق با استفاده از شبیه سازی ترمودینامیکی به تحلیل عملکرد چرخه رانکین آلی، انتخاب سیال عامل مناسب برای این چرخه‌ها می‌پردازد. در این مطالعه، منبع گرما کلکتور سهموی خطی خورشیدی با دمای 260°C در نظر گرفته شده است و سیستم ۱۰ کیلو وات توان الکتریکی تولید می‌کند. تاثیر خواص دوازده سیال عامل مختلف بر بازده کلی چرخه بررسی شده است. خواص ترمودینامیکی و فیزیکی، اثرات زیست محیطی، ایمنی، در دسترس بودن و هزینه همگی ملاحظات هستند که برای انتخاب سیال عامل مهم می‌باشند. سیال نرمال دکین بالاترین بازده در چرخه ارائه می‌دهد و در نتیجه، باعث کمینه شدن سطح کلکتور می‌شود، ولی این سیال بالاترین حجم مخصوص بخار اشباع (چگالنده در مقیاس بزرگ) و پایین ترین فشار اشباع را در چگالنده (نفوذ گازهای غیر قابل چگالش) دارد. مناسب ترین سیالات برای این سیستم با توجه به تمام جنبه‌ها به ترتیب عبارتند از: R113، R123، و ایزوپنتان. در مقایسه سه سیال، R113 بالاترین بازده و بیشترین اثرات مخرب را بر محیط زیست دارد، ولی سیال مناسبی از نظر ایمنی می‌باشد. ایزوپنتان کمترین بازده را دارد و بالاترین حجم مخصوص بخار، اما سیالی با فشار اشباع بالاتر از فشار جو و اشتعال پذیری بالا می‌باشد. R123 سیالی با بازده گرمایی بالا و اثرات مخرب زیست محیطی پایین می‌باشد.

کلمات کلیدی:

اثرات زیست محیطی، چرخه رانکین آلی، سیال عامل آلی، کلکتور سهموی خطی

(۱) دانشجوی کارشناسی ارشد گروه مهندسی انرژی دانشکده محیط زیست و انرژی، دانشگاه علوم و تحقیقات تهران، (نویسنده مسئول)

Imohamad.bahramee@gmail.com

aahamidi@ut.ac.ir

abtinataei@gmail.com

ghodsi@ut.ac.ir

tandis.nejati@gmail.com

(۲) استاد دانشکده مهندسی شیمی، دانشگاه تهران

(۳) استادیار گروه مهندسی انرژی، دانشکده محیط زیست و انرژی، دانشگاه علوم و تحقیقات تهران.

(۴) استادیار دانشکده مهندسی صنایع دانشگاه تهران

(۵) دانش‌آموخته کارشناسی ارشد گروه مهندسی محیط زیست دانشکده محیط زیست و انرژی، دانشگاه علوم و تحقیقات تهران

مقدمه

چرخه رانکین آلی^۱ نام چرخه رانکینی است که در آن به جای آب از سیال آلی با جرم مولکولی بالا استفاده می‌شود. تغییر فاز مایع، بخار و نقطه جوش این سیالات، در دمای پایین‌تر از دمای تغییر فاز آب رخ می‌دهد. استفاده از این سیالات، امکان بازیافت گرما از منابع با دمای پایین‌تر مانند احتراق زیست توده، گرمای مازاد صنعتی، گرمای زمین گرمایی، حوضچه‌های خورشیدی و غیره را فراهم می‌کند. گرما در دمای پایین به توان مفید تبدیل شده که می‌توان آن را به الکتریسیته تبدیل کرد. اولین پیش‌نمونه توسعه داده شده در سال ۱۹۶۱ توسط مهندسین انرژی خورشیدی Harry Zvi Tabor و Lucien Bronicki به نمایش گذاشته شده است [24]. چرخه رانکین آلی به عنوان یک چرخه کارا برای تولید توان در دماهای پایین مانند 80°C شناخته شده است. چرخه رانکین آلی توانایی بالقوه‌ای در تولید توان از دماهای پایین و متوسط را دارد. در زمینه بهینه‌سازی این چرخه، مقالات زیادی به چاپ رسیده است. تعدادی از این مطالعات معطوف به بهینه‌سازی بازده چرخه، با انتخاب سیال عامل مناسب می‌باشد. معیار انتخاب، تاثیر سیال عامل در بازده گرمایی چرخه می‌باشد. انتخاب سیال تنها به خواص ترمودینامیکی و فیزیکی سیال وابسته نبوده، بلکه ایمنی، در دسترس بودن، هزینه، بازده گرمایی بالا، اثرات زیست محیطی و سازگاری با مواد تشکیل دهنده سیستم معیارهای اساسی برای انتخاب سیال مناسب می‌باشد. مشخصات سیال عامل مناسب عبارتند از: حجم مخصوص پایین، فشار مناسب در مبدل گرمایی، پایداری گرمایی، هزینه پایین، گرمای نهان و چگالی بالا، گرمای مخصوص پایین و همچنین حداقل اثرات زیست محیطی از جمله ظرفیت پایین تخریب آزون، ظرفیت پایین گلخانه‌ای (گرمایش کره زمین)، عمر کوتاه مدت در اتمسفر [2, 12]. Dai و همکاران [6] با بررسی چندین سیال عامل به بهینه‌سازی و بهینه‌کردن بازده چرخه رانکین آلی پرداخته‌اند. دستاورد این بررسی بیان می‌کند که بازده گرمایی سیالات آلی در چرخه فوق برای بازیافت منابع گرمایی دما پایین، بالاتر از سیال آب می‌باشد. بهرامی و همکاران [3] تاثیر سیالات: FC72, FC87, R245fa, HFE7100, HFE7000، نرمال پنتان^۲، نرمال دکین^۳، سی سیکس فلوروکتون^۴ و تولوئن^۵ را بر بازده ترمودینامیکی چرخه ترکیبی استرلینگ-رانکین آلی مطالعه کرده‌اند. این مطالعه از نقطه نظرهای عملیاتی، زیست محیطی و ایمنی نیز به بررسی سیستم فوق می‌پردازد. نتایج مطالعه بدین شرح می‌باشد: تولوئن از دیدگاه بازده گرمایی، نرمال پنتان از دیدگاه عملیاتی و HFE7100 از دیدگاه ایمنی و زیست محیطی سیالات مناسبی می‌باشند. Mango و همکاران [18] به بررسی تاثیر بازده

- 1) Organic Rankine Cycle (ORC)
- 2) N- pentane
- 3) N-decane
- 4) C6-fluoroketone
- 5) Toluene

گرمایی سیالات: R113, R123R134a, R245fa, R245ca, و ایزوبوتن^۱ بر چرخه رانکین آلی پرداخته‌اند. نتایج این مطالعه اثبات می‌کند که سیال R113 بالاترین بازده گرمایی را در مقایسه سیالات دیگر در چرخه فوق دارد. تاثیر بکارگیری سیالات بنزن^۲، p-xylene، و R113 و R123 در چرخه رانکین آلی توسط Hung [15] بررسی شده است. نتایج این بررسی بیان می‌کند که p-xylene بالاترین و بنزن پایین‌ترین بازده گرمایی را در سیستم فوق دارد. Techanche و همکاران [23] بازده گرمایی، خواص ترمودینامیکی و اثرات زیست محیطی سیالات R134a, R152a و ایزوپنتان، نرمال پنتان و آمونیاک را در چرخه رانکین آلی خورشیدی دما پایین بررسی کرده‌اند. یاری و همکاران [26,27] تاثیر چندین سیال خشک در چرخه رانکین را با استفاده از تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک مطالعه کرده‌اند. نتایج این مطالعه نشان می‌دهد که چرخه رانکین آلی با سیال R123 بیشینه بازده گرمایی را دارد. Heberle و همکاران [13] با استفاده از تحلیل قانون دوم به بررسی سیالات R227ea, R245fa, ایزوپنتان و نرمال پنتان در چرخه رانکین آلی پرداخته‌اند. نتایج این بررسی نشان می‌دهد که سیال ایزوپنتان بیشترین بازده گرمایی را در چرخه فوق دارد. در این مطالعه، سیال R227ea شاخص مقایسه نتایج می‌باشد. Gu و Sato [10,11] سیالات R134a, R125 و آمونیاک را برای چرخه رانکین با منابع زمین گرمایی بالاتر از ۱۹۰°C بررسی نموده‌اند و سیال R134a را توصیه کرده‌اند.

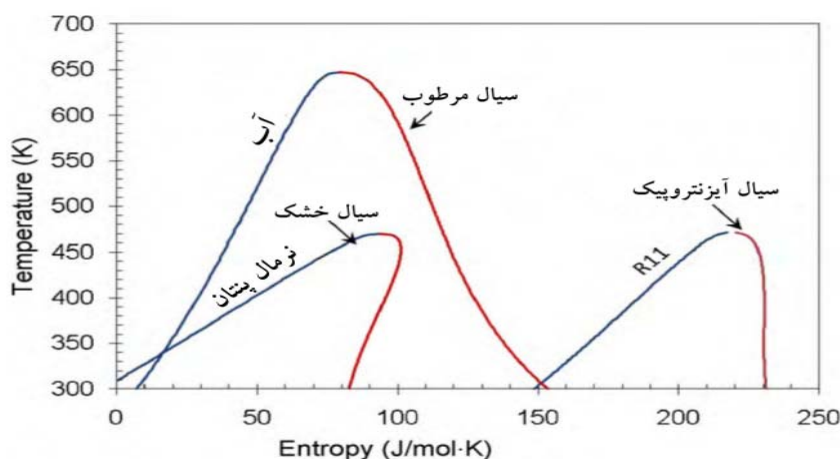
در این مطالعه، بررسی نظری برای انتخاب سیال عامل برای چرخه رانکین آلی انجام شده است. دوازده سیال آلی مورد بررسی قرار گرفته که عبارتند از R113, HFE7100, R11, R141b, R142b, R123, R245fa, RC318, ایزوپنتان^۳، نرمال دکین، سی سیکس فلوروکتون و نرمال بوتن^۴ و انتخاب سیالات عامل با استفاده از مراجع [2-9] می‌باشد. توان خروجی سیستم ۱۰ کیلو وات و منبع گرمای سیستم انرژی خورشیدی می‌باشد. چرخه در دمای ۲۵۰°C مورد ارزیابی قرار می‌گیرد که دمای متوسط کلکتورهای سهموی خطی^۵ می‌باشد. دمای چگالنده ۴۰°C در نظر گرفته شده و فشار ورودی به توربین با توجه به بیشینه سازی بازده چرخه بهینه شده است. توربین بخار چرخه از نوع ماریپچی می‌باشد که با اقتباس از کمپرسورهای ماریپچی ساخته شده است [7,25].

انواع سیالات عامل

آب به عنوان سیال عامل برای اکثر چرخه‌های رانکین، نیروگاه‌های فسیلی استفاده می‌شود و سیال مناسبی برای این قبیل چرخه‌ها که در دمای بالا کار می‌کنند، می‌باشد، ولی محدودیت‌هایی برای استفاده در سیستم‌های با منابع گرمای دما پایین و متوسط دارد. سیالات آلی به طور کلی از نفت استخراج می‌شوند و تفاوت اصلی بین سیالات آلی و آب رفتار آنها در

- 1) Isobutane
- 2) Benzene
- 3) Isopentane
- 4) N-butane
- 5) Parabolic Trough Collector

هنگام فرایند انبساط در حالت اشباع در دماهای متوسط و پایین می‌باشد. اکثر سیالات آلی در حالت بخار مافوق گرم و بخار اشباع به صورت آیزنتروپیک در توربین منبسط می‌شوند در حالی که آب در حالت دو فاز مایع و بخار می‌باشد که باعث آسیب دیدن توربین می‌شود. به طور کلی، سیالات را می‌توان به سه دسته طبقه بندی کرد: خشک، آیزنتروپیک و مرطوب که این تقسیم بندی با توجه به شیب خط بخار اشباع در نمودار T-S می‌باشد. آب یک سیال مرطوب است زیرا خط بخار اشباع آن دارای شیب منفی می‌باشد. در نتیجه، در حالت دو فاز در توربین منبسط می‌شود. سیالات خشک دارای شیب مثبت می‌باشند (مانند نرمال پنتان)، در صورتی که سیالات آیزنتروپیک دارای شیب بزرگ بی‌نهایت می‌باشند (مانند R11). در شکل (۱)، طبقه بندی سه نوع سیال عامل نشان داده شده است [3,9]



شکل (۱) طبقه بندی سه نوع سیال عامل: مرطوب، خشک، آیزنتروپیک [4]

نقاط بحرانی در سیالات عامل

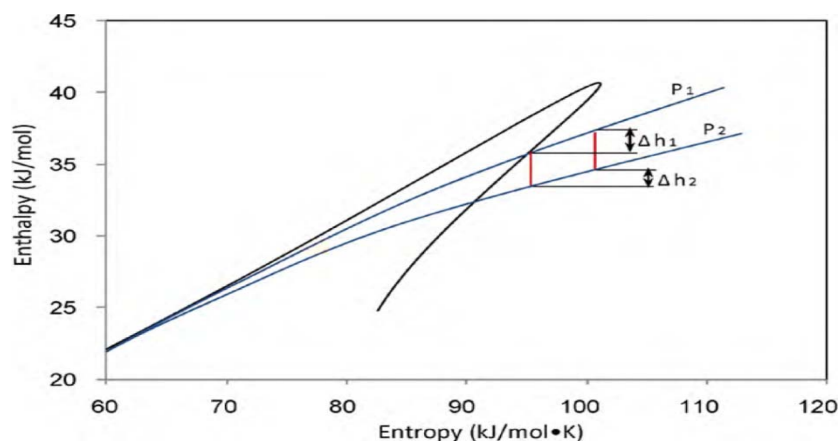
چگالش یک فرایند ضروری در چرخه رانکین آلی می‌باشد، دمای چگالش به صورت معمول بالای 30°C در نظر گرفته می‌شود تا چگالنده امکان دفع حرارت مازاد چرخه را به محیط داشته باشد. بنابر این، سیالات مانند متان با دمای بحرانی زیر 30°C پیشنهاد نمی‌شوند، زیرا چگالش آنها هزینه بر می‌باشد. نقطه بحرانی، نقطه اوج خط اشباع در نمودار T-S می‌باشد و محدوده دمای عملیاتی مناسب برای سیالات عامل را در حالت بخار و مایع تعیین می‌کند. نقاط بحرانی از جمله اطلاعات مهم در انتخاب سیال می‌باشد. یکی دیگر از خواص ترمودینامیکی مهم، نقطه انجماد سیال عامل است که باید کمتر از پایین‌ترین دمای عملیاتی چرخه باشد. سیال عامل باید در محدوده فشار مورد قبول کار کند. قابلیت اطمینان در فشار و خلأ خیلی بالا باعث افزایش هزینه در چرخه می‌شود [4]. جدول (۱) سیالات عامل را بر اساس شیب خط بخار اشباع و نقاط بحرانی طبقه بندی می‌کند.

جدول (۱) طبقه بندی سیالات عامل بر اساس شیب خط بخار اشباع و نقاط بحرانی

سیال	دمای بحرانی (°C)	فشار بحرانی (kpa)	نوع سیال
HFE7000	۱۹۵/۳	۲۲۲۹	خشک
R11	۱۹۸	۴۴۰۸	آیزنتروپیک
R113	۲۱۴/۱	۳۴۳۹	خشک
R123	۱۸۳/۷	۳۶۶۸	آیزنتروپیک
R141b	۲۰۴/۲	۴۲۴۹	آیزنتروپیک
R142b	۱۳۷/۱	۴۰۵۵	آیزنتروپیک
R245fa	۱۵۴/۱	۳۶۳۹	آیزنتروپیک
RC318	۱۱۵/۳۳	۲۷۷۷/۵	آیزنتروپیک
ایزوپنتان	۱۹۶/۵	۳۳۶۴	خشک
سیسیکس فلوروکتون	۱۶۸/۸	۱۸۶۴	خشک
نرمال بوتن	۱۳۴/۷	۳۶۴۰	مرطوب
نرمال دکین	۳۴۴/۶	۲۱۰۳	خشک

تاثیر مافوق گرمیت

افزایش مقدار مافوق گرم در چرخه های رانکین سنتی باعث افزایش بازده گرمایی می شود در صورتی که مافوق گرمیت همیشه باعث افزایش بازده گرمایی در چرخه رانکین آلی برای انواع سیالات عامل نمی شود.



شکل (۲) نمودار h-s سیال خشک نرمال پنتان که تاثیر فوق گرمیت را نمایش می دهد [4]

بازده گرمایی سیستم با افزایش مقدار مافوق گرم برای سیالات مرطوب افزایش می یابد، ولی برای سیالات خشک، کاهش می یابد و برای سیالات آیزنتروپیک این مقدار در دماهای بالای ورودی به توربین ثابت می باشد [14]. با توجه به

شکل (۲)، با کاهش فشار و افزایش مقدار مافوق گرم، آنتالپی سیال نرمال پنتان کاهش می‌یابد که بیان کننده این موضوع است که سیالات خشک در حالت مافوق گرم اثر منفی بر بازده گرمایی چرخه رانکین آلی دارند در حالی که این امر برای سیالات مرطوب، صدق نمی‌کند. برای سیالات مرطوب افزایش مقدار مافوق گرم هم باعث افزایش ایمنی در حالت انبساط در توربین شده و هم باعث افزایش بازده گرمایی چرخه رانکین آلی می‌شود. برای جلوگیری از صدماتی که قطرات مایع هنگام انبساط به پره توربین وارد می‌کنند، سیالات آیزنتروپیک و خشک برای چرخه رانکین آلی پیشنهاد می‌شوند. سیال باید در حال مافوق گرم وارد توربین شود. با این حال، اگر سیال بیش از حد خشک باشد، بخار خروجی از توربین با مقدار قابل توجهی مافوق گرم، باعث افزایش میزان بار گرمایی در چگالنده و افزایش کار چگالنده می‌شود. در سیالات خشک، قطرات ریز (مه) در منطقه دو فاز تشکیل شده و مایعی وجود ندارد که باعث آسیب پره توربین شود [14].

تاثیر گرمای نهان، چگالی، گرمای ویژه، حجم مخصوص بخار و فشار اشباع

در مرجع [19] پیشنهاد شده که سیال عاملی با گرمای نهان بالا، چگالی بالا و گرمای ویژه پایین مناسب می‌باشد. سیالی با گرمای نهان بالا و چگالی بالا انرژی بیشتری از منبع تبخیر کننده جذب می‌کند و میزان دبی سیال عامل کاهش می‌دهد که باعث کاهش مقیاس تاسیسات و کاهش مصرف انرژی در پمپ می‌شود.

مسائل مربوط به بهره برداری و نگهداری چرخه نیز باید در نظر گرفته شود. حجم مخصوص بخار اشباع، نشانه‌ای از اندازه چگالنده است که با هزینه‌های اولیه سیستم مرتبط می‌باشد. عملیات در فشاری بالاتر از فشار جو (۱۰۰ کیلو پاسکال) از نفوذ گازهای غیر قابل چگالش جلوگیری می‌کند که این گازها باعث کاهش بازده سیستم می‌شود.

شکل‌های (۳) و (۴) حجم مخصوص بخار و فشار اشباع را به صورت تابعی از دمای اشباع نشان می‌دهند. سیالاتی با حجم اشباع بالا نیازمند چگالنده‌های در مقیاس بزرگ و سیالاتی با حجم اشباع پایین نیازمند چگالنده‌های کوچکتر می‌باشند. با توجه به فشار اشباع، سیالات HFE7000, R11, R141b, R142b, RC318, R123, R245fa, می‌باشند. ایزوپنتان و نرمال بوتن در دمای 40°C (دمای چگالنده) در سیستم بالای فشار جو کار می‌کنند. عملیات در فشاری بالاتر از فشار جو باعث کاهش اندازه تجهیزات و عدم نفوذ گازهای غیر قابل چگالش به چگالنده می‌شود [3].

ملاحظات زیست محیطی

در ملاحظات زیست محیطی، نگرانی‌های اصلی شامل ظرفیت تخریب اُزون^۱ ODP، ظرفیت گرمایی (گلخانه ای) GWP^۲ و طول عمر سیال در اتمسفر ALT^۳ می‌باشد. مشخصه ODP نسبت تخریب اُزون به ازای جرم گاز انتشار یافته می‌باشد. R11 (CFC) مرجعی برای تمام مواد شیمیایی است و دارای ODP برابر یک می‌باشد. به طور معمول، ODP سیالات آلی بین ۰/۱ تا ۱ می‌باشد. GWP مشخصه‌ای است که نشان می‌دهد چه مقدار جرم از یک ماده شیمیایی باعث افزایش گرمایش کره زمین در یک دوره ۱۰۰ ساله می‌شود. دی اکسید کربن شاخصی برای تمام مواد شیمیایی است و دارای GWP برابر یک می‌باشد. ALT مدت زمانی است که گاز در جو کره زمین باقی می‌ماند [8]. با توجه به مشکلات زیست محیطی، برخی از سیالات عامل مانند (R-11, R-12, R-113, R-114, R-115) مشمول قانون ممنوعیت تولید شده‌اند. برخی دیگر مانند (R-22, R-123, R-124, R-141b, R-142b, R-21) در سال‌های ۲۰۲۰ تا ۲۰۳۰ مشمول قانون ممنوعیت تولید می‌شوند و از سیالات جایگزین پیدا شده، به کار برده می‌شوند. انتظار می‌رود که سیالات جایگزین هم خواص مناسب را داشته باشند و هم مشکلات زیست محیطی نداشته باشند. نامزدهای امیدوارکننده‌تر در میان سیالات حاوی فلئور^۴ و اتم‌های کربن می‌باشند [5].

ایمنی

استاندارد ASHRAE مبردها را با توجه به ایمنی طبقه بندی کرده و درجه خطرناک بودن آنها را تعیین کرده است. به طور کلی، ویژگی‌هایی از قبیل غیر خورنده بودن، اشتعال ناپذیری و غیر سمی بودن از سیالات انتظار می‌رود. اما سیالات همیشه به طور کامل راضی کننده نیستند. بسیاری از سیالات مانند نرمال پنتان قابل اشتعال هستند و تا وقتی که هیچ احتراقی وجود نداشته باشد، خطری سیستم را تهدید نمی‌کند. خودسوزی مشکلی است که در دمای بالای ۲۰۰°C^۵ بخصوص برای آلکانها^۵ وجود دارد [4]. برخی از سیالات هنوز طبقه بندی نشده‌اند. برای تکمیل این اطلاعات، حداکثر غلظت طبیعی در متوسط زمانی ۸ ساعت، روز کاری (TOX^۶) نیز ارائه شده است [1,3,9]. جدول (۲) طبقه بندی ایمنی ASHRAE برای مبردها می‌باشد.

- 1) ozone depletion potential
- 2) global warming potential
- 3) atmospheric lifetime
- 4) fluorine
- 5) alkanes
- 6) Toxicity

جدول (۲) طبقه بندی ایمنی ASHRAE گروه ۳۴

	سمیت پایین	سمیت بالا
اشتعال پذیری بالا	A3	B3
اشتعال پذیری پایین	A2	B2
غیر اشتعال پذیر	A1	B1

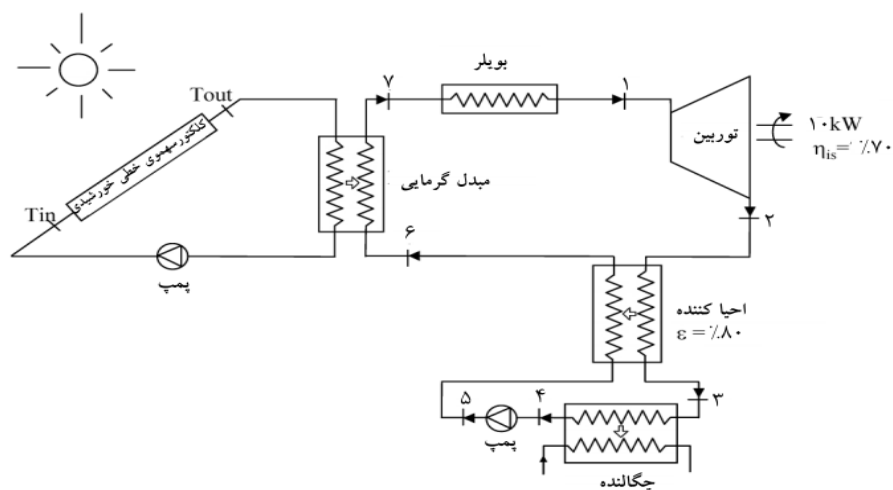
جدول (۳) اطلاعات ایمنی و زیست محیطی سیالات عامل

سیال	طبقه بندی ایمنی ASHRAE	عمر سیال در اتمسفر (سال) ALT(yr)	ظرفیت تخریب اُزون ODP	ظرفیت گرمایی (۱۰۰ سال) GWP	سمیت TOX(ppm)
HFE7000	-	۴/۱	صفر	۳۲۰	۷۵
R11	A1	۴۵	۱	۴۷۵۰	-
R113	A1	۸۵	۰/۸	۶۱۳۰	-
R123	B1	۱/۳	۰/۰۲	۷۷	-
R141b	-	۹/۳	۰/۱۱	۷۲۵	-
R142b	A2	۱۷/۹	۰/۰۶۵	۳۳۱۰	-
R245fa	B1	۷/۶	صفر	۱۰۳۰	-
RC318	A1	۳۲۰۰	صفر	۱۰۳۰۰	-
ایزوپنتان	A3	-	صفر	۲۰	۷۰۰
سیسیکس فلوروکتون	-	۰/۰۱۴	صفر	۱	۱۵۰
نرمال بوتن	A3	۱<	صفر	۳	۶۰۰
نرمال دکین	-	-	-	-	۱۳۶۹

جدول (۳) شامل مشخصات زیست محیطی و ایمنی سیالات نامزد می باشد. پاره‌ای از اطلاعات در دسترس نبوده اند. سیالات سیسیکس فلوروکتون و HFE7000 سیالات مناسبی از نظر زیست محیطی و ایمنی می باشند. سیالات RC318, R11, R113, R141b, R142b از نظر ایمنی مناسب است اما از نظر زیست محیطی مخرب می باشند.

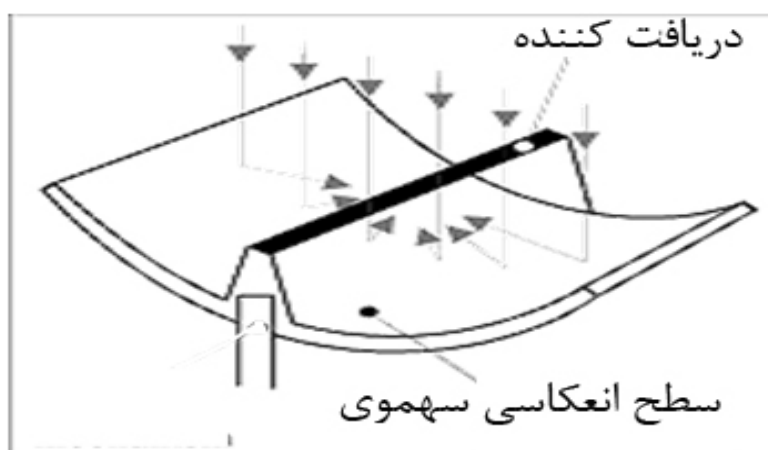
بررسی ترمودینامیکی چرخه رانکین آلی

سیستم مورد بررسی با استفاده از یک میکرو توربین و ژنراتور برق، ۱۰ کیلووات توان الکتریکی تولید می کند. شکل (۵) طرح واره چرخه رانکین آلی همراه با کلکتور سهموی خطی خورشیدی می باشد. مراحل (۱-۷) با توجه به واحدهای چرخه، در شکل (۵) مشخص شده است.



شکل ۵) طرح واره چرخه رانکین آلی همراه با کلکتور سهموی خطی خورشیدی [14]

سیستم فوق از توربین، بویلر، مبدل گرمایی، پمپ، کلکتور سهموی خطی خورشیدی، احیا کننده^۱ و چگالنده تشکیل شده است. منبع گرما، انرژی خورشیدی می باشد. در کلکتور سهموی خطی، دمای سیال خروجی از کلکتور، از نسبت سطح بخش متمرکز کننده شامل سطوح انعکاسی، سهموی به سطح دریافت کننده تعیین می شود. با افزایش سطح انعکاسی، دمای سیال در دریافت کننده افزایش می یابد. شکل (۶) طرح واره کلکتور سهموی خطی خورشیدی می باشد. در مدل با توجه به دمای مورد نیاز در سیستم، این نسبت تعریف شده است.



شکل ۶) طرح واره کلکتور سهموی خطی خورشیدی [25]

1) regenerator

معادله (۱) سطح انعکاسی سهموی و سطح دریافت کننده را در کلکتور سهموی خطی محاسبه می‌کند. در این معادله $(A)_{rec}$ سطح دریافت کننده پرتوهای خورشیدی، $(A)_{in}$ سطح سهموی انعکاسی پرتوهای خورشیدی، (η) بازده نوری متمرکز کننده ۰/۸، (U) ضریب انتقال گرما $10 W/m^2K$ ، (f) ضریب بازده کلکتور ۰/۹، $(T)_{out}$ دمای سیال خروجی از کلکتور $260^\circ C$ ، (T_0) دمای محیط $30^\circ C$ و (q_{in}) شار تابشی خورشید $800 W/m^2$ به عنوان شرایط مرجع در نظر گرفته می‌شود [22]. نرخ سیال عامل در چرخه رانکین آلی (\dot{m}_{ORC}) از معادله (۲) محاسبه می‌شود. بازده ایزنتروپیک توربین و پمپ با توجه به معادلات (۳،۴) به ترتیب ۰/۷ و ۰/۵ در مدل لحاظ شده است. توان خروجی از توربین و توان ورودی به پمپ از معادلات (۵ و ۶) محاسبه می‌شوند. اگر دمای جریان خروجی از توربین (نقطه ۲) بالاتر از دمای جریان خروجی از پمپ (نقطه ۵) باشد، احیا کننده در مدل لحاظ می‌شود. بازده احیا کننده از معادله (۷) محاسبه می‌شود. در این مطالعه، بازده احیا کننده ۰/۸ فرض شده است. بازده گرمایی از معادله (۸) و بازده اکسرژی از معادله (۹) محاسبه می‌شوند [20]. معادله (۱۰) نرخ تولید آنتروپی در سیستم می‌باشد که نشان دهنده بازگشت ناپذیری‌های چرخه رانکین آلی می‌باشد. در این مطالعه، دمای منبع گرم $10^\circ C$ بالاتر از دمای سیال ورودی به توربین و دمای چشمه سرد $10^\circ C$ پایین تر از دمای سیال خروجی از چگالنده در نظر گرفته شده است. تحلیل انرژی در مدل فوق با استفاده از شبیه سازی ترمودینامیکی در نرم افزار^۱ EES می‌باشد [17].

$$Q_{in} = f(A_{in} q_{in} - U A_{rec} (T_{out} - T_0)) \quad (1)$$

$$Q_{in} = \dot{m}_{ORC} (h_7 - h_8) \quad (2)$$

$$h_2 - h_1 - \eta_{s,exp} (h_1 - h_{2,s}) \quad (3)$$

$$h_5 = h_4 + \frac{1}{\eta_{s,pump}} (h_{5,s} - h_4) \quad (4)$$

$$W_{ORC} = \dot{m}_{ORC} (h_1 - h_2) \quad (5)$$

$$W_{in,pump} = \dot{m}_{ORC} (h_5 - h_4) \quad (6)$$

$$\varepsilon_{reg} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h(P_2, T_3)} \quad (7)$$

$$\eta_{ORC} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{W_{ORC} - W_{pump}}{Q_{in}} \quad (8)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Exergy recovered}}{\text{Exergy supplied}} = \frac{W_{net}}{W_{rev}} = \frac{W_{net}}{W_{net} + T_0 S_{gen}} \quad (9)$$

$$S_{gen} = \frac{Q_{cond}}{T_4 + 263.15} - \frac{Q_{in}}{T_1 + 283.15} \quad (10)$$

1) Engineering Equal Solver

با ثابت فرض کردن دما، بهینه سازی فشار برای تولید بیشینه توان خروجی انجام شده است [17]. با توجه به مشخصات میکرو توربین‌ها فشار ورودی به توربین حداکثر می‌تواند ۲۵۰۰ کیلو پاسکال باشد [9]. این محدودیت در مدل لحاظ شده است. جدول (۴) به مقایسه سیالات مختلف در دمای عملیاتی 250°C می‌پردازد.

جدول (۴) عملکرد گرمایی چرخه در دمای عملیاتی 250°C برای سیالات عامل مختلف

سیال	P_1 (kpa)	P_2 (kpa)	V_3 (m^3/kg)	Q_{input} (kW)	Q_{cond} (kW)	W_{pump} (kW)	η_{th} %	η_{ER} %	A_{in} m^2	A_{rec} m^2
نرمال دکین	۵۰۶/۱	۰/۰۵	۴۰/۳۶	۴۱/۹۵	۳۱/۹۵	۰/۱۱	۲۳/۸۴	۵۵/۴۲	۶۹/۳۱	۱۹/۲۶
HFE7000	۲۱۱۸	۱۲۱/۷	-/۱۱	۶۰/۷۶	۵۰/۷۶	۱/۴۴	۱۶/۴۶	۳۸/۲۷	۹۸/۰۵	۲۷/۲۸
نرمال بوتن	۲۵۰۰	۳۸۴/۵	-/۱۲	۶۳/۲۴	۵۳/۲۴	۰/۹۶	۱۵/۸۱	۳۶/۷۸	۱۰۰/۷	۲۸/۳۱
ایزوپنتان	۲۵۰۰	۱۵۳/۷	-/۲۵	۵۳/۱۶	۴۳/۱۶	-/۸۴	۱۸/۸۱	۴۳/۷۴	۸۶/۵۴	۲۴/۰۸
سیسیکس فلوروکتون	۱۵۷۰	۷۴/۳۲	-/۱۲	۶۵/۴۱	۵۵/۴۱	۱/۴۰	۱۵/۲۹	۳۵/۵۶	۱۰۵	۲۱/۲۹
R11	۲۵۰۰	۱۷۶/۱	-/۱۱	۵۴/۳۱	۴۴/۳۱	۱/۰۵	۱۸/۴۱	۴۲/۸۲	۸۸/۳	۲۴/۵۷
R113	۲۵۰۰	۷۹/۴۷	-/۱۹	۵۱/۱۵	۴۱/۱۵	۱/۲۲	۱۹/۵۵	۴۵/۴۶	۸۳/۴۸	۲۳/۲۳
R123	۲۵۰۰	۱۵۷/۲	-/۱۱	۵۲/۸۸	۴۲/۸۸	۰/۷۴	۱۸/۹۱	۴۳/۹۷	۸۶/۱۲	۲۳/۹۶
R141b	۲۵۰۰	۱۳۵/۱	-/۱۸	۵۲/۸۳	۴۲/۸۳	۰/۹۸	۱۸/۹۳	۴۴/۰۱	۸۶/۰۴	۲۳/۹۴
R142b	۲۵۰۰	۵۲۸/۹	-/۰۵	۶۹/۸۴	۵۹/۸۴	۰/۹۷	۱۴/۳۲	۳۳/۳	۱۱۱/۵	۳۱/۰۳
R245fa	۲۵۰۰	۲۵۳/۷	-/۰۸	۶۰/۹۴	۵۰/۹۵	۰/۸۱	۱۶/۴۱	۳۸/۱۶	۹۸/۳۲	۲۷/۲۶
RC318	۲۵۰۰	۴۹۸/۸	-/۰۳	۷۸/۱۱	۶۸/۱۱	۱/۴۲	۱۲/۸	۲۹/۷۸	۱۲۳/۶	۳۴/۳۸

جدول شامل فشار ورودی و خروجی توربین، حجم مخصوص بخار در ورودی چگالنده، محاسبه میزان گرمای لازم برای تولید ۱۰ کیلووات توان الکتریکی، گرمای خروجی از چگالنده، بازده گرمایی چرخه، بازده اکسرژی چرخه، سطح سهموی انعکاسی پرتوهای خورشیدی و سطح دریافت کننده پرتوهای خورشیدی در کلکتور سهموی خطی می‌باشد. در بین سیالات نرمال، دکین بالاترین بازده گرمایی را در چرخه دارد. این سیال، بالاترین حجم مخصوص بخار را در بین دیگر سیالات دارد و در نتیجه، نیازمند به چگالنده در مقیاس بزرگ می‌باشد. همچنین کمترین فشار اشباع را دارد که منجر به استفاده از آب بندی خاص برای چگالنده و نیازمند به پمپ های خلأ یا اجکتور برای خارج کردن گازهای غیر قابل چگالش از چگالنده می‌باشد. بکارگیری سیستم‌های فوق باعث افزایش سرمایه گذاری اولیه سیستم می‌شود و از سوی دیگر، با داشتن بازده گرمایی بالا باعث کمینه شدن سطح کلکتور می‌شود. سیال ایزوپنتان دارای بازده گرمایی مناسبی می‌باشد و در سیستم بالای فشار جو کار می‌کند، ولی اشتعال پذیری بالای این سیال باعث کاهش امنیت سیستم می‌شود. سیالات R11, R113, R141b, R123 از نظر ایمنی و انرژی برای چرخه رانکین آلی مناسب هستند در حالی که از

نظر زیست محیطی مخرب می‌باشند. در مقایسه این سیالات، سیال R113 دارای بازده گرمایی بالاتر، R123 اثرات زیست محیطی و ایمنی کمتر می‌باشند. سیالات R11, R113 به ترتیب دارای بیشترین اثرات زیست محیطی هستند و لیکن این دو سیال از دیدگاه ایمنی مناسب می‌باشند. R141b نیز دارای بازده گرمایی بالای می‌باشد. مرجع [16] پس از بررسی چندین سیال عامل، این سیال را برای چرخه رانکین آلی پیشنهاد کرده است. Saleh و همکاران [21] چندین سیال آلی را در دمای عملیاتی 30°C - 100°C برای چرخه رانکین آلی بررسی نموده و سیال R245fa را پیشنهاد کرده‌اند، زیرا این سیال بازده گرمایی بالای دارد و همچنین مساعد برای احیا کننده یا مبدل گرمایی در چرخه می‌باشد. سیال سیسیکس فلوروکتون و HFE7000 نیز اخیراً مورد توجه محققین و سازندگان چرخه رانکین آلی، قرار گرفته‌اند. Declaye و همکاران [7] با استفاده از شبیه سازی و ساخت یک نمونه کوچک آزمایشگاهی از چرخه رانکین آلی، به بررسی بازده چرخه برای سیالات HFE7000, R123, R134a, R245fa و سیسیکس فلوروکتون در دما عملیاتی 160°C پرداخته‌اند. بازده چرخه برای سیال R123 $9/32$ در مقابل $8/68$ برای R245fa، $7/76$ برای HFE7000، $7/62$ برای R134a و $6/65$ برای سیسیکس فلوروکتون می‌باشد. اختلاف نتایجی که در این بررسی و مطالعه کنونی وجود دارد، به خاطر عدم لحاظ محدودیت فشار در توربین و بررسی سیالات فوق در دمای عملیاتی 160°C می‌باشد. به عنوان مثال، مرجع [9] سیال R245fa را در دمای عملیاتی 230°C برای چرخه رانکین آلی مطالعه کرده است. بازده سیال فوق در چرخه، بدون در نظر گرفتن محدودیت فشار توربین $15/9$ می‌باشد در صورتی که با لحاظ محدودیت فشار در توربین به $15/2$ تنزل یافته است. HFE7000 در این مطالعه بازده گرمایی بالاتری نسبت به سیسیکس فلوروکتون دارد. همچنین فشار اشباع آن در دمای چگالنده بالاتر از فشار اتمسفر می‌باشد. این دو سیال از دیدگاه ایمنی مناسب و از دیدگاه زیست محیطی نیز کمترین اثرات مخرب را دارند. سیالات نرمال بوتن، RC318 و R142b از طرف مراجع مختلفی مورد بحث قرار گرفته‌اند ولیکن با توجه به محدوده دما و فشار کاری چرخه مورد بررسی، بازده گرمایی بالای ندارند. به این نکته باید توجه نمود که انتخاب سیال مناسب برای چرخه رانکین آلی با توجه به محدوده دما و فشار کاری چرخه تعیین می‌شود و سیالات عامل نیز بر این اساس برای چرخه انتخاب می‌شوند.

جدول ۴) عملکرد گرمایی چرخه در دمای عملیاتی 250°C برای سیالات عامل مختلف

سیال	P_1 (kpa)	P_2 (kpa)	V_3 (m^3/kg)	Q_{input} (kW)	Q_{cond} (kW)	W_{pump} (kW)	η_{th} %	η_{HEX} %	A_{in} m^2	A_{rec} m^2
نرمال دکین	۵۰۶/۱	۰/۰۵	۴۰/۳۶	۴۱/۹۵	۳۱/۹۵	۰/۱۱	۲۳/۸۴	۵۵/۴۲	۶۹/۳۱	۱۹/۲۶
HFE7000	۲۱۱۸	۱۲۱/۷	۰/۱۱	۶۰/۷۶	۵۰/۷۶	۱/۴۴	۱۶/۴۶	۳۸/۲۷	۹۸/۰۵	۲۷/۲۸
نرمال بوتن	۲۵۰۰	۳۸۴/۵	۰/۱۲	۶۳/۲۴	۵۳/۲۴	۰/۹۶	۱۵/۸۱	۳۶/۷۸	۱۰۱/۷	۲۸/۳۱
ایزوپنتان	۲۵۰۰	۱۵۳/۷	۰/۲۵	۵۳/۱۶	۴۳/۱۶	۰/۸۴	۱۸/۸۱	۴۳/۷۴	۸۶/۵۴	۲۴/۰۸
سیسیکس فلوروکتون	۱۵۷۰	۷۴/۳۲	۰/۱۲	۶۵/۴۱	۵۵/۴۱	۱/۴۰	۱۵/۲۹	۳۵/۵۶	۱۰۵	۲۱/۲۹
R11	۲۵۰۰	۱۷۶/۱	۰/۱۱	۵۴/۳۱	۴۴/۳۱	۱/۰۵	۱۸/۴۱	۴۲/۸۲	۸۸/۳	۲۴/۵۷
R113	۲۵۰۰	۷۹/۴۷	۰/۱۹	۵۱/۱۵	۴۱/۱۵	۱/۲۲	۱۹/۵۵	۴۵/۴۶	۸۳/۴۸	۲۳/۲۳
R123	۲۵۰۰	۱۵۷/۲	۰/۱۱	۵۲/۸۸	۴۲/۸۸	۰/۷۴	۱۸/۹۱	۴۳/۹۷	۸۶/۱۲	۲۳/۹۶
R141b	۲۵۰۰	۱۳۵/۱	۰/۱۸	۵۲/۸۳	۴۲/۸۳	۰/۹۸	۱۸/۹۳	۴۴/۰۱	۸۶/۰۴	۲۳/۹۴
R142b	۲۵۰۰	۵۲۸/۹	۰/۰۵	۶۹/۸۴	۵۹/۸۴	۰/۹۷	۱۴/۳۲	۳۳/۳	۱۱۱/۵	۳۱/۰۳
R245fa	۲۵۰۰	۲۵۳/۷	۰/۰۸	۶۰/۹۴	۵۰/۹۵	۰/۸۱	۱۶/۴۱	۳۸/۱۶	۹۸/۳۲	۲۷/۲۶
RC318	۲۵۰۰	۴۹۸/۸	۰/۰۳	۷۸/۱۱	۶۸/۱۱	۱/۴۲	۱۲/۸	۲۹/۷۸	۱۲۳/۶	۳۴/۳۸

نتیجه گیری

انتخاب سیال مناسب برای چرخه دشوار است. این سیال باید بازده گرمایی بالای در چرخه، حجم مخصوص بخار پایین در خروج از توربین، فشار اشباع بالاتر از فشار جو، پایداری گرمایی مناسب و حداقل اثرات زیست محیطی داشته باشد و سمی و اشتعال زا نیز نباشد. سیال نرمال دکین بالاترین بهره‌وری را بین سیالات خشک و آیتروپیک دارد، ولی این سیال بالاترین حجم مخصوص بخار را دارد که به استفاده از چگالنده در مقیاس بزرگ و هزینه اولیه بالا برای چرخه منجر می‌شود. همچنین پایین ترین فشار اشباع را در مقایسه با دیگر سیالات دارد که باعث نفوذ گازهای غیر قابل چگالش به چگالنده می‌شود. ۹ سیال دارای فشار اشباع بالاتر از جو هستند:

HFE7000, R11, R141b, R142b, R123, R245fa, RC318، ایزوپنتان و نرمال بوتن. مناسبترین سیالات برای این چرخه با توجه به تمام جنبه‌ها عبارتند از: R113، R123، و ایزوپنتان. ایزوپنتان نیاز به آب بندی خاص چگالنده ندارد، زیرا در سیستم بالای فشار جو کار می‌کند. اما در مقایسه با دو سیال دیگر، بالاترین حجم مخصوص بخار را دارا می‌باشد و اشتعال پذیری بالای آن نیز باید مدنظر قرار گیرد. سیال R123 در مقایسه با ایزوپنتان و R113 از دیدگاه انرژیکی و زیست محیطی، سیال مناسبی می‌باشد. سیال R113 بیشترین بازده گرمایی و اثرات مخرب را بر محیط زیست دارد و لیکن از نظر ایمنی، سیال مناسبی می‌باشد. بازده چرخه برای سیال R113 ۱۹/۵۵ درصد در مقابل ۱۸/۹۱ درصد برای R123 و ۱۸/۸۱ درصد برای ایزوپنتان می‌باشد. بهره‌وری کمتر در چرخه، باعث نیاز به گرمای ورودی بیشتر به سیستم می‌شود و در نتیجه، افزایش سرمایه گذاری برای خرید سطح کلکتور خورشیدی بیشتر به همراه دارد.

علائم و اختصارات	
بازده اکسرژی	$\eta_{ex}(\%)$
سطح سهموی انعکاسی پرتوهای خورشیدی	$A_{in}(m^2)$
سطح دریافت کننده پرتوهای خورشیدی	$A_{rec}(m^2)$
گرمای چگالنده	$Q_{cond}(m^2)$
گرمای ورودی	$Q_{in}(W)$
نرخ سیال عامل	\dot{m}_{circ}
نرخ تولید آنتروپی	$S_{gen}(W/K)$
دمای محیط	$T_0(^{\circ}C)$
دمای سیال خروجی از کلکتور	$T_{out}(^{\circ}C)$
توان خالص	$W_{ner}(W)$
توان پمپ	$W_{pump}(W)$
شار تابشی خورشید	$q_{in}(W/m^2)$
بازده احیا کننده	$\epsilon_{rec}(\%)$
بازده چرخه	$\eta_{th}(\%)$
طول عمر در اتمسفر	ALT(yrs)
ضریب بازده کلکتور	f
بازده نوری متمرکز کننده	α
ظرفیت گرمایش کره زمین(در دوره ۱۰۰ ساله)	GWP
آنتالپی	$h(j/kg K)$
ظرفیت تخریب اوزون	ODP
فشار	$P(kPa)$
دما	$T(^{\circ}C)$
حداکثر غلظت طبیعی در متوسط زمانی ۸ ساعت، روز کاری	TOX(ppm)
ضریب انتقال گرما	$U(W/m^2K)$
حجم مخصوص	$V(m^3/kg)$
آنتروپی	$S(j/kg K)$

جدول نمادهای مورد استفاده

M_B : هزینه نگهداری بویلر	U : سود سالانه
M_{FC} : هزینه نگهداری پیل سوختی	l : نشانگر(علامت) بار
M_{SS} : هزینه نگهداری سیستم ذخیره انرژی	s : نشانگر(علامت) فصل
P_B : توان خروجی بویلر	t : نشانگر(علامت) زمان
PC_{SS} : توان ورودی به سیستم ذخیره انرژی	d_s : تعداد روزهای هر فصل
PD_{SS} : توان تخلیه شده از سیستم ذخیره انرژی	HR : ضریب بازیابی حرارتی
P_{FC} : توان خروجی پیل سوختی	F_B : هزینه سوخت بویلر
P_{SS} : توان خروجی سیستم ذخیره انرژی	F_{FC} : هزینه سوخت پیل سوختی
P_{buy} : توان خریداری شده از شبکه بالادست	IC_B : هزینه اولیه بویلر
P_{sell} : توان فروخته شده به شبکه بالادست	IC_{FC} : هزینه اولیه پیل سوختی
PR_{buy} : قیمت خرید انرژی	IC_{MG} : هزینه اولیه ایجاد ریز شبکه
PR_{sell} : قیمت فروش انرژی	IC_{SS} : هزینه اولیه سیستم ذخیره ساز انرژی
PR_{base} : قیمت حق اشتراک خرید انرژی	IB : ظرفیت نصب شده بویلر
t_{repair} : زمان تعمیر	IFC : ظرفیت نصب شده پیل سوختی
$t_{isolate}$: زمان جداسازی	ISS : ظرفیت نصب شده سیستم ذخیره ساز انرژی
$t_{reconfig}$: زمان تغییر ساختار	L_e : بار الکتریکی
α, β, γ : ضرایب تبدیل هزینه اولیه به سالانه	L_h : بار حرارتی

منابع

- [1] ASHRAE (2009) Handbook Fundamentals, Chapter 29, Refrigerants.
- [2] Athanasios, I. et al. (2010). "On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles". Applied Thermal Engineering, Vol.30, PP. 760–769.
- [3] Bahrami, M., Hamidi, A.A., Porkhial, S., (2013) "Investigation of the effect of organic working fluids on thermodynamic performance of combined cycle Stirling-ORC", International Journal of Energy and Environmental Engineering, Vol.4,12.
- [4] Chen, H. et al, (2010) "A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat". Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 14, PP.3059–3067.
- [5] Crook, AW, (1994), "Engineers IOE. Profiting from low-grade heat". IET.
- [6] Dai. Y., Wang. J., Gao. L., "Parametric optimization and comparative study of organic rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery". Energy Conversion and Management, Vol. 50, PP. 576–582.
- [7] Declaye, S. et al, (2010) "Design and Experimental Investigation of a Small Scale Organic Rankine Cycle Using a Scroll Expander". International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1153.
- [8] Environmental Protection Agency, 2009.
- [9] Facão, J and C. Oliveira, A. (2009). "ANALYSIS OF ENERGETIC, DESIGN AND OPERATIONAL CRITERIA WHEN CHOOSING AN ADEQUATE WORKING FLUID FOR SMALL ORC SYSTEMS" Proceedings of the ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE2009 November 13-19, Lake Buena Vista, Florida, USA.
- [10] Gu, ZL., Sato, H. (2001) "Optimization of cyclic parameters of a supercritical cycle for geothermal power generation". Energy Convers Manage, Vol.42, PP.1409–1416.
- [11] Gu ZL, Sato H. (2002) "Performance of supercritical cycles for geothermal binary design". Energy Convers Manage, Vol.43, PP. 961–971.
- [12] Hackl, R., and Harvey, S., (2011). "Applying process integration methods to target for electricity production from industrial waste heat using Organic Rankine Cycle (ORC) technology". World Renewable Energy congress 2011-Sweden 8-13 may 2011.
- [13] Heberle, F., Brüggemann, D. (2009) "Exergy based fluid selection for a geothermal Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation". Appl Therm Eng, Vol.30, PP. 1326–1332.
- [14] Hung, TC. et al, (1997) "A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat". Energy, Vol. 22, PP. 661–7.
- [15] Hung, TC., (2001) "Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids", Energy Conversion & Management, Vol.42, PP. 539-553.

- [16] Khennich, M., and Galanis N. (2012) “*Optimal Design of ORC Systems with a Low-Temperature Heat Source*”, Entropy, Vol.14, PP. 370-389.
- [17] Klein, S. A. (2010) Engineering Equation Solver, F-Chart Software, Middleton, USA.
- [18] Mago. P.J., Chamra. L.M., Somayaji. C., (2007) “*Analysis and optimization of organic rankine cycles*”, IMechE Journal of Power and Energy, Vol. 221 (3), PP. 255–263.
- [19] Maizza, V. & Maizza, A. (1996) “*Working Fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems*”. applied thermal Engineering, Vol. 16, No.7, pp. 579-590.
- [20] Rayegan, R. and Tao, Y.X. (2011) “*A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCS)*”. Renewable Energy, Vol. 36, PP.659-670.
- [21] Saleh, B. et al, (2007) “*Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles*”. Energy, Vol. 32, PP. 1210-1221.
- [22] Serkan, K. and Ecevit, A. (2004) *concentrating-collector-ppt-d32809149 471-2004-1* from: < www.ebookbrowse.com >.
- [23] Techanche, BF., Papadakisa, G., Lambrinosa, G., Frangoudakisa, A., (2009). “*Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle*”. ApplThermEng, Vol.29 (11-12), PP.2468-2476.
- [24] www.en.wikipedia.org/wiki/Organic_Rankine_cycle.
- [25] www.eneftech.com.
- [26] Yari. M., (2009) “*Performance analysis of the different organic Rankine cycles (ORCs) using dry fluids*”, International Journal of Exergy, Vol. 6 (3), PP. 323-342.
- [27] Yari. M., (2010) “*Exergetic analysis of various types geothermal power plants*”, Renewable Energy, Vol. 35 (1), PP.112-121.