

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی سیستم های انرژی

تحلیل انرژی و انرژی، بهینه سازی پارامتری سیکل ارگانیک رانکین
فوق بحرانی و زیر بحرانی بر اساس پارامترهای عملکردی مختلف و
انتخاب سیال کاری مناسب

نگارنده: کیانوش شهریور

اساتید راهنما

دکتر سید مجید هاشمیان

دکتر محمود مهرگان

شهریور ۱۴۰۰

تقدیم اثر

این اثر را به تمامی اعضای خانواده و اساتید محترم که واقعا جایگاه این اساتید نیز در کنار خانواده می باشد و با تأثیرگذاری خودشان من را در این مقطع تحصیلی به موفقیت رساندند، تقدیم می نمایم.

محلۀ ما یک رفتگر دارد، صبح که با ماشین از درب خانه خارج می شوم سلامی گرم می کند و من هم از ماشین پیاده می شوم و دستی محترمانه به او می دهم، حال و احوال را می پرسد و مشغول کارش می شود.

همسایه طبقه زیرین ما نیز دکتر جراح است، گاهی اوقات که درون آسانسور می بینمش سلامی می کنم و او فقط سرش را تکان می دهد و درب آسانسور باز نشده برای بیرون رفتن خیز می کند.

به شخصه اگر روزی برای زنده ماندن نیازمند این دکتر شوم، جارو زدن سنگ قبرم به دست آن رفتگر، شدت لذت بخش تر از طبابت آن دکتر برای ادامه حیاتم است.

"پرفسور سمیعی"

تشکر و قدردانی

اکنون که به یاری پروردگار و یاری و راهنمایی اساتید بزرگ موفق به پایان این رساله شده‌ام وظیفه خود دانسته که نهایت سپاسگزاری را از تمامی عزیزانی که در این راه به من کمک کرده‌اند را به عمل آورم.

در آغاز از استاد عزیز جناب آقایان دکتر سید مجید هاشمیان و دکتر محمود چهارطاقی که راهنمایی این پایان نامه را به عهده داشته‌اند، کمال تشکر را دارم.

خالصانه از تمامی اساتید و معلمان و مدرسانی که در مقاطع مختلف تحصیلی به من علم آموخته و مرا از سرچشمه دانایی سیراب کرده‌اند متشکرم.

از کلیه هم دانشگاهیان و همراهان عزیز، دوستان خوبم نهایت سپاس را دارم.

تعمدنامه

اینجانب **کیانوش شهریور** دانشجوی دوره کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه تحلیل انرژی و انرژی، بهینه سازی پارامتری سیکل ارگانیک رنکین فوق بحرانی و زیر بحرانی بر اساس پارامترهای عملکردی مختلف و انتخاب سیال کاری مناسب، تحت راهنمایی دکتر سید مجید هاشمیان و دکتر محمود مهرگان متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است .
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « **Shahrood University of Technology** » به چاپ خواهد رسید .
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد . این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود .

استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده:

با استفاده از حرارتی دما پایین و اتلاف‌های حرارتی میزان استفاده از منابع فسیلی را کاهش دهیم. با استفاده از سیکل ارگانیک رانکین به استفاده از این منابع می‌پردازیم. در طی این سیکل که از سیال‌های ارگانیک استفاده می‌شود. یافتن بهترین سیال عامل از نظر بازده، کارخالص تولیدی و بازده انرژی می‌تواند به ما کمک بیشتری در راستای استفاده از این منابع کند. در تحقیق انجام شده سیال عامل‌های R218, RC318, R115, R125 از جمله سیال‌های منتخب برای سیکل ارگانیک با منابع حرارت پایین می‌باشند. با توجه به بهینه سازی انجام شده برای سیال R218 در سیکل‌های تجدیدپذیر خورشیدی، زمین گرمایی، زیست توده و بازیاب حرارتی به ترتیب 71.6838% ، 71.0385% ، 71.0991% ، 65.0316% بدست آمد.

کلمات کلیدی: سیکل ارگانیک رانکین، متلب، رفیراپ، انرژی های تجدید پذیر، سیال عامل، بازده سیکل، انرژی.

فهرست مطالب

۱	فصل ۱: مقدمه
۲	۱-۱ مقدمه
۳	۱-۲ پیش بینی های جمعیت انسانی و تولید انرژی جهانی
۴	۱-۳ مشکلات سوخت های هیدروکربنی
۴	۱-۴ انرژی تجدید پذیر
۶	۱-۵ تعاریف اولیه
۶	۱-۵-۱ فناوری های انرژی تجدید پذیر
۶	۱-۵-۲ منابع حرارتی گرم
۷	۱-۵-۳ موتور حرارتی
۷	۱-۵-۴ پیکر بندی
۸	۱-۵-۵ چرخه رانکین
۱۱	فصل ۲: مروری بر مطالعات پیشین ، ارائه طرح و معادلات حاکم
۱۲	۲-۱ مقدمه
۱۲	۲-۱-۱ تحقیقات در جهت افزایش راندمان سیکل یا افزایش کار خروجی
۱۲	۲-۱-۲ تحقیقات در زمینه منبسط کننده های مختلف
۱۲	۲-۱-۳ تحقیقات روی سیال عامل
۱۲	۲-۱-۴ تحقیقات روی شبیه سازی های دقیق تر
۱۳	۲-۱-۵ تحقیق روی کاربردهای مختلف
۱۳	۲-۲ معرفی انواع سیکل بحرانی ، فوق بحرانی و زیر بحرانی
۱۶	۲-۳ سیال عامل سیکل ارگانیک رانکین
۱۹	۲-۳-۱ انتخاب سیال عامل مناسب
۲۰	۲-۴ کاربردهای سیکل ارگانیک
۲۰	۲-۴-۱ کاربرد سیکل ارگانیک رانکین در زیست توده

۲-۴-۲	کاربرد سیکل ارگانیک رانکین در چرخه های انرژی خورشیدی.....	۲۲
۲-۴-۳	کاربرد سیکل ارگانیک رانکین در چرخه های انرژی زمین گرمایی.....	۲۴
۲-۴-۴	بازیابی حرارتی از موتورهای احتراق داخلی.....	۲۵
۲-۴-۵	بازیابی حرارتی از سیکل های تولید قدرت (بخار و گازی).....	۲۸
۲-۵	کار حاضر و برجستگی و نوآوری.....	۲۹

فصل ۳: مدلسازی منابع حرارت در سیکل ارگانیک رانکین

۳-۱	مقدمه.....	۳۲
۳-۲	فرایندهای سیکل ارگانیک رانکین.....	۳۳
۳-۳	فرضیات و روابط حاکم بر مدلسازی.....	۳۴
۳-۳-۱	فرضیات.....	۳۴
۳-۳-۲	روابط حاکم.....	۳۴
۳-۲	فناوری های انرژی تجدید پذیر.....	۳۶
۳-۲-۱	انرژی خورشیدی.....	۳۷
۳-۲-۲	انرژی زمین گرمایی.....	۴۱
۳-۲-۳	زیست توده.....	۴۲
۳-۲-۴	بازیابی گرمایی.....	۴۵

فصل ۴: شرح پژوهش و نتایج

۴-۱	بررسی تاثیر تغییرات فشار برای سیال عامل های گوناگون در بازده.....	۴۸
۴-۱-۱	انرژی خورشیدی.....	۴۸
۴-۱-۲	انرژی زمین گرمایی.....	۴۹
۴-۱-۳	انرژی زیست توده.....	۵۱
۴-۱-۴	بازیابی حرارتی.....	۵۲
۴-۱-۵	مقایسه چهار منبع برای بهترین سیال.....	۵۴
۴-۲	بررسی تاثیر تغییرات فشار برای سیال عامل های گوناگون در کار خالص.....	۵۵
۴-۲-۱	انرژی خورشیدی.....	۵۵
۴-۲-۲	انرژی زمین گرمایی.....	۵۶
۴-۲-۳	انرژی زیست توده.....	۵۸
۴-۲-۴	بازیاب حرارتی.....	۵۹

۶۰	۴-۲-۵ مقایسه چهار منبع برای تولید کار خالص
۶۱	۴-۳ بررسی بهترین دما و فشار سیال R218 برای سیکل‌های مختلف
۶۲	۴-۳-۱ سیکل خورشیدی
۶۳	۴-۳-۲ سیکل زمین گرمایی
۶۴	۴-۳-۳ سیکل زیست توده
۶۵	۴-۳-۴ سیکل بازیاب حرارتی
۶۶	۴-۴ بررسی تغییرات فشار بر بازده اگزرژی برای سیال‌ها در منابع مختلف
۶۶	۴-۴-۱ بازده اگزرژی برای سیکل خورشیدی
۶۷	۴-۴-۲ بازده اگزرژی برای زیست توده
۶۸	۴-۴-۳ بازده اگزرژی برای سیکل زمین گرمایی
۶۹	۴-۴-۴ بازده اگزرژی برای بازیاب حرارتی
۷۰	۴-۵ تخریب اگزرژی برای سیکل‌های مختلف و سیال‌های گوناگون
۷۰	۴-۵-۱ تخریب اگزرژی سیال R115 در اجزای سیکل
۷۱	۴-۵-۲ تخریب اگزرژی سیال R125 در اجزای سیکل
۷۲	۴-۵-۳ تخریب اگزرژی سیال R218 در اجزای سیکل
۷۳	۴-۵-۴ تخریب اگزرژی سیال RC318 در اجزای سیکل
۷۴	۴-۶ بهینه سازی
۷۴	۴-۶-۱ بهینه سازی سیکل خورشیدی
۷۶	۴-۶-۳ بهینه سازی برای سیکل زیست توده
۷۶	۴-۶-۴ بهینه سازی سیکل بازیاب حرارت
۷۹	فصل ۵: جمع بندی نتایج و پیشنهادات
۸۰	۵-۱ جمع بندی نتایج
۸۰	۵-۲ پیشنهادات
۸۱	مراجع

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱ منابع مختلف حرارت برای بازیابی اتلاف حرارتی ۳
- شکل ۲-۱ جمعیت جهان، تخمین در بازه زمانی ۱۹۵۰ الی ۲۰۱۹ و پیش بینی از سال ۲۰۱۹ الی ۲۱۰۰ ۳
- شکل ۳-۱ چشم انداز سازمان اطلاعات انرژی در مورد روند رشد استفاده از انرژیهای تجدیدپذیر ۵
- شکل ۴-۱ موتور حرارتی ۷
- شکل ۵-۱ دسته بندی موتورهای حرارتی ۸
- شکل ۶-۱ طبقه بندی سیستم ها و فن آوری های تولید برق ۹
- شکل ۱-۲ : شماتیک دما-آنتروپی برای سیکل ارگانیک رانکین ساده ۱۵
- شکل ۲-۲ : شماتیک سیکل ارگانیک رانکین با استفاده از بازیافت حرارتی ۱۵
- شکل ۳-۲ : نمودار دما-آنتروپی سیالات خشک، آیزنتروپیک و مرطوب ۱۷
- شکل ۴-۲ : نمودار دما-آنتروپی سیالات خشک، آیزنتروپیک و مرطوب. [۱۲] ۱۸
- شکل ۵-۲ سیالهای انتخاب شده برای بررسی در سیکلها ۱۹
- شکل ۶-۲ شماتیک ترکیب نیروگاه زیست توده با سیکل ارگانیک رانکین ۲۱
- شکل ۷-۲ شماتیک ترکیب نیروگاه خورشیدی با سیکل ارگانیک رانکین ۲۳
- شکل ۸-۲ شماتیک ترکیب نیروگاه زمین گرمایی با سیکل ارگانیک رانکین ۲۵
- شکل ۹-۲ شماتیک ترکیب سیکل ارگانیک رانکین با موتور احتراق داخلی ۲۶
- شکل ۱۰-۲ شماتیک ترکیب سیکل ارگانیک رانکین با توربین میکرو گازی ۲۸
- شکل ۱-۳ : شماتیک سیکل ارگانیک رانکین ساده ۳۳
- شکل ۲-۳ سیکل ساده ارگانیک رانکین ۳۴
- شکل ۳-۳ سیکل ORC با انرژی خورشیدی ۳۸
- شکل ۴-۳ سیکل ORC با انرژی زمین گرمایی ۴۲
- شکل ۵-۳ سیکل ORC با انرژی زیست توده ۴۴
- شکل ۶-۳ سیکل ORC با بازیاب گرما ۴۶
- شکل ۱-۴ : نمودار تاثیر تغییرات فشار بر بازده کلی سیکل ORC و خورشیدی برای سیال عامل های مختلف ۴۹

شکل ۴-۲ نمودار تاثیر تغییرات فشار بر بازده کلی سیکل ORC و زمین گرمایی برای سیال عامل‌های مختلف.....	۵۰
شکل ۴-۳ نمودار تاثیر تغییرات فشار بر بازده کلی سیکل ORC و زیست توده برای سیال عامل‌های مختلف.....	۵۲
شکل ۴-۴ نمودار تاثیر تغییرات فشار بر بازده کلی سیکل ORC و زیست توده برای سیال عامل‌های مختلف.....	۵۳
شکل ۴-۵ مقایسه سیکل‌های مختلف برای بهترین سیال عامل برای بازده	۵۴
شکل ۴-۶ نمودار تاثیر تغییرات فشار بر کار خالص سیکل ORC و خورشیدی برای سیال عامل‌های مختلف.....	۵۶
شکل ۴-۷ نمودار تاثیر تغییرات فشار بر کار خالص سیکل ORC و زمین گرمایی برای سیال عامل‌های مختلف.....	۵۷
شکل ۴-۸ نمودار فشار - آنتالپی برای سیال R125.....	۵۸
شکل ۴-۹ نمودار تاثیر تغییرات فشار بر کار خالص سیکل ORC و انرژی زیست توده برای سیال عامل‌های مختلف.....	۵۹
شکل ۴-۱۰ نمودار تاثیر تغییرات فشار بر کار خالص سیکل ORC و بازیاب حرارتی برای سیال عامل‌های مختلف.....	۶۰
شکل ۴-۱۱ مقایسه سیکل‌های مختلف برای بهترین سیال عامل در تولید کار خالص	۶۱
شکل ۴-۱۲ شکل a (بازده سیال R218) ، شکل b (کار خالص خروجی سیال R218) برای انرژی خورشیدی.....	۶۲
شکل ۴-۱۳ شکل a (بازده سیال R218) ، شکل b (کار خالص خروجی سیال R218) برای انرژی زمین گرمایی.....	۶۳
شکل ۴-۱۴ شکل a (بازده سیال R218) ، شکل b (کار خالص خروجی سیال R218) برای انرژی زیست توده.....	۶۴
شکل ۴-۱۵ شکل a (بازده سیال R218) ، شکل b (کار خالص خروجی سیال R218) برای بازیاب حرارتی.....	۶۵
شکل ۴-۱۶ بازده انرژی سیال‌های مختلف در سیکل خورشیدی.....	۶۶
شکل ۴-۱۷ بازده انرژی سیال‌های مختلف در سیکل زیست توده.....	۶۷
شکل ۴-۱۸ بازده انرژی سیال‌های مختلف در سیکل زمین گرمایی.....	۶۸

- شکل ۴-۱۹ بازده اگزرژی سیال های مختلف در سیکل بازیاب حرارتی ۶۹
- شکل ۴-۲۰ تخریب اگزرژی اجزای مختلف در منابع مختلف برای سیال R115 ۷۰
- شکل ۴-۲۱ تخریب اگزرژی اجزای مختلف در منابع مختلف برای سیال R125 ۷۱
- شکل ۴-۲۲ تخریب اگزرژی اجزای مختلف در منابع مختلف برای سیال R218 ۷۲
- شکل ۴-۲۳ تخریب اگزرژی اجزای مختلف در منابع مختلف برای سیال RC318 ۷۳
- شکل ۴-۲۴ بهینه سازی سیکل خورشیدی برای سیال R218 ۷۴
- شکل ۴-۲۵ بهینه سازی سیکل زمین گرمایی برای سیال R218 ۷۵
- شکل ۴-۲۶ بهینه سازی سیکل زیست توده برای سیال R218 ۷۶
- شکل ۴-۲۷ بهینه سازی سیکل بازیاب حرارت برای سیال R218 ۷۷

فهرست جداول

جدول ۱-۳ علائم	۳۶
جدول ۲-۳ خواص خاک اره کاج	۴۳
جدول ۱-۴ شرایط مدل سازی ORC	۴۸
جدول ۲-۴ شرایط مدل سازی سیکل خورشیدی	۴۹
جدول ۳-۴ شرایط مدل سازی سیکل زمین گرمایی	۵۰
جدول ۴-۴ شرایط مدل سازی سیکل زیست توده	۵۱
جدول ۵-۴ شرایط مدل سازی سیکل بازیاب	۵۳
جدول ۶-۴ شرایط مدل سازی ORC	۵۵
جدول ۷-۴ خواص سیال عامل های برتر در کار خالص	۵۵
جدول ۸-۴ شرایط مدل سازی سیکل زمین گرمایی	۵۶
جدول ۹-۴ شرایط مدل سازی سیکل زیست توده	۵۸
جدول ۱۰-۴ شرایط مدل سازی سیکل بازیاب حرارت	۵۹
جدول ۱۱-۴ بیشترین مقادیر کار و بازده در دما و فشارهای مورد بررسی برای انرژی خورشیدی	۶۲
جدول ۱۲-۴ بیشترین مقادیر کار و بازده در دما و فشارهای مورد بررسی برای انرژی زمین گرمایی	۶۳
جدول ۱۳-۴ بیشترین مقادیر کار و بازده در دما و فشارهای مورد بررسی برای انرژی زیست توده	۶۴
جدول ۱۴-۴ بیشترین مقادیر کار و بازده در دما و فشارهای مورد بررسی برای بازیاب حرارتی	۶۵

فصل ۱: مقدمه

۱-۱ مقدمه

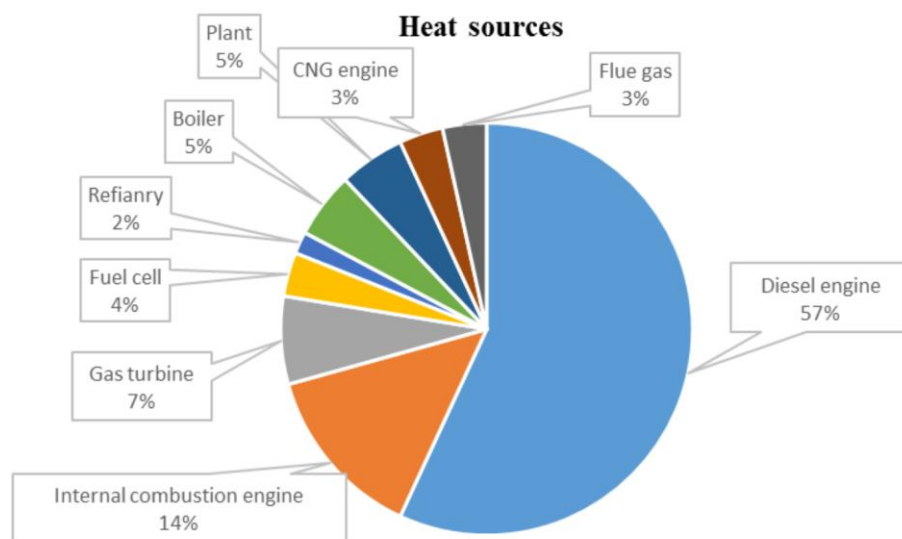
امروزه جهان با چندین مشکل جدی مواجه است که به هم پیوسته هستند. جمعیت بیش از حد انسان، کمبود انرژی، آلودگی محیط زیستی و هم چنین تغییرات اقلیمی از جمله مشکلات مهم برای ادامه حیات انسان و زمین می باشد. با توجه به افزایش جمعیت، تقاضای انرژی نیز بیش تر از پیش مورد توجه قرار می گیرد که در پی آن، این افزایش تقاضای انرژی منجر به افزایش بهره وری و مصرف سوخت های فسیلی و گسترش آلاینده ها می شود، که این امر باعث رویا رویی با کمبود منابع انرژی و شرایط بحرانی محیط زیستی جز مسائل مهمی است که می تواند باعث ایجاد معطل در جهان شود. امروزه انرژی یک نقش اساسی در اقتصاد جهان دارد و به عنوان یک منبع مهم برای کلیه فرایندهای صنعتی و تولیدی در نظر گرفته می شود، به دنبال گزارش آژانس بین المللی انرژی (IEA) گسترش روند فعلی مصرف انرژی و بهره وری از آن تا سال ۲۰۵۰ به ترتیب ۷۰٪ و ۶۰٪ در تقاضای انرژی و انتشار آلاینده ها تأثیر گذار می باشد. انتشار این آلاینده ها منجر به افزایش حدودی دما تا میزان 6°C تا پایان سال ۲۰۵۰ می شوند. [۱] طی چند دهه گذشته نیز شاهدیم که وابستگی انسان به انرژی شدید شده است. برای غلبه بر مشکلات محیط زیستی دو رویکرد اصلی وجود دارد:

الف) توسعه و استفاده از منابع انرژی تجدید پذیر مانند خورشیدی، باد، زیست توده، زمین گرمایی

ب) یافتن راهی برای افزایش بازده سیستم های تبدیل انرژی

شواهد نشان می دهد که بیش از ۵۰٪ انرژی که در جهان استفاده می شود به صورت اتلاف حرارت می باشد. [۲]

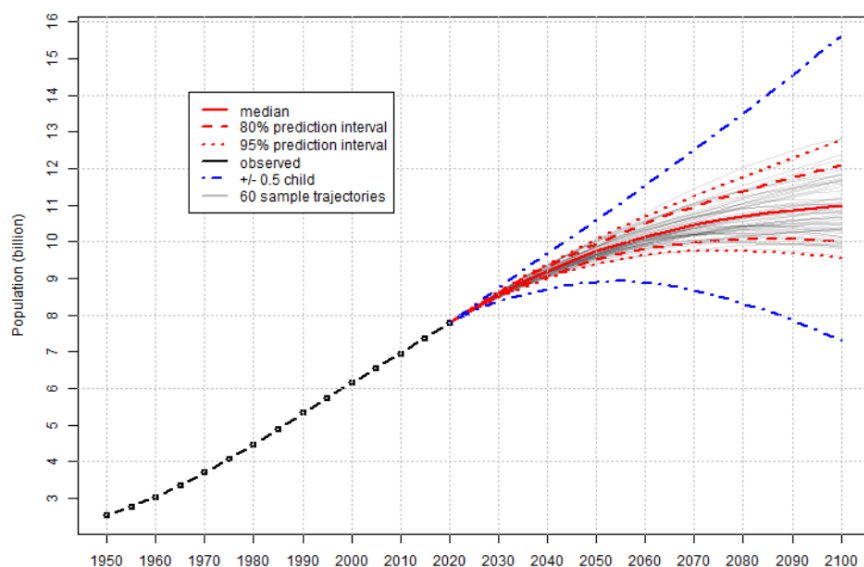
با توجه به شکل ۱-۱ سیستم های مختلف انرژی با سطوح بالای اتلاف حرارت مانند توربین های بخار، موتورهای احتراق داخلی، اتلاف های حرارتی بخش های صنعتی و خانگی و هم چنین انرژی های زمین گرمایی، زیست توده و تابش خورشید جزء منابع حرارتی می باشند.



شکل ۱-۱ منابع مختلف حرارت برای بازیابی اتلاف حرارتی

۱-۲ پیش بینی های جمعیت انسانی و تولید انرژی جهانی

از سال ۲۰۱۹ جمعیت انسان حدود ۷/۷ میلیارد نفر است و با نرخ قابل توجهی در حال افزایش است. با توجه به شکل ۲-۱ بر اساس آورده های سازمان ملل متحد ۲۰۱۹، جمعیت انسان در سال ۲۱۰۰ می تواند بین ۹ الی ۱۳ میلیارد نفر باشد.



شکل ۲-۱ جمعیت جهان، تخمین در بازه زمانی ۱۹۵۰ الی ۲۰۱۹ و پیش بینی از سال ۲۰۱۹ الی ۲۱۰۰

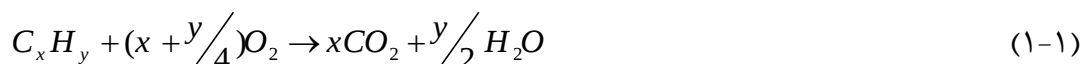
۳-۱ مشکلات سوخت های هیدروکربنی

سوخت های با پایه کربن به عنوان سوخت های فسیلی (زغال سنگ، گاز طبیعی و نفت) شناخته می شوند. به دلایل زیر برای تأمین انرژی ما در آینده مناسب نیستند:

(۱) تجدید ناپذیر بودن آنها که با توجه به میزان مصرف فعلی و در آینده پاسخگوی مصرف انرژی نمی باشد.

(۲) استفاده از آنها برای محیط زیست مضر است، چون احتراق هر سوخت با پایه کربن باعث تولید کربن دی اکسید و سایر گازهای گلخانه ای بزرگ شده و در نتیجه موجب گرم شدن کره زمین و تغییرات اقلیمی می شود.

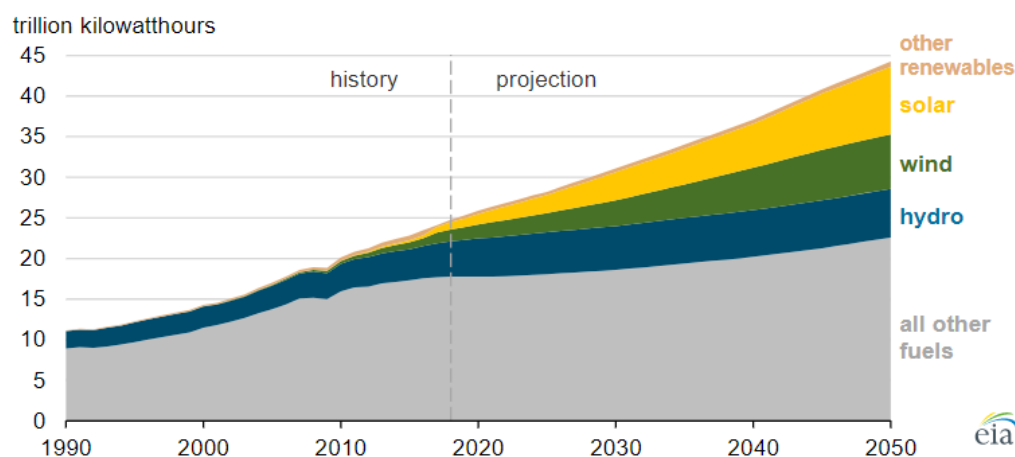
با توجه به رابطه (۱-۱) احتراق ناقص موجب افزایش آلاینده های سمی مانند NO_x و SO_x و مونواکسید کربن می شوند. بنابراین منابع انرژی تجدید پذیر مانند خورشیدی، بادی، آبی، موج، جز و مد، ژئوترمال، زیست توده، هیدروژنی و ... بیشتر مورد توجه قرار می گیرند.



۴-۱ انرژی تجدید پذیر

انرژی تجدید پذیر از منابعی حاصل می شود که بطور طبیعی در مقیاس زمانی نسبتاً کوتاه پر می شوند، منابع انرژی تجدید ناپذیر با توجه به نرخ مصرف مدت زمانی که طول می کشد تولید شوند نیاز به زمان بیشتری دارد. از لحاظ زیست محیطی برخلاف سوخت های فسیلی که گازهای گلخانه ای انتشار می کنند، تقریباً بدون آلودگی هستند. هر چند با وجود رشد سریع انرژی تجدید پذیر، بیش از ۷۵٪ انرژی مورد نیاز جهان را سوخت های فسیلی تأمین می کند. [۳] مصرف روز افزون سوخت های فسیلی موجب ایجاد

انگیزه برای توسعه سیستم‌هایی با انرژی تجدید پذیر شده است که باعث می‌شود از گرم شدن زمین، تغییرات سریع اقلیمی و سایر پیامدهای محیط زیستی مخرب بکاهد. با توجه به شکل ۱-۳ میزان استفاده از منابع تجدید پذیر حدوداً ۲۸٪ است که برنامه ریزی های انجام شده در طی چند سال آینده میزان آن را به حدود ۴۹٪ افزایش می‌دهد. [۴]



شکل ۱-۳ چشم انداز سازمان اطلاعات انرژی در مورد روند رشد استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر

با توجه به نگرانی‌هایی برای صرفه جویی در مصرف انرژی و کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای ناشی از سوخت‌های فسیلی در سال‌های اخیر، سیکل‌هایی برای استفاده از انرژی‌های حرارتی در دمای پایین و اتلاف‌های حرارتی و هم چنین استفاده از منابع انرژی تجدید پذیر مورد استقبال قرار گرفته شده‌اند. در میان آن‌ها می‌توان به سیکل ارگانیک رانکین، چرخه کالینا، چرخه برایتون، چرخه استرلینگ اشاره کرد. در میان سیکل‌های ذکر شده به دلایل انعطاف پذیری در شرایط اجرا، ایمنی بالا، نیاز به نگهداری کم و عملکرد حرارتی نسبتاً خوب، سیکل ارگانیک رانکین مورد توجه و پذیرش قرار گرفته شده است. [۵] در میان فناوری‌های موجود، چرخه ارگانیک رانکین ثابت کرده است که در استفاده از انرژی‌های دما پایین شامل انرژی خورشیدی، زمین گرمایی، زیست توده و اتلاف‌های حرارتی کاربرد بیشتری دارد.

۵-۱ تعاریف اولیه

۵-۱-۱ فناوری های انرژی تجدید پذیر به شرح زیر نیز طبقه بندی می شوند

(۱) فناوری هایی که به توربوماشین ها (توربین و پمپ) نیاز دارند. که بصورت زیر تقسیم بندی می شوند :

الف) نیاز به چرخه ترمودینامیک (موتور حرارتی) که با اختلاف دما بین منبع حرارتی گرم و سرد عمل می کند. (مانند حرارت خورشیدی، زمین گرمایی، هسته ای، زیست توده و ...)

ب) نیاز به چرخه ترمودینامیکی یا اختلاف دما نیست، شامل توربین هایی هستند که به دلیل انرژی جنبشی یا اختلاف فشار در سیال کار می کنند. (مانند باد، آبی، جزومد، انرژی امواج و ...)

(۲) فناوری هایی که نیاز به توربو ماشین ها ندارند. (فتوولتائیک خورشیدی، سلول های سوختی هیدوژنی، تولید انرژی حرارتی با استفاده از انرژی خورشیدی یا زیست توده و ...)

موضوع مورد مطالعه استفاده از چرخه ارگانیک رانکین آلی، که از نوع (۱) مورد "الف" می باشد؛ که در این حالت منبع حرارتی سرد معمولاً وابسته به زمان و مکان، در دمای محیط در محدوده 10°C ($283/15\text{K}$) الی 40°C ($313/15\text{K}$) می باشد. منبع حرارتی گرم ممکن است بین دمای 100°C الی 200°C باشد.

۵-۱-۲ منابع حرارتی گرم

حرارت (گرما) را می توان با احتراق، تمرکز نور خورشید یا هر نوع دیگر بدست آورد. برای فناوری های تولید برق (موتورهای حرارتی) یک منبع گرم ممکن است با توجه به میانگین دمای آن به ترتیب زیر طبقه بندی شود:

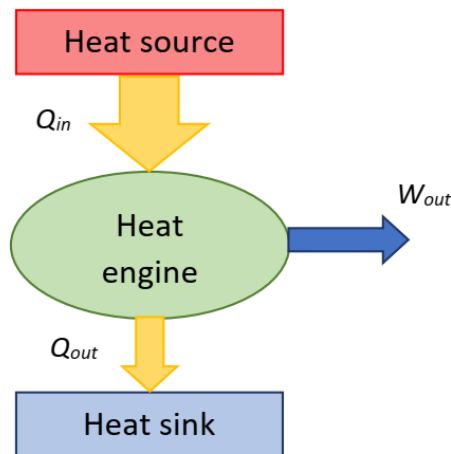
- دمای پایین : کمتر از 100°C ($373/15\text{K}$)
- دمای متوسط : بین دمای 100°C ($373/15\text{K}$) الی 500°C ($773/15\text{K}$)

- درجه حرارت بالا : دمای بیش از 500°C ($773/15\text{K}$)

معمولاً هر چه دمای متوسط منبع حرارت بالاتر باشد، بازده کلی تبدیل انرژی حرارتی به کار مفید افزایش خواهد یافت.

۳-۵-۱ موتور حرارتی

موتور حرارتی شکل ۱-۴، وسیله ای است که انرژی حرارتی را به کار مفید تبدیل می کند. این کار با انتقال انرژی از یک منبع دما بالا (منبع گرم) به یک مخزن دما پایین (منبع سرد) انجام می شود و در این فرایند بخشی از انرژی حرارتی را به کار مفید تبدیل می کند. انتقال حرارت توسط ماده عامل که معمولاً سیال است، انجام میشود.



شکل ۱-۴ موتور حرارتی

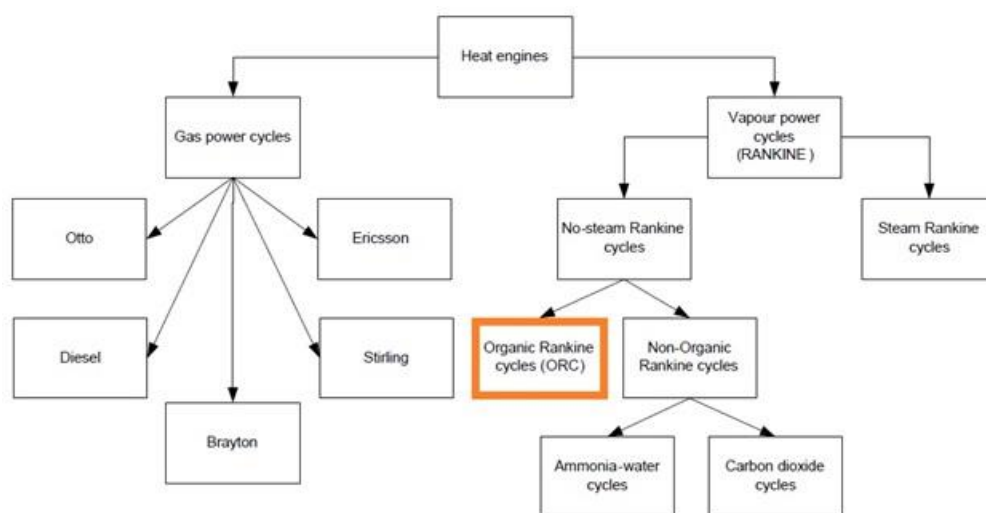
۴-۵-۱ پیکر بندی

سیکل باز : سیال عامل مجدداً مورد استفاده قرار نمی گیرد و برای هر چرخه مقداری سیال عامل تازه در حال کار می باشد. معمولاً در موتورهای حرارتی احتراق داخلی، سیال عامل هوا است. منبع گرما، احتراق سوخت و هوا می باشد.

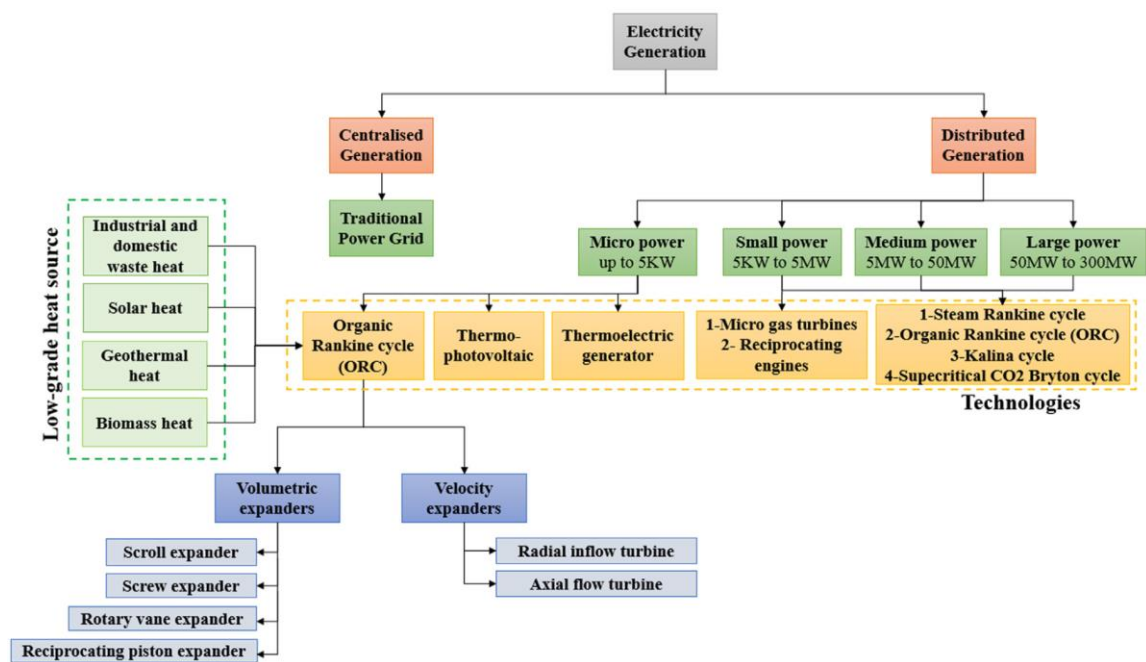
سیکل بسته : سیال عامل مجدداً مورد استفاده قرار می گیرد و دائماً درون سیستم ترمودینامیکی موجود است. گرما ممکن است از خارج تأمین شود.

۵-۵-۱ چرخه رانکین

مطابق شکل ۵-۱ چرخه رانکین یک چرخه ترمودینامیکی ایده آل از یک موتور حرارتی است که ضمن تغییر فاز (تراکم و جوشش) گرما را به کار مکانیکی تبدیل می کند، گرما بصورت خارجی در سیکل بسته تأمین می شود. این چرخه معمولاً در نیروگاه های حرارتی برای تبدیل انرژی شیمیایی سوخت به انرژی الکتریکی استفاده می شود. سیال عامل معمولاً آب یا بخار است. برای انرژی های تجدید پذیر، یک کاربرد چرخه رانکین آلی است که از یک ترکیب آلی به جای آب به عنوان سیال عامل استفاده می شود. [۵] با توجه به شکل ۶-۱ می توان چنین بیان کرد که این سیکل از منابع حرارتی با دمای نسبتاً پایین [۶] به عنوان مثال از انرژی های خورشیدزمین گرمایی، زیست توده ، اتلاف های حرارتی می تواند استفاده کند.



شکل ۵-۱ دسته بندی موتورهای حرارتی



شکل ۶-۱ طبقه بندی سیستم ها و فن آوری های تولید برق

فصل ۲: مروری بر مطالعات پیشین، ارائه طرح و معادلات حاکم

۲-۱ مقدمه

در این فصل تلاش برای بررسی مطالعات پیشین در زمینه سیکل ارگانیک رانکین (ORC) متناسب با طرح پیش رو صورت می‌پذیرد، همانگونه که در فصل قبل مقدماتی در مورد ارائه سیکل ارگانیک رانکین (ORC) جهت بهره برداری از انرژی‌های اتلافی، انرژی‌های تجدید پذیر و یا منابع انرژی در دمای پایین صحبت به میان آمد؛ در ادامه به بررسی نوع عملکرد و سایر خصوصیات این سیستم می‌پردازیم. شالوده تحقیقات و مطالعات را می‌توان بصورت زیر خلاصه نمود :

۲-۱-۱ تحقیقات در جهت افزایش راندمان سیکل یا افزایش کار خروجی

اثرات سیال عامل‌های مختلف، طراحی‌ها و پیکربندی‌های مختلف سیکل، تاثیرات انتخاب شرایط کارکردی مختلف و هم چنین تاثیر استفاده از قطعات و مواد مختلف روی راندمان کلی سیکل.

۲-۱-۲ تحقیقات در زمینه منبسط کننده‌های مختلف

بررسی رفتار سیالات مختلف کاری در منبسط کننده های مختلف، نسبت حجم و نسبت فشار بهینه، مواد سازنده ی منبسط کننده و شرایط کارکرد آن، توسعه ی منبسط کننده های موجود به منظور افزایش راندمان در شرایط وسیع تر، نوشتن کدهای کامپیوتری در مورد منبسط کننده و مقایسه ی نتایج با نتایج تجربی از جمله تحقیقات انجام شده است.

۲-۱-۳ تحقیقات روی سیال عامل

مطالعه روی سیالات کاری جدیدتر یا سیالات کاری مخلوط و یافتن سیال مناسب هم از نظر خواص ترمودینامیکی و هم سازگاری با محیط زیست.

۲-۱-۴ تحقیقات روی شبیه سازی های دقیق تر

مطالعه و توسعه کدهای کامپیوتری برای محاسبات در مبدلهای حرارتی، پمپ و منبسط کننده در شرایط پایدار و غیرپایدار جهت ارائه دقیق تر مشخصات ترمودینامیکی سیالات و ایجاد نرم افزارهای جدید.

۵-۱-۲ تحقیق روی کاربردهای مختلف

مدل سازی یا بررسی تجربی شرایط استفاده از ORC با منابع مختلف انرژی مانند زیست توده، خورشیدی، زمین گرمایی، اتومبیل، صنایع مختلف و کاربردهای دیگر.

تنوع موضوع از یک سو و تازگی و نیاز به توسعه ی بیشتر موضوع از سوی دیگر باعث شده حجم کارهای انجام شده مخصوصا در سال های اخیر بسیار زیاد باشد. با توجه به اینکه سیال کاری ارگانیک در طراحی ORC پارامتری کلیدی و مهم به شمار می آید تا کنون مطالعات بسیاری در این زمینه صورت گرفته است. سیال کاری می تواند خالص یا مخلوطی از دو یا چند سیال باشد. بر خلاف سیالات مخلوط روی سیالات خالص تحقیقات کاملی صورت گرفته است.

دو دیدگاه کلی را می توان در این تحقیقات مشاهده نمود :

- دیدگاه اول خود سیکل مورد بررسی قرار گرفته و توجه کامل به جریان منبع حرارتی و خصوصیات آن از جمله دمای ورودی و خروجی و دبی نشده است.
 - دیدگاه دوم ابتدا خصوصیات جریان منبع حرارتی (دمای ورودی و خروجی و دبی) ثابت فرض شده و سپس برای چنین منبع حرارتی ای سیکل طراحی و بهینه سازی می شود.
- مزیت دیدگاه دوم این است که به مهندسين برای طراحی سیکل برای جریان منبع حرارتی واقعی کمک می کند.

۲-۲ معرفی انواع سیکل بحرانی ، فوق بحرانی و زیر بحرانی

تغییرات فشار توسط پمپ و اکسپندر، تغییرات حرارتی توسط اواپراتور و کندانسور انجام می شود. به گونه ای که بصورت زیر داریم:

P_{high} : فشاری که در آن اضافه کردن حرارت اتفاق می افتد. (اوپراتور)

P_{low} : فشاری که در آن گرفتن حرارت اتفاق می افتد. (کندانسور)

$P_{critical}$: فشار بحرانی سیال عامل

به وضوح همیشه $P_{low} < P_{high}$ می باشد، بسته به فشار عملیاتی؛ چرخه ممکن است به شرح زیر باشد:

(۱) سیکل رانکین زیر بحرانی :

$$P_{low} < P_{high} < P_{critical}$$

فرایند های اضافه شدن حرارت طی فرایند انجام شده در اوپراتور شامل جوشش یا تبخیر می شود. فرایند دفع حرارت توسط کندانسور، شامل تراکم می شود.

(۲) سیکل رانکین بحرانی :

$$P_{low} < P_{critical} < P_{high}$$

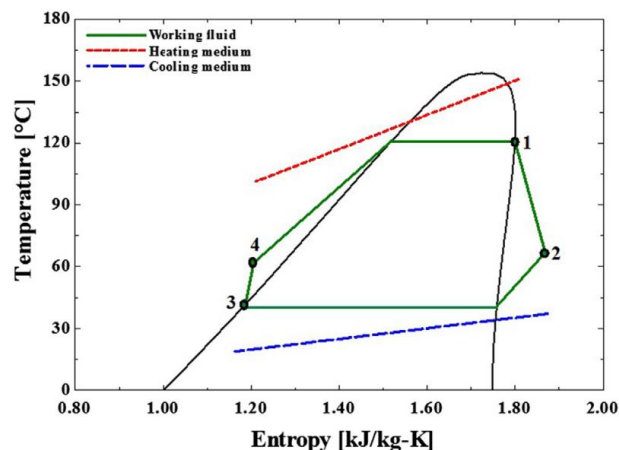
فرایند افزایش حرارت طی فرایند انجام شده در اوپراتور سیال فوق بحرانی را شامل می شود و از این رو تغییر فاز معمولی جوش یا تبخیر اتفاق نمی افتد. فرایند دفع حرارت در کندانسور شامل تراکم می شود.

(۳) سیکل رانکین فوق بحرانی :

$$P_{critical} < P_{low} < P_{high}$$

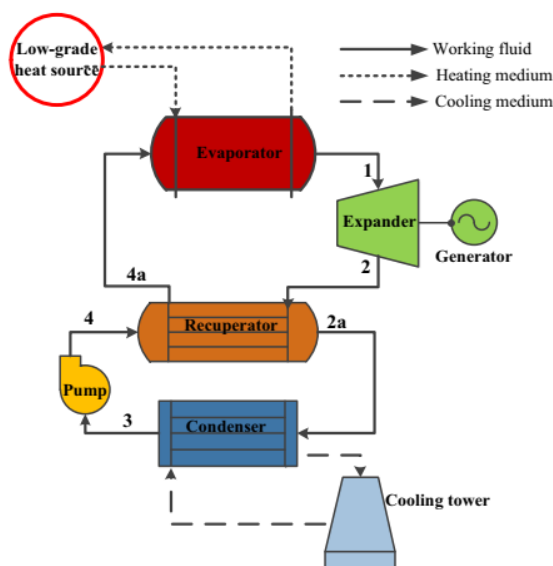
در شرط بالا که فوق بحرانی است ممکن است به عنوان چرخه رانکین در نظر گرفته نشود، چون در چنین شرایط تغییر فاز (جوشش یا تراکم) وجود نخواهد داشت.

نمودار مربوط به دما-آنترپی سیکل ارگانیک رانکین ساده در شکل ۲-۱ نشان داده شده است.



شکل ۲-۱: شماتیک دما-آنترپپی برای سیکل ارگانیکی رانکین ساده

اگر دمای خروجی توربین بطور قابل توجهی بالا باشد، بهره وری حرارتی چرخه رانکین را می‌توان با افزودن یک بازیافت کننده حرارتی (مبدل حرارتی) بین خروجی توربین و ورودی کندانسور افزایش داد. [۷-۸] به عبارت دیگر بازیابی حرارتی می‌تواند گرمای اضافه پس از توربین را صرف پیش گرم کردن سیال عامل قبل از ورود به اواپراتور استفاده کند. برای بهبود چرخه رانکین ساده آلی در شکل ۲-۲ می‌توان ملاحظه فرمود.

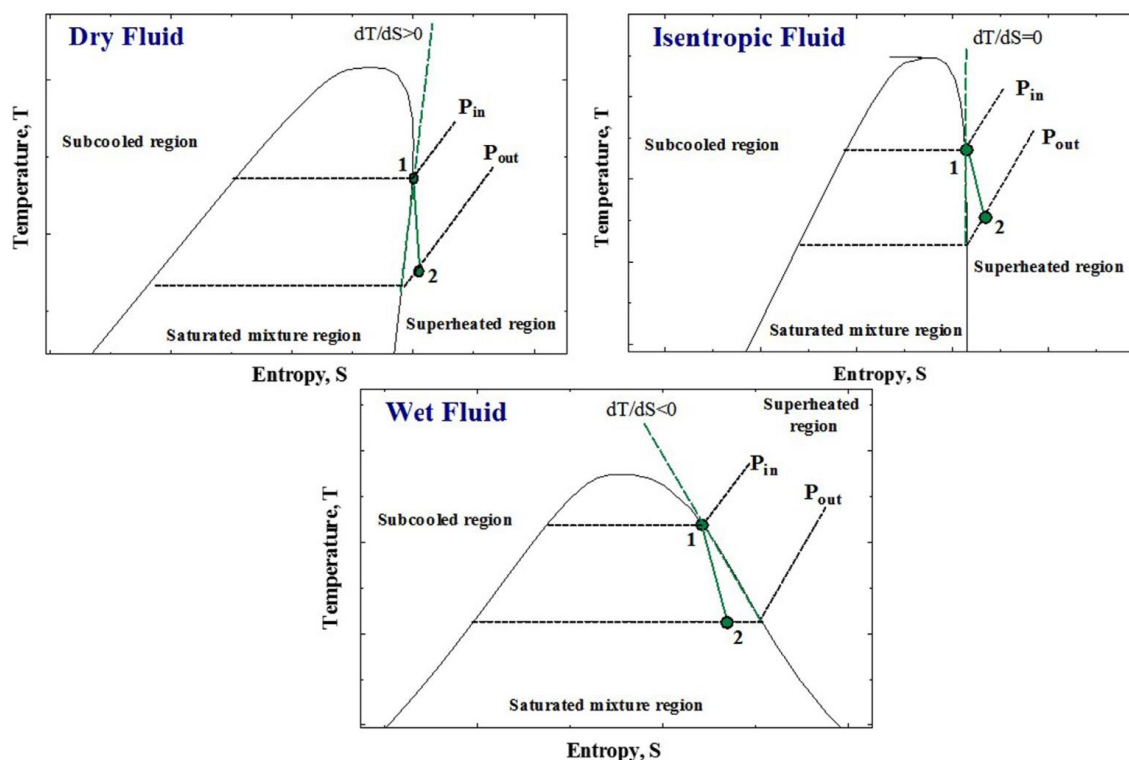


شکل ۲-۲: شماتیک سیکل ارگانیکی رانکین با استفاده از بازیافت حرارتی

همانطور که در شکل بالا مشاهده می‌شود در شرایط استفاده از دستگاه بازیاب حرارتی علاوه بر اینکه میانگین دمای بیشتری به سیکل برمیگردد، نیز متوسط دمای کمتری به محیط اطراف وارد می‌شود و چنین اختلافی برای بازده حرارتی در دمای بالاتر بهتر قابل استفاده و مشهود می‌باشد.

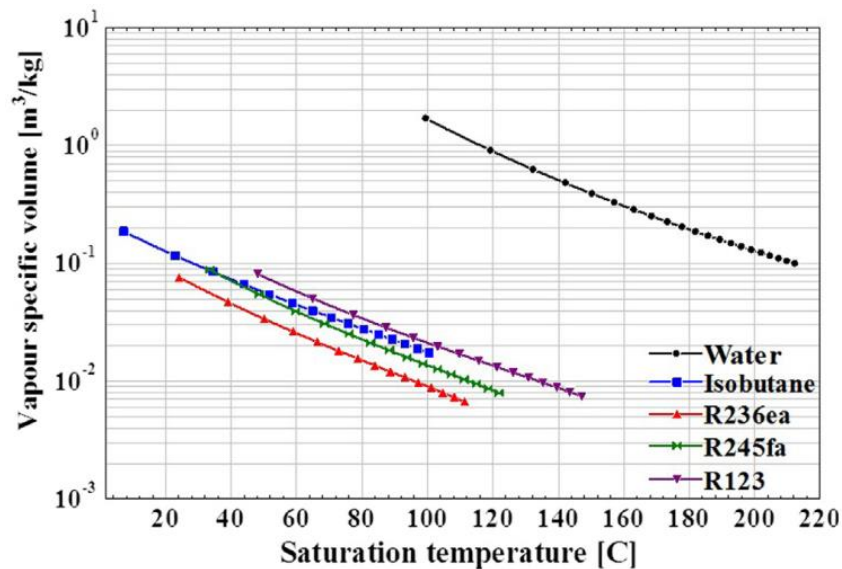
۳-۲ سیال عامل سیکل ارگانیک رانکین

انتخاب سیال عامل در سیکل ارگانیک رانکین بسیار مهم است. خواص فیزیکی و حرارتی سیال‌های عامل تأثیرات عمده‌ای بر کارایی سیستم، اندازه، پایداری سیستم، عملکرد منبسط کننده، ایمنی و مسائل محیط زیستی دارد. انتخاب سیال عامل برای دست یابی به بازده حرارتی بالای سیکل و هم چنین به حداکثر رساندن استفاده از جریان گرم موثر است. سیالات آلی غالباً ترکیبات سنگینی با وزن مولکولی بالا، دمای جوش پایین هستند. همانطور که در شکل ۲-۳ مشاهده می‌شود، آنها براساس شیب نمودار بخار اشباع مانند سیالات خشک، آیزنتروپیک و سیال‌های مرطوب با شیب‌های متفاوت طبقه بندی شده‌اند. با توجه به اینکه دمای عملیاتی در سیکل ارگانیک رانکین پایین می‌باشد. سیالات خشک و آیزنتروپیک مناسب‌تر می‌باشد، چون در اکسپندر حالت بخار خود را حفظ کرده و آسیبی به اکسپندر وارد نمی‌شود. هم چنین با توجه به نقطه جوش پایین باعث کاهش حجم اواپراتور خواهد شد؛ در نتیجه هزینه اولیه و هزینه جاری را نیز کاهش می‌دهد. سایر خصوصیات مستقل از صحبت‌های انجام شده در انتخاب سیال عامل می‌توان به خصوصیات دیگری نیز پرداخت، که در ادامه بیان خواهد شد :



شکل ۲-۳: نمودار دما-آنترپی سیالات خشک، آیزنتروپیک و مرطوب.

- **گرمای نهان تبخیر:** با وجود منابع حرارتی اتلافی دما پایین در سیکل ارگانیک رانکین استفاده می‌شود، سیال عامل آلی با گرمای نهان پایین ترجیح داده می‌شوند، زیرا این امر باعث انتقال حرارت بیش تر در اواپراتور می‌شود و سریع تر به فشار بالا در شرایط بحرانی می‌رسد. [۹] بنابراین مشخصات دمای سیال در اواپراتور بهتر است از مشخصات دمای منبع حرارتی پیروی کند و برگشت ناپذیری را در مبدل حرارتی کاهش دهد. [۱۰]
- **حجم مخصوص:** حجم مخصوص پایین یکی از مزایای سیال‌های عامل است. سیال‌های با حجم مخصوص پایین جریان حجمی کمتری دارند که در نتیجه باعث انتخاب مبدل حرارتی و اکسپندر در سایز کوچکتر می‌شود و در هزینه‌های اولیه صرفه جویی خواهد شد. در شکل ۲-۴ میزان حجم مخصوص برخی از سیال‌های عامل آلی و آب نمایش داده شده است.



شکل ۲-۴: نمودار دما-آنترופی سیالات خشک، آیزنتروپیک و مرطوب. [۱۲]

- **دمای بحرانی:** یک چرخه با بازده خوب فقط از سیال‌هایی با دمای بحرانی نزدیک به دمای منبع حرارتی بدست می‌آید. [۱۱]
 - **پایداری دمایی:** در دما و فشار بالای چرخه، احتمال تجزیه سیال‌های عامل وجود دارد که منجر به خوردگی و احتراق می‌شود، بنابراین لازم است سیال‌های عامل که ثبات حرارتی خود را حفظ می‌کنند استفاده شود. [۱۲]
 - **اثرات محیط زیستی:** انتخاب سیال عامل باید از لحاظ محیط زیستی دارای پتانسیل تخریب لایه اوزون و گرم کردن زمین و طول عمر و ماندگاری کم باشد و از استانداردها و قوانین محیط زیستی پیروی کند.
- ایمنی، وزن مولکولی کم، سازگاری مواد، ویسکوزیته، هزینه و در دسترس بودن نیز از سایر خصوصیات مربوط به سیال عامل مناسب سیکل رانکین می‌باشد که هیچ سیال عامل بهینه‌ای وجود ندارد که بتواند تمام نیازهای فوق را به طور همزمان برآورده کند و همیشه بین معیارهای مختلف بر اساس اولویت‌ها برای کاربردهای متفاوت، سیال مناسب انتخاب می‌شود.

۱-۳-۲ انتخاب سیال عامل مناسب

با توجه به مسائل بیان شده در قسمت قبل به انتخاب سیال مناسب در راستای بررسی در سیکل‌های مورد بررسی می‌پردازیم. تعدادی از سیالات خشک، آیزنتروپیک و مرطوب را طبق نمودارهای دما-آنتروپی مورد انتخاب قرار می‌دهیم و طبقه بندی می‌نمائیم.

butene	cyclopropane	dodecamethyl-pentasiloxane	R12	R161
acetone	heavy water	Octamethyl-trisiloxane	R21	R218
ammonia	dodecamethyl-cyclohexasiloxane	methanol	R22	R227ea
benzene	decane	methyl linoleate	R32	R236ea
butane	dimethyl carbonate	methyl linolenate	R113	R236fa
Methyl-cyclohexane	dimethylether	Hexamethyl-disiloxane	R114	R245ca
cis-butene	ethanol	methyl oleate	R115	R245fa
Propyl-cyclohexane	hydrogen sulfide	neopentane	R123	R365mfc
Perfluoro-butane	heptane	nonane	R124	R1234yf
Perfluoro-pentane	hexane	octane	R125	R1234ze(E)
dodecane	isobutene	pentane	R134a	RC318
Trifluoroiodo-methane	isohexane	propane	R141b	sulfur dioxide
carbonyl sulfide	isopentane	propylene	R142b	trans-butene
cyclohexane	isobutane	propyne	R143a	toluene
cyclopentane	decamethyl-tetrasiloxane	R11	R152a	water

شکل ۲-۵ سیال‌های انتخاب شده برای بررسی در سیکل‌ها

هانگ و همکاران [۱۳]، پنج سیال عامل مختلف را براساس برگشت پذیری در بخش‌های مختلف سیکل ارگانیک رانکین مورد مطالعه و بررسی قرار داد و نتیجه گیری این چنین شد که عملکرد و کارایی سیکل ارگانیک رانکین به دو عامل شرایط عملیاتی و خصوصیات ترمودینامیکی سیالات بستگی دارد و در میان سیالات بررسی شده، ثابت شده که p-Xylene کمترین بازگشت پذیری را نشان داد که ثابت شد برای بازیابی حرارت اتلافی با دمای بالا مناسب است.

صالح و همکاران [۱۴]، یک غربالگری از ۳۱ ترکیب آلی خالص از جمله سیالات خشک، آیزنتروپیک و مرطوب مانند آلکان‌ها، آلکان‌های حاوی فلورین، اترها و استرها فلور شده انجام داد. آنها راندمان حرارتی چرخه همه ی این سیال هارا برای سیکل ارگانیک رانکین ساده و بهبود یافته برای سیکل های فوق بحرانی و زیر بحرانی ارزیابی کردند. آنها نتیجه گرفتند که بالاترین بازده حرارتی توسط سیال های خشک با دمای جوش بالا در یک سیکل ارگانیک رانکین بهبود یافته حاصل میشود که n-pentane بیشترین بازده حرارتی (۱۳٪) را نشان داد.

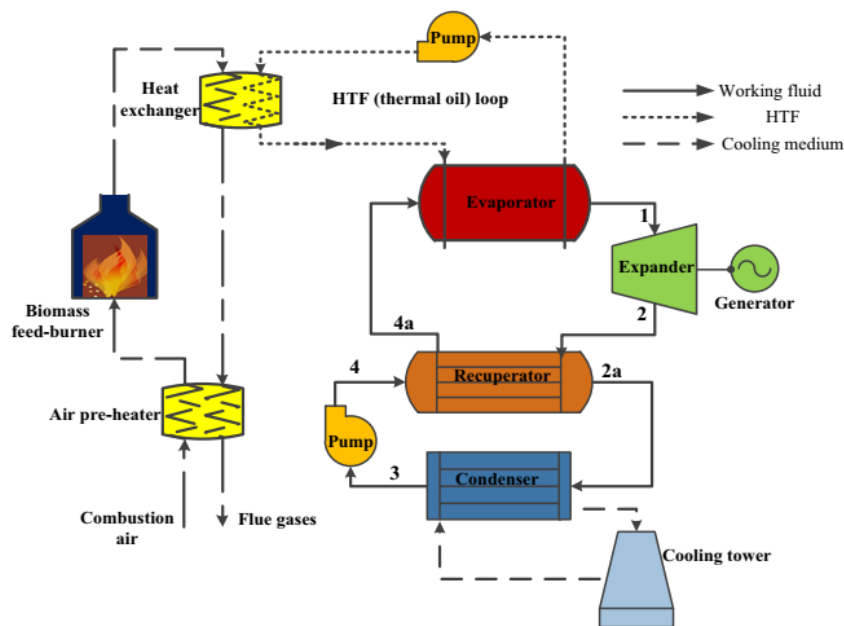
درسچر و همکاران [۱۵]، آنها با توجه به بیشترین کاربرد حرارتی در میان ۷۰۰ سیال آلی به گروه alkyl-benzenes نظر مساعد خود را اعلام کردند.

Tchance و همکاران [۱۶] با بررسی خواص ۲۰ سیال آلی و مقایسه آنها از لحاظ بازده حرارتی، جریان حجم مخصوص، نسبت انبساط، اشتعال زایی و سایر خصوصیات برای منابع حرارتی با دمای پایین (انرژی خورشیدی)، R134a به عنوان مطلوب ترین سیال عامل و به دنبال آن بوتان، ایزوبوتان، R152a، R290 انتخاب شده اند.

۴-۲ کاربردهای سیکل ارگانیک

۴-۲-۱ کاربرد سیکل ارگانیک رانکین در زیست توده

زیست توده چیزی بخشی از انرژی مورد نیاز را تامین می کند. زیست توده در تامین انرژی تولید همزمان حرارت و توان (CHP) نقش مهمی دارد. زیست توده را می توان با استفاده از احتراق به گرما تبدیل کرد و گرمای حاصل را با استفاده از سیکل ارگانیک رانکین به برق تبدیل نمود. چنین سیستم هایی به خصوص در مورد سیستم های با ظرفیت توان پایین بیشتر مورد توجه قرار گرفته اند. بیشتر سیستم های زیست توده با چرخه های ارگانیک رانکین ترکیب هستند که در شکل ۲-۶ نشان داده شده است.



شکل ۶-۲ شماتیک ترکیب نیروگاه زیست توده با سیکل ارگانیک رانکین

حرارت موجود در مشعل زیست توده از طریق گازهای دودکش، توسط مبدل حرارتی به سیال منتقل شده؛ سپس به اواپراتور سیکل ارگانیک رانکین هدایت می‌شود تا سیال عامل آلی را گرم و به بخار تبدیل کند. استفاده از مبدل حرارتی میانی دارای مزایایی از جمله فشار کم در اواپراتور، عدم حساسیت به تغییرات بار، کنترل ساده و ایمن است. [۱۶]

Liu و همکاران [۱۷] درمورد مدلسازی ترمودینامیکی تولید همزمان حرارت و توان (CHP) از طریق انرژی زیست توده با ۲ کیلو وات انرژی بوسیله سیستم ارگانیک رانکین ساده و با استفاده از سیال عامل های HFE7000، HFE7100، n-pentane مطالعه کردند، آنها نشان دادند که هر دو نوع گرمایش فوق بحرانی و زیر بحرانی به راندمان حرارتی سیکل ارگانیک رانکین آسیب می رسانند. آنها نتیجه گرفتند که بازده سیکل ارگانیک رانکین به عوامل مختلفی از جمله شرایط مدل سازی نوع سیال عامل، دمای آب گرم در دیگ بخار زیست توده، مقدار و کیفیت حرارت تامین شده توسط سیستم CHP وابسته است.

کیو و همکاران [۱۸]، یک مطالعه تجربی از یک سیستم میکرو CHP با استفاده از زیست توده بر اساس سیکل ارگانیک رانکین بهبود یافته برای کاربردهای خانگی انجام داد آنها سیال عامل HFE ۷۰۰۰ استفاده

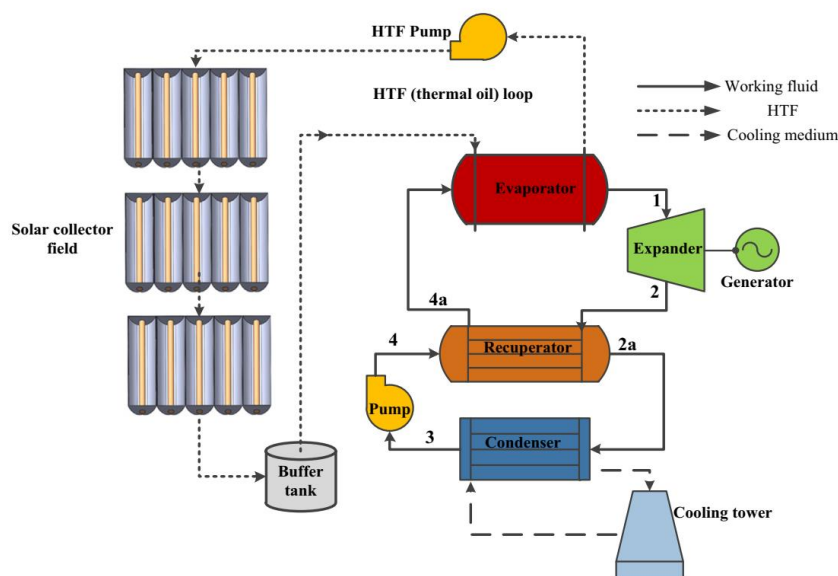
کردند و 0.861 KW برق، بازده CHP 78.69% و بازده الکتریکی 41.1% درصد را به دست آوردند؛ آنها پیشنهاد دادند که دمای آب خنک کننده 46°C درجه سانتیگراد در خروجی کندانسور برای شستشوی خانگی و گرمایش از کف مناسب است.

PRANDO [۱۹] ، عملکرد انرژی دیگ بخار زیست توده با سیکل ارگانیک رانکین دارای سیال عامل MDM (octa methyl trisiloxane) تحت شرایط اجرایی ارزیابی کرده و پتانسیل‌های موثر را شناسایی کرده است. آنها گزارش دادند که کاهش 10°C درجه سانتیگراد در شبکه گرمایش می‌تواند بازده الکتریکی مولد سیکل ارگانیک رانکین را 1% افزایش دهد، همچنین نتیجه گرفتند که کاهش دما باعث کاهش تلفات دیگ بخار، از جمله اتلاف حرارتی نهان اگزوز می‌شود که 9% از توان ورودی دیگ را تشکیل می‌دهد.

۲-۴-۲ کاربرد سیکل ارگانیک رانکین در چرخه های انرژی خورشیدی

انرژی خورشیدی یکی از امید بخش‌ترین انرژی های تجدید پذیر است، زیرا در اکثر مناطق جهان قابل استفاده، بدون آلودگی و قابل بهره برداری است. خورشید 4×10^{26} وات انرژی آزاد می کند اما 8×10^{16} وات آن به سطح زمین برخورد می کند. [۲۰] مقدار انرژی آزاد شده توسط خورشید در یک ساعت حدود $430 \times 10^{20} \text{ J}$ اندازه گیری شده است، که می تواند بخش قابل توجهی از مصرف انرژی جهان را تامین کند. [۲۱] انرژی حاصل از خورشید را می‌توان به طور مستقیم (از طریق سلول های PV) یا به طور غیر مستقیم (حرارت خورشیدی) در تولید برق استفاده کرد.

تولید برق از حرارت خورشیدی با استفاده از کلکتورهای متمرکز یک فناوری کامل است، کلکتورها تابش خورشید را گرفته و بسته به نوع کلکتور ها، آن را روی یک خط کانونی یا یک نقطه کانونی متمرکز می کنند؛ از این گرمای حاصل از تابش برای گرم کردن سیالی که از کلکتور ها عبور می کنند استفاده می شود. سیکل ارگانیک رانکین یک فناوری مورد اطمینان برای استفاده از چنین حرارت با درجه حرارت پایین به خصوص در سیستم های مقیاس کوچک برای تولید برق می باشد. شکل ۲-۷ شماتیک چرخه خورشیدی توسط سیکل ارگانیک رانکین را نشان می دهد.



شکل ۷-۲ شماتیک ترکیب نیروگاه خورشیدی با سیکل ارگانیک رانکین

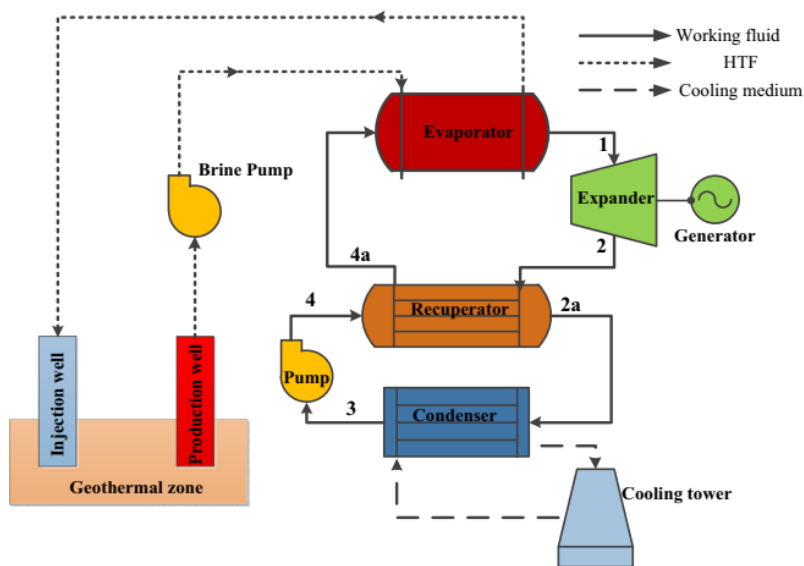
دلگادو-تورس [۲۲]، انرژی مورد نیاز سیکل ارگانیک رانکین برای نمک زدایی اسمز معکوس خورشیدی را تجزیه و تحلیل کرد. آنها عملکرد ۱۲ ترکیب عالی مانند R134a, R227ea, R245ca و پروپان را با ۴ مدل مختلف خورشیدی از جمله صفحه تخت، جمع کننده های سهموی، ترکیبی و لوله ای را ارزیابی کردند، آنها تولید بخار غیر مستقیم را با استفاده از آب به عنوان سیال انتقال حرارت و تولید بخار مستقیم درون کلکتور ها را در نظر گرفتند. نتایج گزارش شده نشان داد که سیالات خشک نسبت به سیالات مرطوب به جز آمونیاک به واحد کمتری انرژی برای رسیدن به نقطه فوق گرم نیاز دارد.

Pei و همکارانش [۲۳] یک مدل سازی از سیستم تولید برق از حرارت خورشید با استفاده از سیکل ارگانیک رانکین که از جمع کننده سهموی ترکیبی با نسبت غلظت کم و از R123 به عنوان سیال عامل استفاده شده است، آن ها مزایای این سیستم را از نظر کاهش برگشت ناپذیری انتقال حرارت نتایج نشان داد که سیکل ارگانیک رانکین دارای بازیاب حرارتی دارای راندمان الکتریکی ۸.۶٪ و برای سیکل ارگانیک ساده دارای راندمان ۴.۹٪ برای میزان تابش یکسان به مقدار 750 W/m^2 است.

۳-۴-۲ کاربرد سیکل ارگانیک رانکین در چرخه های انرژی زمین گرمایی

انرژی زمین گرمایی که به طور طبیعی در لایه های عمیق زمین می باشد، نوعی انرژی تجدید پذیر است. تخمین زده می شود که انرژی ذخیره شده در عمق ۳ کیلومتری سطح زمین چیزی در حدود $43 \times 10^{24} J$ است. [۲۴] با استفاده از حفر چاه های عمیق و انتقال آب نمک داغ محبوس شده در لایه های زیرین می توان از این انرژی بهره برد. بسته به نوع موقعیت جغرافیایی، دمای آب نمک متفاوت است. با این حال متوسط شیب زمین گرمایی نزدیک سطح زمین حدود ۳۰۰ کلوین در کیلومتر است. [۱۶] آب نمک گرم می تواند گرمای خود را به سیکل ارگانیک رانکین منتقل کرده و خنک شود و مجدد به سیکل بازگردد. شکل ۲-۷ شماتیک یک چرخه مضاعف ارگانیک رانکین را با انرژی زمین گرمایی نشان می دهد.

Madhawa Hettiarachch و همکاران [۲۵]، یک معیار طراحی مقرون به صرفه برای نسبت کل سطح مبدل حرارتی به توان خالص خروجی در سیکل ارگانیک رانکین توسط حرارت زمین گرمایی ارائه شده است، آنها برای تابع هدف پیشنهادی ۴ سیال آلی معرفی کردند. نشان داده شد که انتخاب سیال عامل می تواند تا حد زیادی بر روی تابع هدف تاثیر گذار باشد و برای برخی سیال ها اختلاف دو برابر بوده است حداقل تابع هدف توسط آمونیاک به دست آمد، در حالی که n-پنتان و R123 کارایی گرمایی چرخه را بالاتر نشان دادند.



شکل ۲-۸ شماتیک ترکیب نیروگاه زمین گرمایی با سیکل ارگانیک رانکین

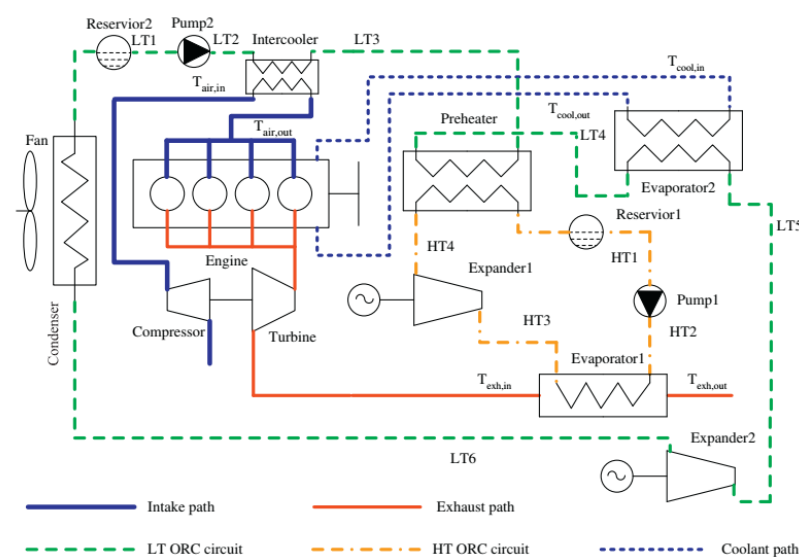
Liu و همکارانش [۲۶] به بررسی ترمودینامیکی سیکل ارگانیک رانکین با ترکیب یک سیستم خنک کننده مرطوب با استفاده از ۵ هیدروکربن که توسط حرارت زمین گرمایی در محدوده 100°C – 150°C و دمای تزریق 70°C کنترل می‌شود، انجام داد. نتایج نشان داد که دمای چگالش بهینه برای حداکثر توان خروجی در حدود 29.6°C است، در حالی که دمای ورودی آب خنک کننده حدود 20°C می‌باشد. ایزوبوتان بیشترین توان خروجی را در دمای ورودی بیش از 120°C نشان داد که پس از آن بوتان می‌باشد.

Zhai و همکارانش [۲۷]، غربالگری سیالات عامل را برای سیکل ارگانیک رانکین ترکیب شده با انرژی زمین گرمایی شامل هیدروکربن ها و سیالات هیدروفلوئوری انجام داده اند. آنها یک مدل ترمودینامیکی برای بهینه سازی مصرف برق بر اساس دمای تبخیر شبیه سازی کردند. نتایج نشان داد که دمای منبع حرارتی در محدوده 100°C – 130°C قابل قبول می‌باشد.

۴-۴-۲ بازیابی حرارتی از موتورهای احتراق داخلی

به طور متوسط بالغ بر نیمی از انرژی سوختی توسط موتور های احتراق داخلی مصرف می شوند، که از طریق گازهای خروجی و سیال خنک کننده هدر می روند.[۲۲] موتورهای احتراق داخلی با احتراق

جرقه‌ای با بازده حرارتی ۱۵٪ الی ۳۲٪، $40\text{ kW} - 1.7\text{ kW}$ انرژی را در دمای $100^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}$ به واسطه گازهای اگزوز (خروجی) در دمای $900^{\circ}\text{C} - 400^{\circ}\text{C}$ آزاد می‌کنند. [۲۳] این گرمای اتلافی از موتور احتراق عمدتاً از طریق گازهای خروجی و مدار خنک‌کن اتلاف می‌شود که به اندازه کافی زیاد است و امکان بازیابی حرارتی را به سیکل ارگانیک رانکین می‌دهد. اگر دمای خروجی از 450°C درجه سانتی‌گراد بالاتر باشد، سیکل ارگانیک رانکین ساده یا بخار گزینه مناسبی است. برق تولید شده از سیکل ارگانیک رانکین می‌تواند برای تامین نیاز واحدهای کمکی مانند تهویه هوا یا شارژ مجدد باتری‌ها استفاده شود. یکی از اصلی‌ترین مباحث مربوط به سیکل ارگانیک رانکین مربوط به موتورهای احتراق داخلی می‌باشد که به منظور کنترل سطح کارایی و عملکرد قابل قبول است. طرح‌های متفاوتی برای استفاده از سیکل ارگانیک رانکین جهت بهره‌بری از اتلاف‌های حرارتی ارائه شده است که در شکل ۲-۹ یک نمونه از آنها ارائه شده است.



شکل ۲-۹ شماتیک ترکیب سیکل ارگانیک رانکین با موتور احتراق داخلی

ENDO و همکارانش [۲۸]، موتور احتراق داخلی توسط چرخه ارگانیک رانکین که در یک وسیله نقلیه هیبریدی با کنترل خودکار بر اساس تغییرات بار موتور تعبیه شده است را مورد بررسی قرار داد. نتایج

نشان داد بازده حرارتی در سرعت ثابت که 100 Km/h با حداکثر توان خروجی 2.5 Kw از 28.9% به 32.7% درصد افزایش یافت.

Wang و همکاران [۷-۸] عملکرد ۹ سیال عامل مختلف را بر اساس شرایط عملیاتی موتورهای احتراق داخلی تجزیه و تحلیل کرد. برای مقایسه عملکرد سیالات مورد بررسی مدلی توسط نرم افزار REFPROP , MATLAB , ارائه دادند. آنها نشان دادند که به دلیل تغییرات زیاد در شرایط عملیاتی گازهای خروجی موتور، در تعریف محدوده عملکرد مناسب که بتواند حداکثر استفاده از حرارت اتلافی را داشته باشیم بسیار مهم است. نتایج نشان داد که $R11$, $R141b$, $R113$ عملکرد بهتری از خود نشان می دهند، در حالیکه $R245fa$ و $R245ca$ با محیط زیست سازگاری بهتری دارند، که از این لحاظ در کاربرد مناسب می باشند.

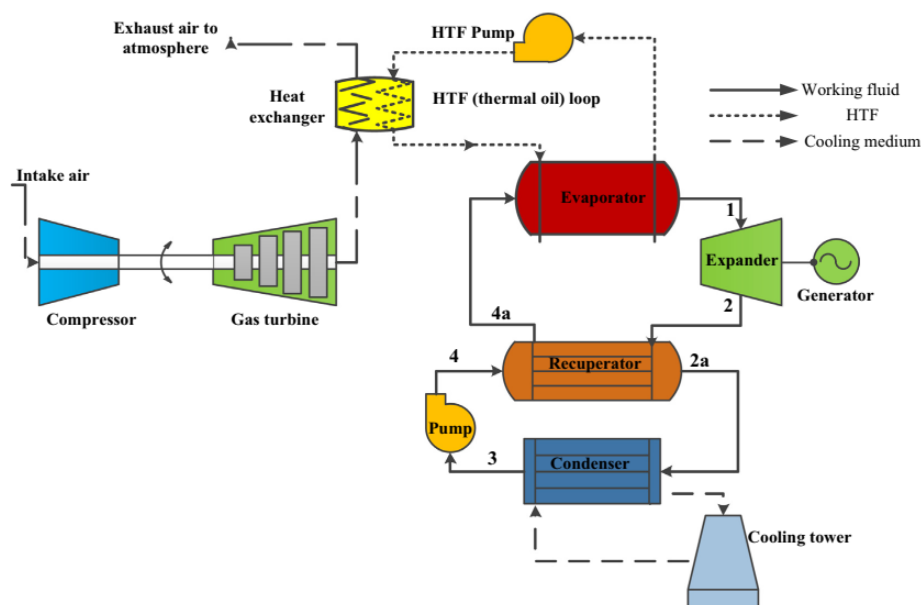
Dolz و همکارانش [۲۹] ، دوچرخه رانکین بخار و ارگانیک رانکین را برای بازیابی گرمای اتلافی یک موتور دیزل سنگین مطالعه کردند، میزان انرژی اتلافی در موتور دیزل مورد بررسی قرار گرفت و دو سیکل از نظر بازگشت ناپذیری داخلی، کارایی و قدرت با یکدیگر مقایسه شدند؛ که نتایج حاصل مربوط به کارایی بهتر سیکل ارگانیک رانکین می باشد.

Zhang و همکارانش [۳۰] ، با استفاده از دو سیال عامل $R245fa$ و $R134a$ تجزیه و تحلیل عملکرد یک موتور دیزل سبک توسط سیکل ارگانیک رانکین برای حرارت اتلافی خروجی از اگزوز موتور انجام دادند. نتایج گزارش شده نشان داد که هنگامی موتور به سیکل ارگانیک رانکین مجهز است قدرت خروجی در نقطه پیک از 14% به 16% و حداکثر بهره‌وری حرارتی از 38% به 43% افزایش می یابد.

Capata و همکارانش [۳۱] ، امکان سنجی برای استفاده از سیکل ارگانیک رانکین جهت بهره‌وری از اتلاف حرارتی برای انواع وسیله نقلیه عمومی به ویژه برای موتورهای احتراق داخلی و خودرو را مورد مطالعه قرار دادند. آنها نتیجه گرفتند که این سیکل باعث کاهش مصرف سوخت و انتشار آلاینده‌ها می باشد، چون می توان از توان تولید شده توسط سیکل ارگانیک رانکین استفاده کرد و میزان استفاده از سوخت های فسیلی را کاهش داد اما چالش بعدی اندازه و وزن سیکل ارگانیک رانکین است.

۵-۴-۲ بازیابی حرارتی از سیکل‌های تولید قدرت (بخار و گازی)

بازیابی گرمای خروجی از توربین‌های گازی در یک چرخه برایتون برای به حرکت درآوردن سیکل رانکین ساده بخار یک روش معمول برای نیروگاه‌های بزرگ است. معمولاً گازهای خروجی از توربین گاز در محدوده 500°C – 600°C باعث می‌شود که سیکل رانکین ساده یا بخار گزینه مناسب‌تری برای بازیابی اتلاف‌های حرارتی باشد. با این حال با ظهور توربین‌های گازی در طول دهه ۹۰ به عنوان واحدهای بزرگ قدرت و با ظرفیت کمتر از 500 kW و دمای خروجی 400°C ، توجه به توربین‌های میکروگازی سیکل ارگانیک رانکین جهت استفاده از حرارت اتلافی به منظور افزایش کارایی کلی در مقیاس کوچک افزایش یافت. شکل ۲-۱۰ شماتیک توربین گازی یا میکرو گاز با سیکل ارگانیک رانکین را نشان داده است.



شکل ۲-۱۰ شماتیک ترکیب سیکل ارگانیک رانکین با توربین میکرو گازی

Invernizzi و همکارانش [۲۸]، امکان افزایش عملکرد یک توربین میکرو گاز 100 kW ترکیبی با سیکل ارگانیک رانکین را مورد بررسی قرارداد، که از ۱۶ سیال عامل آلی مختلف برای این بررسی استفاده شده است. تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی نشان داد که این ترکیب می‌تواند میزان تولید خالص برق را از ۳۳٪

به ۴۰٪ افزایش دهد که بهترین سیال عامل MM (hexa methyl disiloxane) به عنوان سیال عامل شناخته شد.

Muñoz de Escalona و همکارانش [۳۳]، عملکرد بار نامی و توربین گازی معمولی را با سیکل ارگانیک رانکین با استفاده از ۸ سیال آلی از جمله MM, R245fa، تولوئن و ایزوپنتان مورد بررسی قرارداد. آنها راه‌حل‌های کنترلی مختلفی را برای گرفتن حرارت بیشتر از خروجی توربین گاز با هدف به حداکثر رساندن بازده کلی بررسی کردند. مشاهده شد نکه داشتن میزان جریان بخار در سیکل ارگانیک رانکین به یک مقدار ثابت حداکثر توان را در هر شرایط عملیاتی تولید می‌کند.

Khaljani و همکارانش [۳۴]، به ارزیابی ترمودینامیکی اقتصادی و زیست محیطی یک توربین گاز که با سیکل ارگانیک رانکین توسط سیال عامل R123 بازیافت حرارتی انجام شده را مورد بررسی قرار داده است. نتایج نشان داد که حداکثر میزان تخریب اگزورژی در محفظه احتراق توربین گاز رخ داده است و همچنین نشان داد که افزایش نسبت بار بر روی کمپرسور، بهره‌وری توربین گاز و عملکرد سیستم را بهبود می‌بخشد اما هزینه سرمایه‌گذاری را افزایش می‌دهد.

Liu و همکارانش [۳۵]، بازیابی اتلاف حرارتی حاصل از یک چرخه رانکین معمولی به واسطه یک سیکل ارگانیک رانکین برای ۹ سیال عامل آلی R134a, R245fa, R365mfc و R1234yf بررسی کرده است. آنها عملکرد همه سیالات را از نظر کارایی کلی چرخه در فشارهای مختلف خروجی توربین بخار و دمای هوای خنک‌کننده، برای دو سیستم ارگانیک رانکین ساده و سیکل ارگانیک رانکین دارای بازیاب‌کننده حرارتی بررسی کردند، نتایج گزارش شده نشان می‌دهد که در صورت استفاده از سیکل ارگانیک بازیابی شده، نتایج می‌توانند بهبود یابند. در بین سیالات مورد بررسی بنزن با عملکرد سیکل ترکیبی ۳۳.۳۵٪ بهترین عملکرد را نشان داد.

۵-۲ کار حاضر و برجستگی و نوآوری

می‌توان به بررسی انواع سیکل‌های تجدیدپذیر با سیکل ارگانیک رانکین دارای بازیاب حرارت بطور

همزمان و انتخاب سیال عامل مناسب از لحاظ بازده انرژی ، بررسی موردی برای هر یک از سیال عامل ها و تاثیرات فشار و دما بر میزان بازده سیکل اشاره کرد.

فصل ۳: مدلسازی منابع حرارت در سیل ارگانیکی راکتور

۱-۳ مقدمه

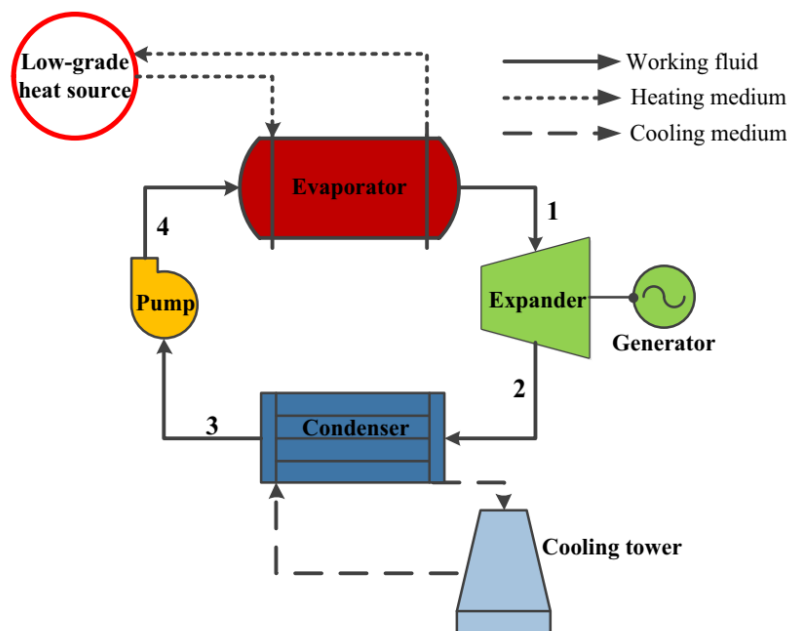
اهمیت آلودگی زیست محیطی ناشی از انرژی تولید شده از سوخت های فسیلی و افزایش مصرف انرژی، مطالعات و تحقیقات آکادمیک را روی یافتن جایگزین برای سوخت های فسیلی متمرکز کرده است. یکی از استراتژی های برای نیل به این هدف گسترش استفاده از منابع انرژی تجدید پذیر است. منابع انرژی جایگزین زیادی برای سوخت های فسیلی وجود دارد. انتخاب فرم انرژی مورد استفاده بر اساس پارامترهای هزینه، تاثیرات زیست محیطی و ملاحظات ایمنی صورت می گیرد. اگر اقتصاد جهانی به اندازه ای که مورد انتظار تمام کشورهای دنیاست پیشرفت کند، نیاز به انرژی به شدت افزایش می یابد؛ حتی اگر نهایت تلاش ممکن جهت افزایش بازده انرژی های موجود صورت بگیرد. در حال حاضر این باور عمومی ایجاد شده است که انرژی تجدید پذیر می تواند پاسخگویی این نیاز فزاینده با قیمتی کمتر از مقادیر پیش بینی شده باشد. تا نیمه قرن ۲۱ منابع تجدید پذیر انرژی می توانند تا سه پنجم نیاز برق دنیا و دو پنجم نیاز به استفاده مستقیم از سوخت های فسیلی را تامین کنند. به علاوه استفاده از منابع انرژی تجدید پذیر منجر به فوایدی در زمینه محیط زیست و دیگر زمینه ها می شود. پیش بینی شده است تا سال ۲۰۵۰ تولید جهانی کربن دی اکسید ۷۵ درصد نسبت به سال ۱۹۸۵ کاهش یابد.

از آنجا که اندازه بیشتر تجهیزات انرژی تجدیدپذیر کوچک است، فناوری های انرژی تجدیدپذیر میتوانند در سرعت بالاتر از منابع معمول گسترش یابند. در حالی تاسیسات بزرگ انرژی به ساخت و ساز گسترده نیاز دارند. بیشتر تجهیزات انرژی های تجدیدپذیر می توانند در کارخانه ها ایجاد شوند که در آن ها ایجاد تکنیک های ساخت مدرن موجب کاهش انرژی می شوند.

۲-۳ فرایندهای سیکل ارگانیکی رانکین

با توجه به شکل ۱-۳ می‌توان سیکل ارگانیکی رانکین ساده را نمایش داد، که روند فرایندهای سیکل را

می‌توان بصورت زیر بیان نمود :



شکل ۱-۳ : شماتیک سیکل ارگانیکی رانکین ساده

فرایند ۱-۲ : سیال آلی که در اواپراتور (تبخیر کننده) به حالت بخار با فشار بالا رسیده است وارد اکسپندر^۳ (منبسط کننده) می‌شود که انرژی حرارتی مربوط به سیال عامل طی فرایند آیزنتروپیک به انرژی مکانیکی برای شافت و در نتیجه جهت تولید برق توسط ژنراتور تبدیل می‌شود.

فرایند ۲-۳ : سیال عامل که پس از خروج از اکسپندر (منبسط کننده) دارای فشار پایین است، این بخار فشار پایین وارد بخش کندانسور (متراکم کننده) می‌شود، در شرایط فشار ثابت و با استفاده از یک خنک کننده محیط (مانند برج خنک کن)، بخار متراکم شده و به حالت مایع برمی‌گردد.

فرایند ۳-۴ : سیال عامل کم فشار که بصورت مایع اشباع رسیده است توسط پمپ در فرایندی آیزنتروپیک به فشار بالا می‌رسد و به سمت اواپراتور (تبخیر کننده) هدایت می‌شود.

فرایند ۱-۴: سیال عامل توسط اواپراتور که از منابع حرارتی خارجی با درجه پایین (انرژی_های اتلافی، انرژی‌های تجدید پذیر)، در شرایط فشار ثابت تغذیه می‌کند به صورت بخار با فشار بالا به ادامه چرخه کمک می‌کند.

۳-۳ فرضیات و روابط حاکم بر مدلسازی

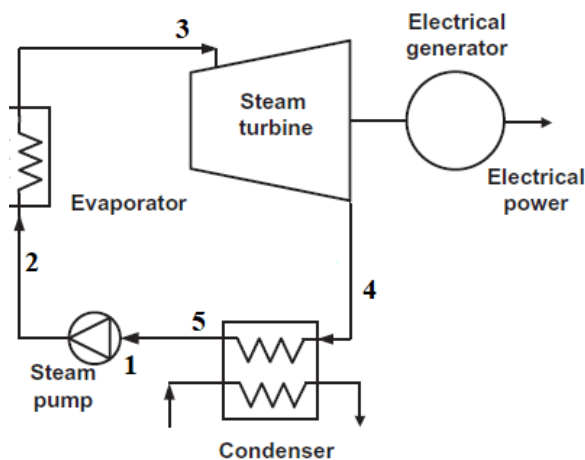
۳-۳-۱ فرضیات

فرضیات انجام شده در مدل سازی به شرح زیر است:

- سیستم در حالت پایا قرار دارد.
- افت فشار و اتلافات حرارتی در لوله ها و مبدل ها ناچیز است.
- تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز است.
- مبدل ها غیر هم سو هستند.

۳-۳-۲ روابط حاکم

با توجه به فرضیات و شماره گذاری های شکل ۲-۳، روابط موازنه جرم و انرژی برای حجم کنترل بصورت زیر بیان میشوند.



شکل ۲-۳ سیکل ساده ارگانیک رانکین

معادله بقای جرم ORC

نرخ جریان جرم در ORC ثابت است. معادلات بقای جرم هستند :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_0 \quad (1-3)$$

اعداد نشانگر حالت‌های نشان داده شده در شکل ۲-۳ هستند.

پمپ ORC

$$\begin{aligned} \dot{W}_{op} &= \dot{m}_0 \cdot (h_2 - h_1) \\ \dot{E}_{x,d,op} &= \dot{W}_{op} + \dot{m}_0 \cdot (ex_1 - ex_2) \end{aligned} \quad (2-3)$$

بازده ایزنتروپیک پمپ به صورت زیر تعریف می شود :

$$\begin{aligned} \eta_{op} &= \frac{\dot{W}_{op,is}}{\dot{W}_{op}} \\ \dot{W}_{op,is} &= \dot{m}_0 \cdot (h_{s,2} - h_1) \end{aligned} \quad (3-3)$$

اوپراتور ORC

معادلات بقای انرژی و انگرژی :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{oe} &= \dot{m}_0 (h_3 - h_2) = (\dot{H}_3 - \dot{H}_2) \\ \dot{E}_{x,d,oe} &= \dot{E}_{x,3} - \dot{E}_{x,2} + \dot{m}_0 \cdot (ex_2 - ex_3) \end{aligned} \quad (4-3)$$

توربین ORC

تبادل انرژی و انگرژی برای توربین به صورت زیر است :

$$\begin{aligned} \dot{W}_{ot} &= \dot{m}_0 \cdot (h_3 - h_4) \\ \dot{E}_{x,d,ot} &= -\dot{W}_{ot} + \dot{m}_0 \cdot (ex_3 - ex_4) \end{aligned} \quad (5-3)$$

بازده ایزنتروپیک توربین خواهد بود :

$$\begin{aligned} \eta_{t,is} &= \frac{\dot{W}_{ot}}{\dot{W}_{ot,is}} \\ \dot{W}_{ot,is} &= \dot{m}_0 \cdot (h_3 - h_{s,4}) \end{aligned} \quad (6-3)$$

فرآیند کندانسور

معادلات انرژی و اگزرژی خواهد بود:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{hp} &= \dot{m}_o(h_4 - h_5) = \dot{m}_{hp}(h_{hp,2} - h_{hp,1}) \\ \dot{Ex}_{d, hp} &= \dot{m}_{hp}(ex_{hp,1} - ex_{hp,2}) + \dot{m}_o(ex_4 - ex_5) \end{aligned} \quad (7-3)$$

جدول ۱-۳ علائم

$\dot{m}$	نرخ جرمی
$\dot{W}$	نرخ کار
h	انتالپی
$\dot{Ex}$	نرخ اگزرژی
ex	اگزرژی
$\dot{P}$	بازده اگزرژی
$\dot{Q}$	انتقال حرارت

۳-۲ فناوری های انرژی تجدید پذیر

فناوری های انرژی تجدیدپذیر، انرژی قابل ملاحظه ای با تبدیل پدیده های طبیعی به فرم های مفید انرژی ایجاد می کنند. این فناوری ها از انرژی خورشیدی و آثار مستقیم و غیرمستقیم آن روی زمین (تابش خورشید، باد، ریزش آبشار و نیروگاه های مختلف مانند زیست توده)، نیروهای گرانشی و انرژی گرمایی هسته زمین (زمین گرمایی) به عنوان منبع تامین انرژی استفاده می کنند. این منابع انرژی پتانسیل بالایی دارند اما به شدت پراکنده بوده و کاملاً در دسترس نیستند و بیشتر آن ها در محدوده ای خاص موجودند. این ویژگی ها چالش های فنی و اقتصادی پیچیده اما قابل حل را ایجاد می کنند. امروزه پیشرفت قابل ملاحظه ای با بهبود بازده جمع آوری و تبدیل، کاهش هزینه های راه اندازی و نگه داری و افزایش قابلیت اطمینان سیستم های انرژی تجدید پذیر صورت گرفته است.

تحقیق و توسعه در زمینه منابع و سیستم های انرژی های تجدیدپذیر در سراسر دنیا طی دو دهه اخیر صورت گرفته است. سیستم های تبدیل انرژی بر اساس فناوری های انرژی تجدیدپذیر در مقایسه با نفت خام اقتصادی به نظر می رسند. به علاوه سیستم های انرژی تجدیدپذیر می توانند اثر ویژه ای روی محیط زیست، اقتصاد و مشکلات سیاسی دنیا داشته باشند.

فواید حاصل از نصب و بهره برداری از انرژی تجدیدپذیر را می توان در سه سرفصل خلاصه کرد: حفظ منابع انرژی، ایجاد مشاغل جدید و کاهش آلودگی زیست محیطی.

حفظ منابع انرژی از کاهش مصرف برق و سوخت استفاده شده در تولید سوخت های معمول ناشی می شود. این مزیت را می توان مستقیماً به واحدهای مالی تبدیل کرد چرا که از هزینه های بالای خرید سوخت های فسیلی می کاهد.

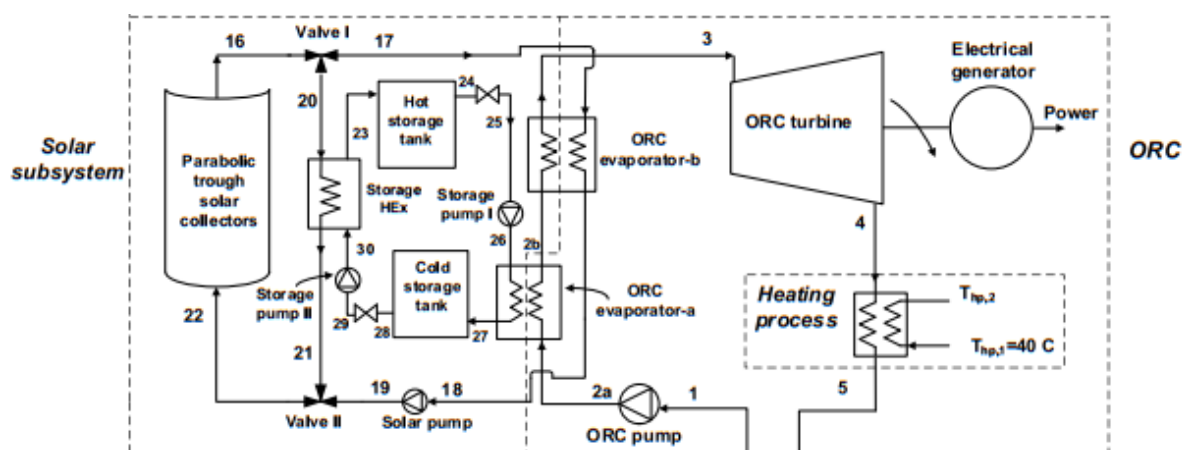
فاکتور مهم دیگر در بسیاری از کشورها امکان ایجاد مشاغل با فناوری انرژی تجدیدپذیر است. مهم ترین مزیت سیستم های انرژی تجدیدپذیر کاهش آلودگی زیست محیطی است. این مهم با کاهش آلودگی هوا به علت جایگزینی الکتریسیته و سوخت های معمول است. مهم ترین تاثیر آلاینده های هوا روی انسان و محیط زیست طبیعی ضربه آن ها بر سلامت عمومی، کشاورزی و اکوسیستم ها است. اندازه گیری ضربه اقتصادی حاصل از این اثرات زمانی که به اجناس تجاری تبدیل شوند قابل اندازه گیری است مانند تولیدات کشاورزی. با این حال وقتی از اجناس غیر تجاری حرف می زنیم، مانند سسلاست و اکو سیستم ، موضوع کمی پیچیده می شود.

۱-۲-۳ انرژی خورشیدی

انرژی خورشیدی قدیمی ترین منبع انرژی استفاده شده است. اولین کاربرد، استفاده از آن در خشک کردن غذاها بود. احتمالاً قدیمی ترین کاربرد عمده شناخته شده سوزاندن ناوگان دریایی روم توسط ارشمیدس بود.

خورشید کره ای سوزان از گازهای داغ چگال به قطر ۱.۳۹ میلیارد متر است. فاصله خورشید از زمین ۱۵۰ میلیون کیلومتر است، پس به علت تابش گرما با سرعت نور در خلأ ۸ دقیقه و ۲۰ ثانیه طول می

کشد تا این تابش به زمین برسد. دمای سطح تابنده خورشید ۵۷۶۰ کلوین است که در مرکز این دما بالاتر است. مجموع انرژی خروجی خورشید ۶۳ مگاوات بر متر مربع از سطح خورشید است که تنها ۰.۰۰۰۵ وات بر مترمربع آن به سطح زمین می رسد؛ که حتی با این نسبت اندک با استفاده از ۸۴ تابش خورشید برای زمین می توان نیاز یک ساله انرژی جهان را رفع کرد. به علت جنبه های مناسب ایمنی و زیست محیطی این اعتقاد وجود دارد که انرژی خورشیدی باید به عنوان انرژی تجدیدپذیر برتر استفاده شود. چرا که به فراوانی و بدون آسیب به محیط زیست در دسترس است.



شکل ۳-۳ سیکل ORC با انرژی خورشیدی

معادلات حاکم

آنالیز گرمایی عمومی کلکتور خورشیدی تمرکزی مشابه کلکتور تخت است.

برای ضریب اتلاف داریم :

$$U_L = h_w + h_r + h_c \quad (۸-۳)$$

برای ضریب تابش خطی به دست می آید :

$$h_r = 4\sigma\epsilon T_r^3 \quad (۹-۳)$$

برای عدد ناسلت با توجه به بازده عدد رینولدز به دست می آید :

$$0.1 < Re < 1000 \rightarrow Nu = 0.4 + 0.54(Re)^{0.52} \quad (۱۰-۳)$$

$$1000 < \text{Re} < 50000 \rightarrow \text{Nu} = 0.3(\text{Re})^{0.6} \quad (۱۱-۳)$$

در نتیجه:

$$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_w + h_{r,c-a})A_c} + \frac{1}{h_{r,r-c}} \right]^{-1} \quad (۱۲-۳)$$

که در معادله بالا $h_{r,c-a}$ ضریب تابش خطی از کاور به محیط، A_c سطح کاور و $h_{r,r-c}$ ضریب تابش خطی از گیرنده به کاور است. برای $h_{r,r-c}$ داریم:

$$h_{r,r-c} = \frac{\sigma(T_r^2 + T_c^2)(T_r + T_c)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{A_r}{A_c} \left(\frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right)}, \varepsilon_r = 0.87 \quad (۱۳-۳)$$

و در نهایت برای دمای کاور به دست می آید:

$$T_c = \frac{A_r h_{r,r-c} T_r + A_c (h_{r,c-a} + h_w) T_a}{A_r h_{r,r-c} + A_c (h_{r,c-a} + h_w)} \quad (۱۴-۳)$$

ضریب کلی انتقال حرارت به شکل زیر به دست خواهد آمد:

$$U_o = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{fi} D_i} + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2k} \right]^{-1} \quad (۱۵-۳)$$

برای بخش جابجایی انتقال حرارت ابتدا از روابط کلی زیر استفاده خواهد شد:

$$\text{Nu} = 0.023(\text{Re})^{0.8} (\text{Pr})^{0.4}$$

$$\text{Re} = \rho V D_i / \mu \quad (۱۶-۳)$$

$$\text{Pr} = c_p \mu / k_f, c_p = 1350$$

انرژی مفید دریافتی برای یک متمرکز کننده به صورت زیر است:

$$Q_u = G_B \eta_o A_a - A_r U_L (T_r - T_a) \quad (۱۷-۳)$$

انرژی مفید دریافتی در واحد طول به صورت زیر است:

$$\dot{q}_u = \frac{Q_u}{L} = \frac{G_B \eta_o A_a}{L} - \frac{A_r U_L}{L} (T_r - T_a) \quad (۱۸-۳)$$

می توان نوشت :

$$q_u' = \frac{\left(\frac{A_r}{L}\right)(T_r - T_f)}{\frac{D_o}{h_{fi}D_i} + \left(\frac{D_o}{2k} \ln \frac{D_o}{D_i}\right)} \quad (۱۹-۳)$$

و در نهایت:

$$q_u' = F' \frac{A_u}{L} \left[G_B \eta_o - \frac{U_L}{C} (T_f - T_a) \right] \quad (۲۰-۳)$$

F' ضریب بازدهی کلکتور است و برای آن به دست می آید:

$$F' = \frac{1/U_L}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{fi}D_i} + \left(\frac{D_o}{2k} \ln \frac{D_o}{D_i}\right)} = \frac{U_o}{U_L} \quad (۲۱-۳)$$

که پس از آن انرژی مفید دریافتی برای یک متمرکز کننده به صورت زیر است:

$$Q_u = F_R [G_B \eta_o A_u - A_r U_L (T_i - T_a)] \quad (۲۲-۳)$$

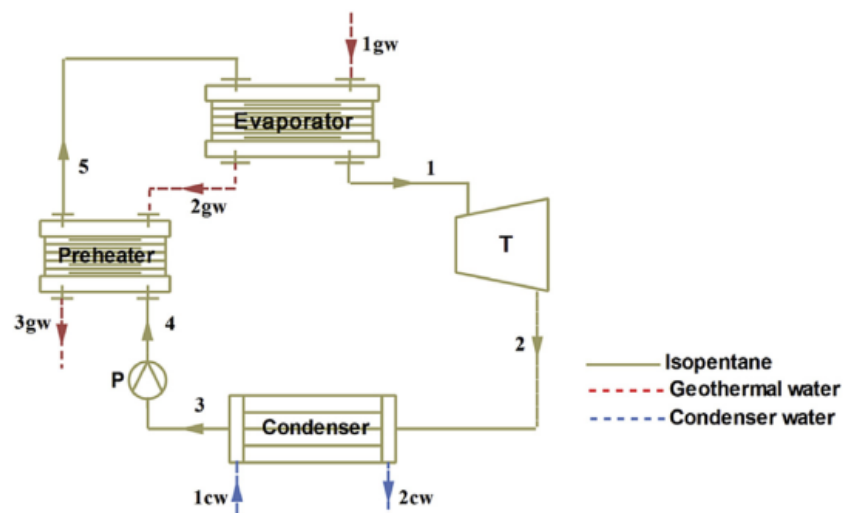
بازده کلکتور خواهد بود:

$$\eta = F_R \left[\eta_o - U_L \left(\frac{T_i - T_a}{G_B C} \right) \right], C = A_u / A_r \quad (۲۳-۳)$$

که C ضریب تمرکز است.

۲-۲-۳ انرژی زمین گرمایی

انرژی زمین گرمایی به عنوان یک منبع انرژی جذاب به علت افزایش قیمت سوخت و همچنین نگرانی در مورد آلودگی های زیست محیطی توجه بسیاری را به خود جلب کرده است. با وجود این توجهات و پتانسیل بالای این نوع انرژی در سراسر دنیا تنها بخش محدودی از این انرژی استفاده شده است. با این حال استفاده از انرژی زمین گرمایی در نیروگاه های زمین گرمایی در سال های اخیر به طرز قابل توجهی افزایش یافته است، به طوری که در برخی کشورها تا ۱۰ درصد از کل انرژی مصرفی به این نحو تامین می شود. سه فرم مختلف نیروگاه های زمین گرمایی اصلی استفاده شده شامل بخار خشک ، بخار سریع و سیکل دوگانه هستند؛ که به دما و حالت سیال زمین گرمایی وابسته هستند. اگر دمای مخزن سیال زمین گرمایی کمتر از ۱۰۰ درجه سانتی گراد باشد، انرژی سیال زمین گرمایی معمولاً برای کاربردهای مستقیم از قبیل گرمایش و سرمایش فضا، فرآیندهای صنعتی و گرمایش گلخانه ای استفاده می شود. اگر دمای مخزن سیال زمین گرمایی بیشتر از ۲۳۵ درجه سانتی گراد باشد، بخار خشک استفاده می شود و اگر دما بیشتر از ۱۸۰ درجه سانتی گراد باشد، چرخه های تک و دو اثره استفاده می شوند. در موردی که دمای مخزن سیال زمین گرمایی کمتر از ۱۸۰ درجه سانتی گراد باشد، مناسب ترین چرخه زمین گرمایی برای تولید توان سیکل دوگانه است؛ که در آن یک سیال کاری گرما را از سیال زمین گرمایی از طریق یک مبدل گرمایی در یک چرخه بسته می گیرد و در چرخه ای مانند ORC توان تولید می کند. بین چرخه هایی که به عنوان نیروگاه دوگانه استفاده می شوند، ORC بسیار محبوب بوده و ویژگی های مناسبی دارند که می توانند در دمای منابع زمین گرمایی کم و متوسط استفاده شوند. سیال های ORC نسبت به بخار با استفاده از این سیالات عملکرد بهتری دارند. همانگونه که در شکل ۳-۴ ملاحظه می گردد از یک بازیاب حرارت میانی برای پیش گرمایش جریان سیال عامل استفاده شده است.



شکل ۳-۴ سیکل ORC با انرژی زمین گرمایی

۳-۲-۳ زیست توده

زیست توده مانند چوب و کاغذ به عنوان منبع انرژی تجدیدپذیر، مواد زیستی ای از ارگان های زنده یا اخیراً زنده هستند، که می توانند به صورت مستقیم یا تبدیل شده به دیگر فرم های انرژی استفاده شوند. ویژگی اصلی زیست توده سهم کم انتشار کربن دی اکسید آن است.

یکی از منابع انرژی تجدید پذیر زیست توده، خاکاره چوب کاج، است. زیست توده می تواند به عنوان سوخت محرق زیست توده استفاده شود. در این پژوهش محرق زیست توده دو ورودی و دو خروجی دارد. یک ورودی نوار نقاله زیست توده و دیگری یک مکنده هوا دارد. در سوی دیگر یک خروجی در ته محرق برای جمع آوری خاکستر قرار دارد. خروجی دیگر برای هوای گرم شده است. این خروجی یک سیکلون دارد تا ذرات جامد خروجی را پالایه کرده و گاز خروجی را تمیز کند.

یکی از معمول ترین ضایعات چوبی خاکاره چوب کاج است. درختان کاج در اکثر نقاط دنیا رشد می کنند پس می توان به طور گسترده از آنها استفاده کرد. خاکاره کاج نتیجه خراطی کاج است. این ضایعات معمولاً برای احتراق زیست توده استفاده می شوند. در این پژوهش سوخت انتخاب شده خاکاره کاج است. ترکیب شیمیایی سوخت زیست توده $C_{ZC}H_{ZH}O_{ZO}S_{ZS}$ است. مشخصات این ترکیب برای خاکاره کاج

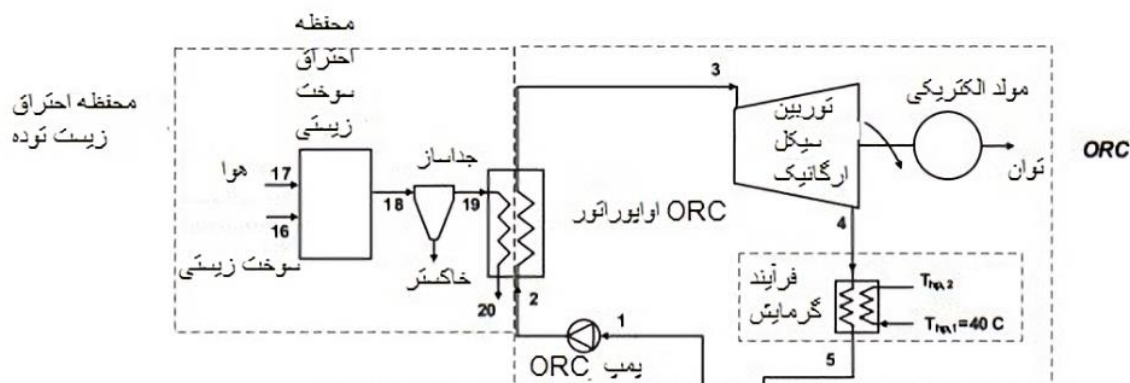
در جدول ۱-۳ آمده‌اند.

جدول ۲-۳ خواص خاک اره کاج

خاک اره کاج	نوع سوخت زیستی
۱۰%	درصد رطوبت سوخت
(بر پایه خشکی wt %)	تحلیل نهایی
۵۰,۵۴%	ZC
۷,۰۸%	ZH
۴۱,۱۱%	ZO
۰,۵۷%	ZS

مقدار گوگرد در خاک‌اره کاج بسیار کم است و می‌توان از آن صرف‌نظر کرد. تحلیل انرژی و انرژی محرق زیست‌توده در ادامه آمده است.

سوخت زیست‌توده منبع انرژی برگشت‌پذیر است و می‌تواند با ORC ترکیب شود. این سیستم شامل یک ORC به‌عنوان محرک اولیه برای تولید توان الکتریکی و یک مبادله‌کن گرمایی برای ایجاد بار گرمایی است. باید توجه کرد در این سیستم دو سیکل وجود دارد: ORC و سیکل گرمایش. ابتدا جریان سیال در ORC سپس در سیکل گرمایش شرح داده می‌شود. جریان در ORC به شرح زیر ایجاد می‌شود، سیال از ژنراتور به‌صورت مایع اشباع خارج می‌شود (حالت ۱)، سپس پمپ فشار مایع اشباع را بالا می‌برد (حالت ۲)؛ سپس سیال کاری به حالت مایع وارد تبخیرکننده می‌شود و به‌صورت بخار از آن خارج می‌شود (حالت ۳). سپس سیال طبیعی در توربین منبسط می‌شود تا انرژی مکانیکی تولید کند. انرژی مکانیکی برای چرخاندن ژنراتور الکتریکی که به توربین متصل است استفاده می‌شود. سپس سیال کاری از توربین خارج می‌شود (حالت ۴). فرآیند گرمایش در مبادله‌کن گرما را بازمی‌گرداند تا بار گرمایش ایجاد کند. پس از آن سیال طبیعی به‌صورت بخار اشباع وارد ژنراتور می‌شود (حالت ۵) ژنراتور گرما را می‌گیرد تا برای سردکن جذبی بار سرمایش ایجاد کند. سپس سیال طبیعی دوباره به‌صورت مایع اشباع از ژنراتور خارج می‌شود.



شکل ۳-۵ سیکل ORC با انرژی زبست توده

معادلات حاکم

معادله شیمیایی احتراق زبست توده در سوخت کامل با هوا به صورت زیر است :

$$C_{ZC}H_{ZH}O_{ZO} + \omega(H_2O)_{16} + \gamma(O_2 + \frac{79}{21}N_2)_{17} \rightarrow \alpha_1(CO_2)_{18} + \alpha_2(H_2O)_{18} + \alpha_3(N_2)_{18}$$

$$\omega = \frac{MC.M_{CHO}}{1 - MC.M_{H_2O}} \quad (24-3)$$

نرخ جریان مولی زبست توده خواهد بود :

$$\dot{n}_{CHO} = \frac{\dot{m}_{biomass}}{M_{CHO}} \cdot 100 (\text{mole/second}) \quad (25-3)$$

پس از موازنه :

$$\alpha_1 = ZC$$

$$\alpha_2 = \frac{ZH + 2\omega}{2}$$

$$\alpha_3 = \frac{79}{21} \cdot \lambda$$

$$\gamma = \frac{2\alpha_1 + \alpha_2 - \omega - ZO}{2} \quad (26-3)$$

برای یافتن دمای شعله تعادل آنتالپی بین ورودی و خروجی محرق نوشته می شود :

$$\bar{h}_{CHO,16} + \omega \bar{h}_{H_2O,16} + \gamma \bar{h}_{O_2,17} + \frac{79}{21} \gamma \bar{h}_{N_2,17} = \alpha_1 \bar{h}_{CO_2,18} + \alpha_2 \bar{h}_{H_2O,18} + \frac{79}{21} \gamma \bar{h}_{N_2,18} \quad (27-3)$$

که

$$\bar{h}_{CHO,16} = ZC \cdot \bar{H}_{C_2O,16} + \frac{ZH}{2} \cdot \bar{h}_{H_2O,16,l} + HHV_{biomass} \cdot M_{CHO} \quad (28-3)$$

$$HHV_{biomass} = 338.3.ZC + 1443.(ZH - ZO/8) + 94.2.ZS \quad (29-3)$$

$$LHV_{biomass} = HHV_{biomass} - 226.04.ZH - 25.82.\omega$$

آنتالپی کل در حالت ۱۹ خواهد بود :

$$\dot{H}_{19} = \dot{m}_{CO_2,19} \cdot \bar{h}_{CO_2,19} + \dot{m}_{H_2O,19} \cdot \bar{h}_{H_2O,19} + \dot{m}_{N_2,19} \cdot \bar{h}_{N_2,19} \quad (23-3)$$

و در حالت ۲۰ :

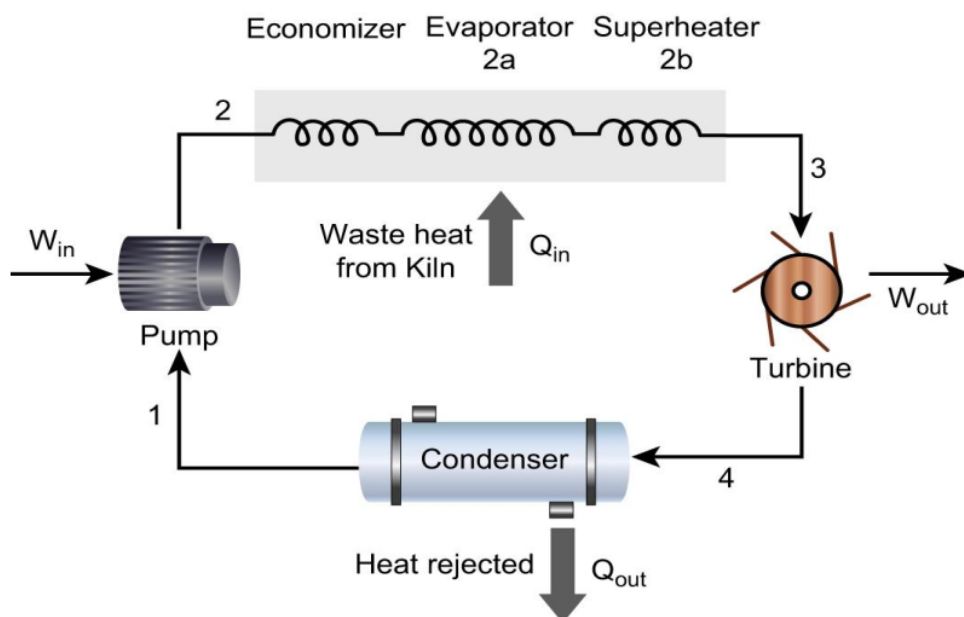
$$\dot{H}_{20} = \dot{m}_{CO_2,19} \cdot \bar{h}_{CO_2,20} + \dot{m}_{H_2O,19} \cdot \bar{h}_{H_2O,20} + \dot{m}_{N_2,19} \cdot \bar{h}_{N_2,20} \quad (24-3)$$

۴-۲-۳ بازیابی گرمایی

بازیابی گرمای اتلافی می تواند منجر به کاهش مصرف سوخت و اثر گلخانه ای شود. منابع انرژی جهان به سرعت در حال کاهش است و آلودگی محیط زیست به علت افزایش مصرف سوخت های فسیلی نگران کننده شده است.

مقدار زیادی از گرمای اتلافی صنایع مستقیماً وارد محیط می شود. این گرما را می توان به کار مفید تبدیل کرد. فرآیند تولید سیمان یکی از انرژی خواه ترین فرآیندهای صنعتی است. انرژی مورد نیاز جهت تولید ۱ تن سیمان بین ۳ تا ۵ گیگاژول است.

ژنراتور بازیاب گرما یک مبدل گرمایی است که از ۳ مبدل کوچکتر تشکیل شده است. از این سیستم می توان جهت بازیابی گرمای اتلافی در صنایع استفاده کرد.



شکل ۳-۶ سیکل ORC با بازیاب گرما

فصل ۴: شرح پژوهش و نتایج

۴-۱ بررسی تاثیر تغییرات فشار برای سیال عامل‌های گوناگون در بازده

در پژوهش حاضر از یک سیکل ارگانیک رانکین مشخص با شرایط کاملاً یکسان در هر ۴ منبع گرمایی انرژی خورشیدی، زمین گرمایی، زیست توده و بازیاب گرما استفاده شده است. هدف شناسایی بهترین سیال کاری برای هر یک از منابع گرما و در نهایت انتخاب بهترین سیال عامل در بهترین منبع گرمایی است.

شرایط ثابت فرض شده در سیکل ارگانیک رانکین مدنظر به صورت جدول ۴-۱ است.

جدول ۴-۱ شرایط مدل سازی ORC

ORC	
بازده ایزونتروپیک توربین ORC	۸۵٪
بازده ایزونتروپیک پمپ ORC	۸۵٪
فشار ورودی توربین پایه	متغیر
دمای محیط	۲۵ درجه سانتی گراد
فشار محیط	۱۰۰ کیلوپاسکال

۴-۱-۱ انرژی خورشیدی

پس از کدنویسی معادلات حاصل در فصل قبل برای انرژی خورشیدی که طی فرضیات ثابت برای سیکل ارگانیک و همچنین فرضیات جدول ۴-۵، برای محرک خورشیدی انجام گرفت، نمودار ۴-۱ بدست می‌آید؛ که در این حالت بیشترین بازده معادل ۷۴٪ برای R218 حاصل می‌شود.

فرضیات سیکل ORC :

ورودی توربین بخار اشباع است.

ورودی پمپ مایع اشباع است.

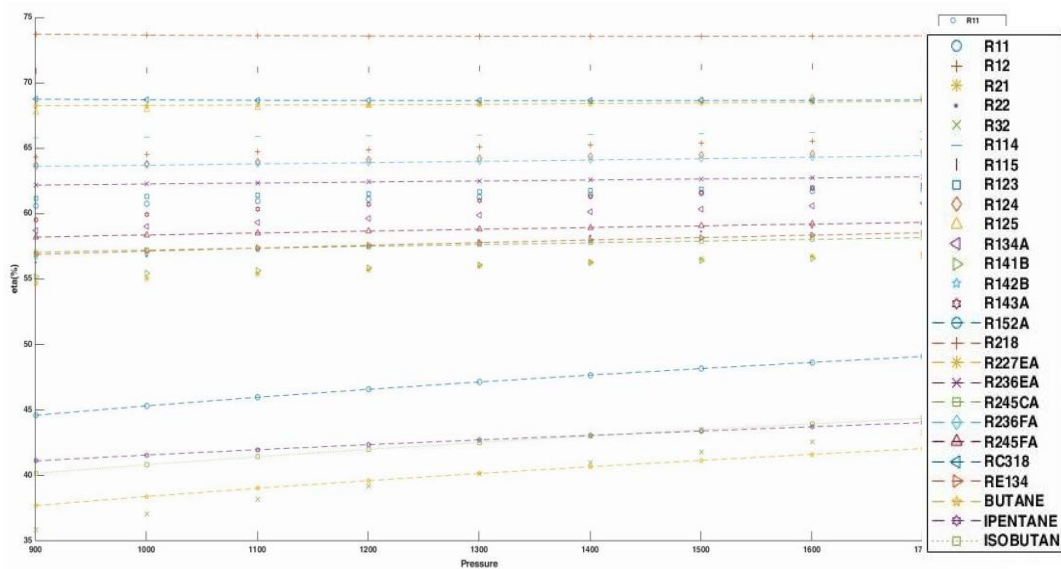
از افت فشار در لوله‌ها و مبدل‌های گرمایی صرف نظر شده است.

دمای کندانسور ۳۰ درجه سانتی گراد است.

سیال خنک کننده در دما و فشار محیط وارد کندانسور می‌شود.

جدول ۲-۴ شرایط مدل سازی سیکل خورشیدی

ORC+SOLAR	
سیال خورشیدی	THERMINOL
دبی جرمی سیال	۸۳ کیلوگرم بر ثانیه
فشار اواپراتور در بخش خورشیدی	۷۰۰۰ کیلو پاسکال
S(تابش خورشیدی جذب شده)	۵۰۰ وات بر مترمربع
دمای جاذب	۲۶۰ درجه سانتی گراد
(ε_r) ضریب جذب جاذب	۰.۹۲
(ε_g) ضریب جذب کاور شیشه ای	۰.۸۷
ضریب انتقال حرارت سیال	۱۳۵۰ ژول بر کیلوگرم کلوین
دمای سیال ورودی	دمای محیط
(ε_g) ضریب انتقال حرارت داخل لوله ها	۳۳۰ وات بر مترمربع کلوین
ضریب رسانش گرمایی سیال	۱۵
سرعت باد	۱۵ متر بر ثانیه
قطر بیرونی لوله های جاذب	۰.۰۵ متر
قطر کاور شیشه ای	۰.۰۹ متر
چگالی هوا	۱.۱۱ کیلوگرم بر مترمکعب
ضریب لزجت هوا	۰.۰۰۰۰۲۰۲ کیلوگرم بر مترثانیه
ضریب رسانش هوا	۰.۰۲۷۶ وات بر متر کلوین



شکل ۴-۱: نمودار تاثیر تغییرات فشار بر بازده کلی سیکل ORC و خورشیدی برای سیال های مختلف

۴-۱-۲ انرژی زمین گرمایی

پس از کدنویسی برای سیکل زمین گرمایی که طی فرضیات ثابت برای سیکل ارگانیک و همچنین

فرضیات جدول ۳-۴ برای محرک زمین گرمایی انجام گرفت، نمودار ۲-۴ حاصل میشود.

فرضیات سیکل ORC :

ورودی توربین بخار اشباع است.

ورودی پمپ مایع اشباع است.

از افت فشار در لوله ها و مبدل های گرمایی صرف نظر شده است.

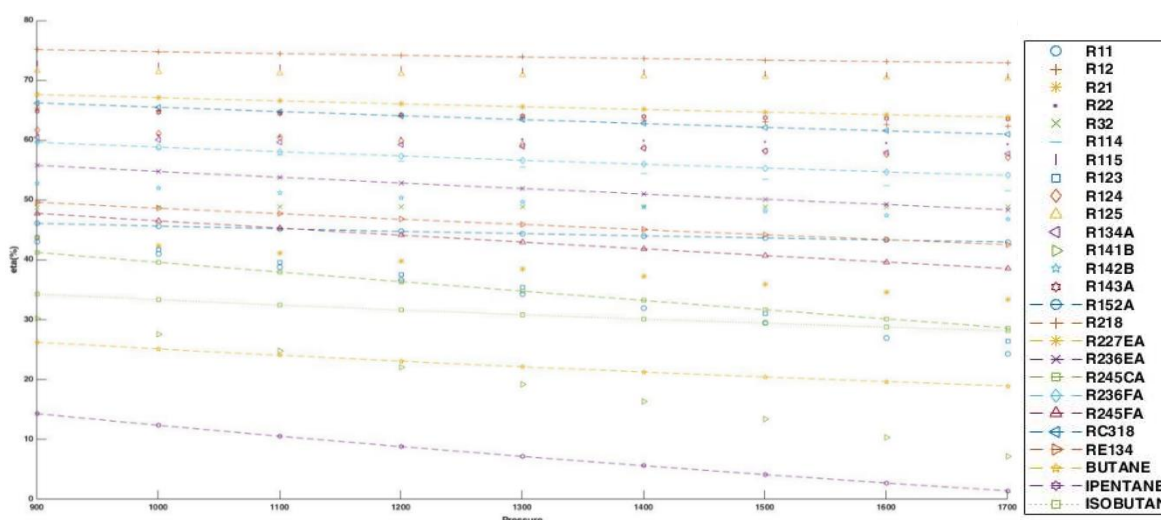
دمای کندانسور ۳۰ درجه سانتی گراد است.

سیال خنک کننده در دما و فشار محیط وارد کندانسور می شود.

جدول ۳-۴ شرایط مدل سازی سیکل زمین گرمایی

ORC+GEOTHERMAL	
آب	سیال زمین گرمایی
۸۳ کیلوگرم بر ثانیه	دبی جرمی سیال
۷۰۰۰ کیلوپاسکال	فشار اواپراتور در بخش زمین گرمایی
۱۷۵ درجه سانتی گراد	دمای سیال ورودی
۵ درجه سانتی گراد	اختلاف دمای پینچ مبدل گرمایی زمین گرمایی

از شکل ۲-۴ مشخص است که در این حالت بیشترین بازده معادل ۷۵٪ برای R218 حاصل می شود. همانگونه که مشاهده میشود در فشارهای کم دارای بیشترین بازده میباشد.



شکل ۲-۴ نمودار تاثیر تغییرات فشار بر بازده کلی سیکل ORC و زمین گرمایی برای سیال های مختلف

۳-۱-۴ انرژی زیست توده

پس از کدنویسی معادلات حاصل در فصل قبل برای زمین گرمایی که طی فرضیات ثابت برای سیکل ارگانیک و همچنین فرضیات جدول ۴-۴ برای محرک زیست توده انجام گرفت، نمودار ۳-۴ به دست می آید.

فرضیات سیکل ORC :

ورودی توربین بخار اشباع است.

ورودی پمپ مایع اشباع است.

از افت فشار در لوله ها و مبدل های گرمایی صرف نظر شده است.

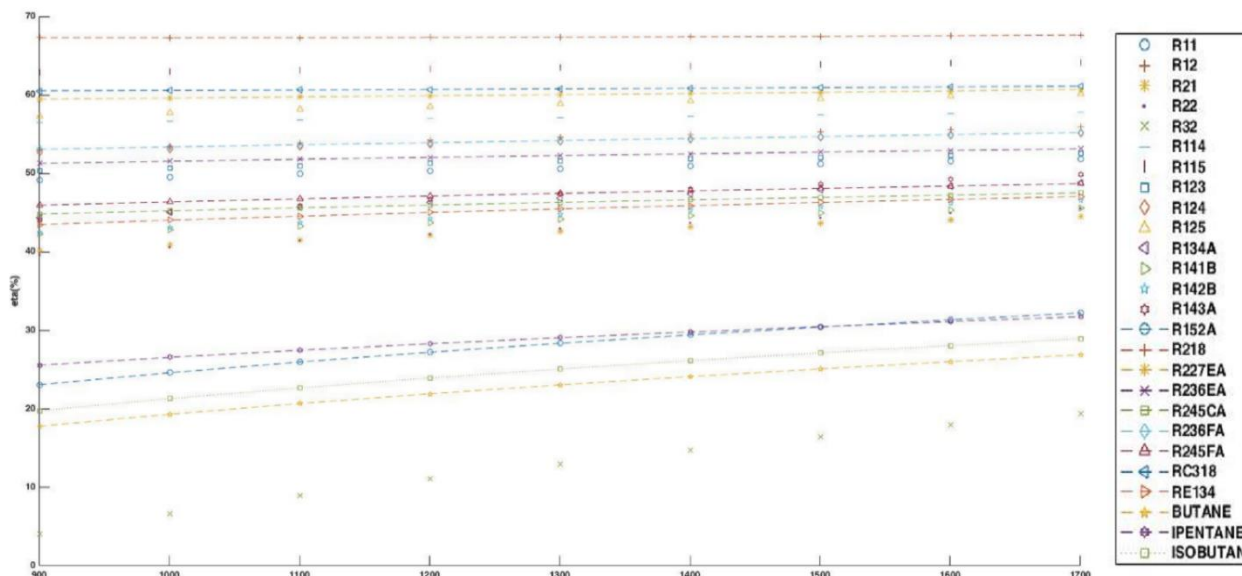
دمای کندانسور ۳۰ درجه سانتی گراد است.

سیال خنک کننده در دما و فشار محیط وارد کندانسور می شود.

آنتالپی استاندارد تشکیل در دما و فشار محیط محاسبه شده است.

جدول ۴-۴ شرایط مدل سازی سیکل زیست توده

ORC+BIOMASS	
سوخت زیست توده	خاک اره چوب کاج
سیال زیست توده	آب
دبی جرمی سیال	۸۳ کیلوگرم بر ثانیه
فشار اواپراتور در بخش زیست توده	۷۰۰۰ کیلوپاسکال
دمای سیال ورودی	۱۵۰ درجه سانتی گراد



شکل ۳-۴ نمودار تاثیر تغییرات فشار بر بازده کلی سیکل ORC و زیست توده برای سیال عامل‌های مختلف

از شکل ۳-۴ مشخص است که در این حالت بیشترین بازده برای R218 حاصل می شود. با توجه به گرمای کمتر در دسترس نسبت به سیکل زمین گرمایی و خورشیدی بازده در این نوع محرک کمتر است و باید توجه کرد که میزان بازده با افزایش فشار نیز در حال افزایش است.

۴-۱-۴ بازیابی حرارتی

طی فرضیات ثابت برای سیکل ارگانیک و همچنین فرضیات جدول ۵-۵ انجام گرفت، نمودار ۴-۴ به دست می آید.

فرضیات سیکل ORC:

ورودی توربین بخار اشباع است.

ورودی پمپ مایع اشباع است.

از افت فشار در لوله ها و مبدل های گرمایی صرف نظر شده است.

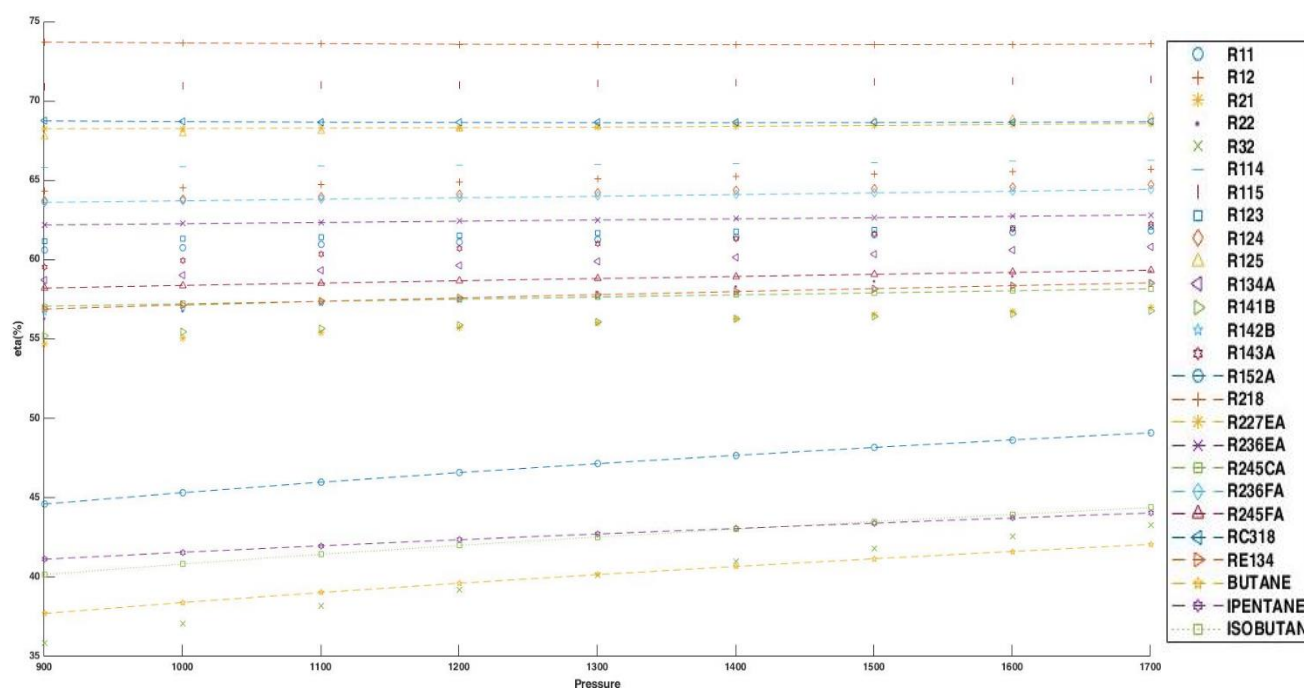
نرخ جرمی سیال کاری ۸۳ کیلوگرم بر ثانیه در نظر گرفته شده است.

دمای کندانسور ۳۰ درجه سانتی گراد است.

سیال خنک کننده در دما و فشار محیط وارد کندانسور می شود.

جدول ۴-۵ شرایط مدل سازی سیکل بازیاب

ORC+ HEAT RECOVERY	
دبی جرمی سیال	۸۳ کیلوگرم بر ثانیه
دمای سیال ورودی	۴۵۰ درجه سانتی گراد
فشار اواپراتور در بخش بازیاب	۷۰۰۰ کیلوپاسکال
سیال بازیاب	آب



شکل ۴-۴ نمودار تاثیر تغییرات فشار بر بازده کلی سیکل ORC و زیست توده برای سیال های مختلف

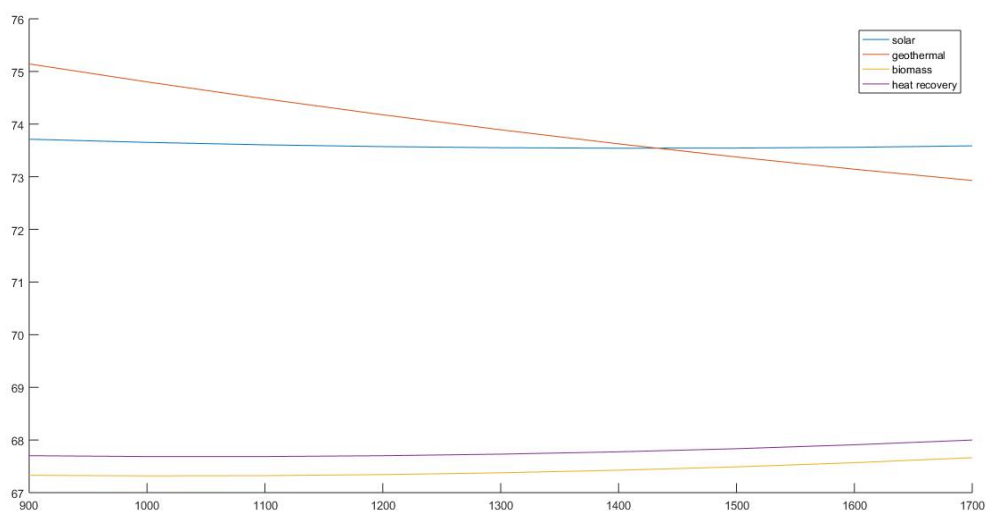
از شکل ۴-۴ مشخص است که در این حالت بیشترین بازده برای R218 حاصل می شود. با توجه به گرمای بیشتر در دسترس در این سیکل باید توجه کرد که به علت اینکه فشار بالا تر از فشار بحرانی است، تغییرات فشار تاثیری بر بازده ندارد.

از نمودارها می توان نتیجه گرفت:

- در اغلب سیال های عامل با افزایش فشار ورودی توربین، بازده افزایش می یابد که با توجه به بخار اشباع در نظر گرفتن این سیال و افزایش انرژی نهان سیال قابل توجیه است.
- با کاهش فشار بحرانی سیال بازده افزایش می یابد. در ضمن در فشارهای بالاتر از بحرانی، فشار بر بازده تاثیری ندارد که برای سیال های با فشار بحرانی کم نمودار نزدیک به افقی خواهد بود.
- سیال های دارای گرمای ویژه بالاتر توان بیشتر و در نتیجه بازده بالاتری ایجاد می کنند.
- سیالات خشک و ایزونتروپیک نسبت به سیالات تر بازده بالاتری ایجاد می کنند.
- سیال با بیشترین بازده در فشار مورد نظر بالاترین دمای ذوب را دارد.

۵-۱-۴ مقایسه چهار منبع برای بهترین سیال

همان طور که در شکل ۴-۵ مشخص است برای سیال R218 بیشترین بازده در فشارهای کم و متوسط در سیکل زمین گرمایی و در فشارهای بالا با سیکل خورشیدی به دست می آید.



شکل ۴-۵ مقایسه سیکل های مختلف برای بهترین سیال عامل برای بازده

۴-۲ بررسی تاثیر تغییرات فشار برای سیال عامل های گوناگون در کار خالص

شرایط ثابت فرض شده در سیکل ارگانیک رانکین مدنظر به صورت جدول ۴-۶ است.

جدول ۴-۶ شرایط مدل سازی ORC

ORC	
بازده ایزونتروپیک توربین ORC	۸۵٪
بازده ایزونتروپیک پمپ ORC	۸۵٪
فشار ورودی توربین پایه	متغیر
دمای محیط	۲۵ درجه سانتی گراد
فشار محیط	۱۰۰ کیلوپاسکال

۴-۲-۱ انرژی خورشیدی

فرضیات جدول ۴-۲ و هم چنین شرایط فرض شده در این تحلیل نیز مانند قبل می باشد. سیالات

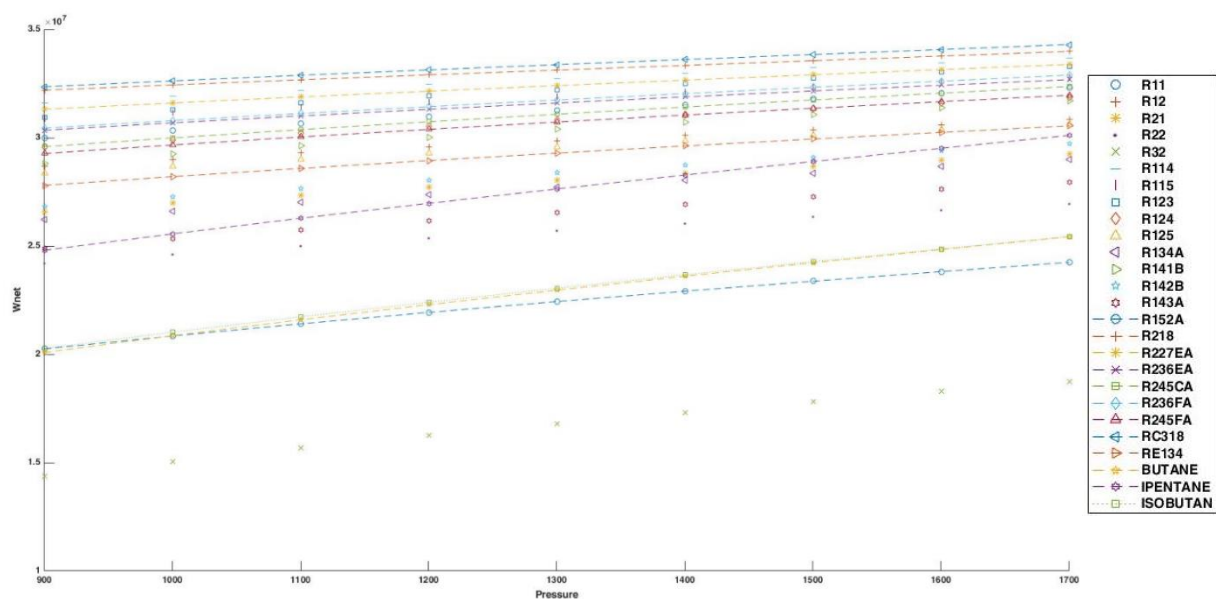
R114 , R218 , RC318 دارای بیشترین کار خالص خروجی می باشند. طبق شکل ۴-۶ و جدول ۴-۷

می توان چنین نتیجه گرفت :

- سیال عامل های با وزن مولی بالاتر در شرایط یکسان و با توجه به تغییرات مثبت فشار قادر به تولید کار بیشتر نسبت به سایر سیال ها باشند.
- سیال عامل های خشک و آیزنتروپیک نسبت به سیال های تر، میزان کار خالص بیشتری دارند.
- تغییرات آنتالپی برای سیال های برتر در توربین و پمپ نزدیک به هم می باشند.

جدول ۴-۷ خواص سیال عامل های برتر در کار خالص

سیال عامل	جرم مولی	دمای بحرانی	فشار بحرانی	دانسیته
RC318	۲۰۰/۰۳	۳۸۸/۳۸	۲/۷۷۷۵	۶۱۹/۹۷
R218	۱۸۸/۰۲	۳۴۵/۰۲	۲/۶۴	۶۲۷/۹۸
R114	۱۷۰/۹۲	۴۱۸/۸۳	۳/۲۵۷	۵۷۹/۹۷
R227ea	۱۷۰/۰۳	۳۷۴/۹	۲/۹۲۵	۵۹۴/۲۵
R123	۱۵۲/۹۳	۴۵۶/۸۳	۳/۶۶۱۸	۵۵۰



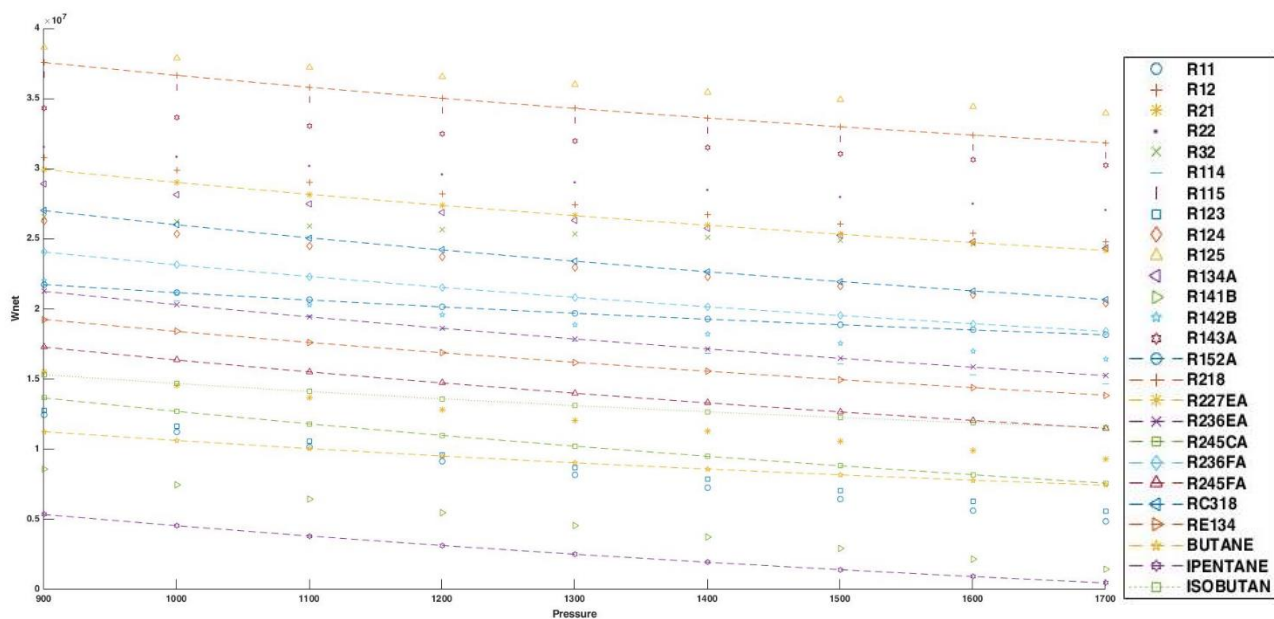
شکل ۴-۶ نمودار تاثیر تغییرات فشار بر کار خالص سیکل ORC و خورشیدی برای سیال های مختلف

۴-۲-۲ انرژی زمین گرمایی

فرضیات حاکم بر این سیکل طبق فرضیات زیر میباشد :

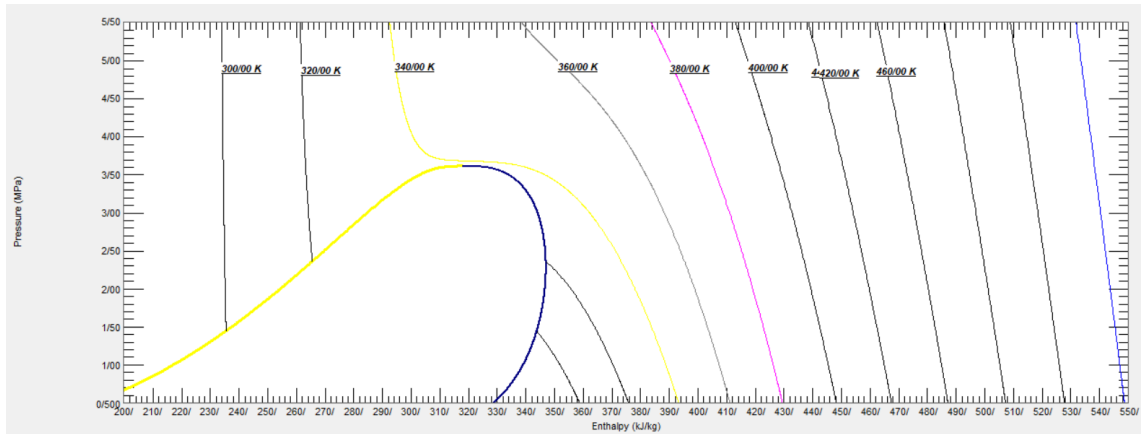
جدول ۴-۸ شرایط مدل سازی سیکل زمین گرمایی

ORC+GEOTHERMAL	
سیال زمین گرمایی	آب
دبی جرمی سیال	۸۳ کیلوگرم بر ثانیه
فشار اواپراتور در بخش زمین گرمایی	۷۰۰۰ کیلوپاسکال
دمای سیال ورودی	۱۷۵ درجه سانتی گراد
اختلاف دمای پینچ مبدل گرمایی زمین گرمایی	۵ درجه سانتی گراد



شکل ۴-۷ نمودار تاثیر تغییرات فشار بر کار خالص سیکل ORC و زمین گرمایی برای سیال‌های مختلف

با توجه به شکل فوق R22, R143A, R115, R218, R125 سیال‌هایی هستند که کار خالص بیشتری نسبت به بقیه سیال‌ها دارند. باید توجه کرد که سیال R125 دارای جرم مولوکلی کمتری نسبت به بقیه سیالات را دارد ولی با توجه به دمای عملیات و تغییرات فشار، تغییرات آنتالپی در پمپ کمتر و تغییرات آنتالپی در توربین برای این سیال بیشتر از سایر سیالات می‌باشد و به همین دلیل کار خالص بیشتری نسبت به بقیه سیالات را دارد.



شکل ۴-۸ نمودار فشار - آنتالپی برای سیال R125

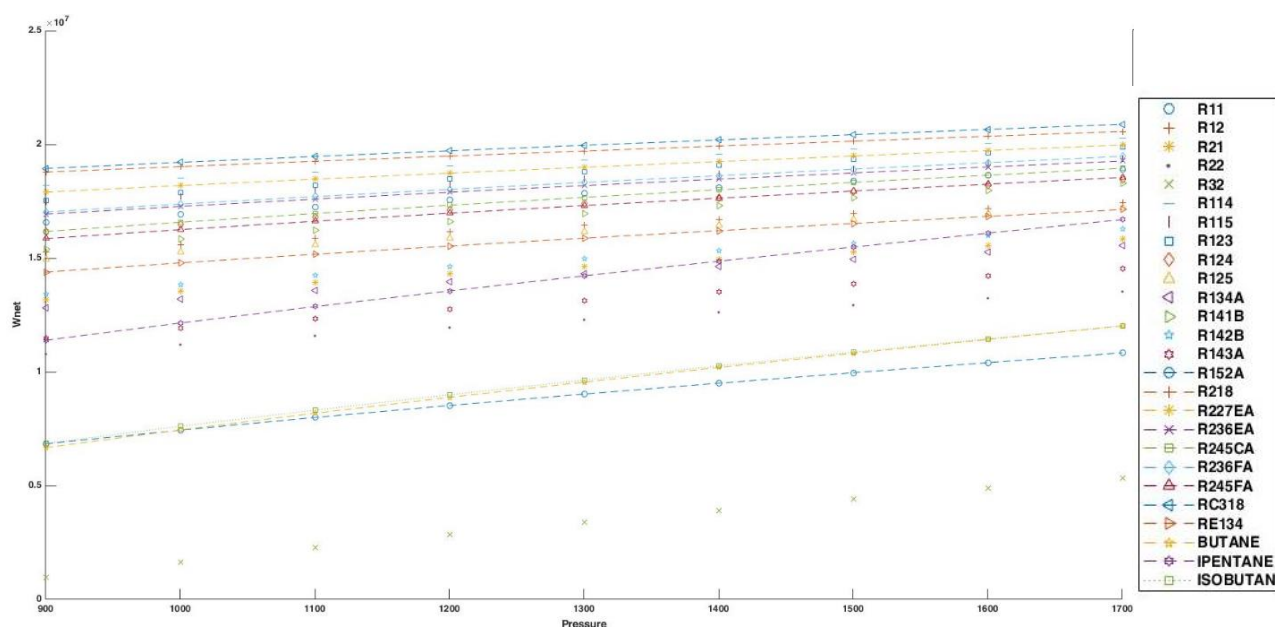
۴-۲-۳ انرژی زیست توده

جدول ۴-۹ شرایط مدل سازی سیکل زیست توده

ORC+BIOMASS	
سوخت زیست توده	خاک اره چوب کاج
سیال زیست توده	آب
دبی جرمی سیال	۸۳ کیلوگرم بر ثانیه
فشار اواپراتور در بخش زیست توده	۷۰۰۰ کیلوپاسکال
دمای سیال ورودی	۱۵۰ درجه سانتی گراد

سیالات R114 , R218 , RC318 دارای بیشترین کار خالص خروجی می باشند. طبق شکل ۴-۹ و جدول ۴-۹ می توان چنین نتیجه گرفت :

- سیال عامل های با وزن مولی بالاتر در شرایط یکسان و با توجه به تغییرات مثبت فشار قادر به تولید کار بیشتر نسبت به سایر سیال ها باشند.
- سیال عامل های خشک و آیزنتروپیک نسبت به سیال های تر، میزان کار خالص بیشتری دارند.
- با توجه به دمای سیال، نسبت به حالت خورشیدی میزان کار خالص کمتری تولید می کند.



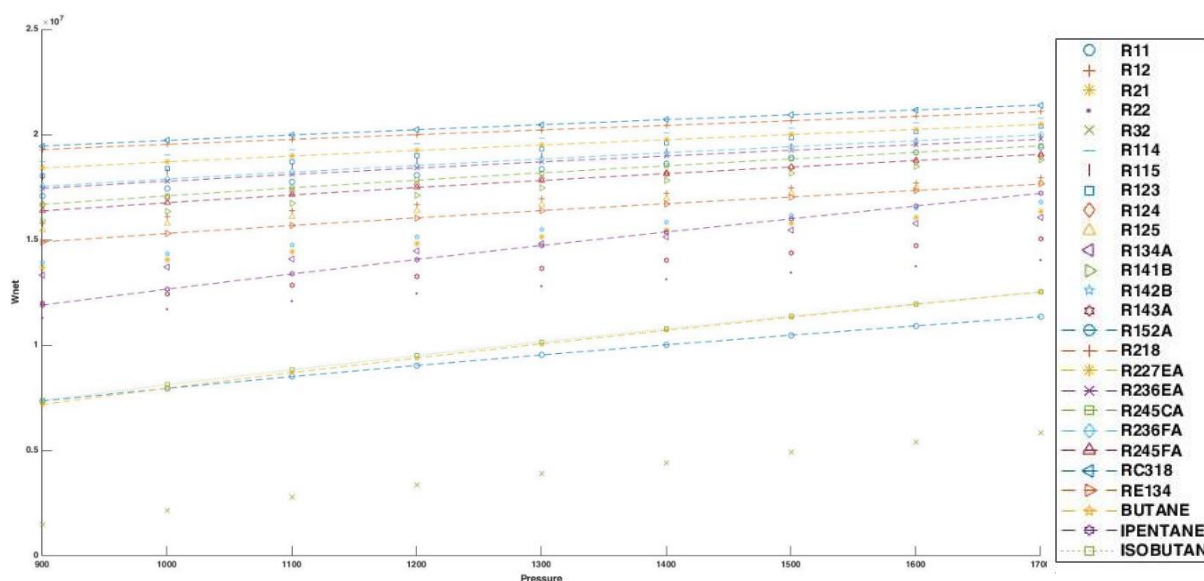
شکل ۴-۹ نمودار تاثیر تغییرات فشار بر کار خالص سیکل ORC و انرژی زیست توده برای سیال های مختلف

۴-۲-۴ بازیاب حرارتی

طی فرضیات ثابت برای سیکل ارگانیک و همچنین فرضیات جدول ۴-۱۰ انجام گرفت، نمودار شکل ۴-۱۰ به دست می آید.

جدول ۴-۱۰ شرایط مدل سازی سیکل بازیاب حرارت

ORC+ HEAT RECOVERY	
دبی جرمی سیال	۸۳ کیلوگرم بر ثانیه
دمای سیال ورودی	۴۵۰ درجه سانتی گراد
فشار اواپراتور در بخش بازیاب	۷۰۰۰ کیلوپاسکال
سیال بازیاب	آب



شکل ۴-۱۰ نمودار تاثیر تغییرات فشار بر کار خالص سیکل ORC و بازیاب حرارتی برای سیال های مختلف

سیالات R114 , R218 , RC318 دارای بیشترین کار خالص خروجی می باشند. طبق شکل ۴-۱۰ و

جدول ۴-۱۰ می توان چنین نتیجه گرفت :

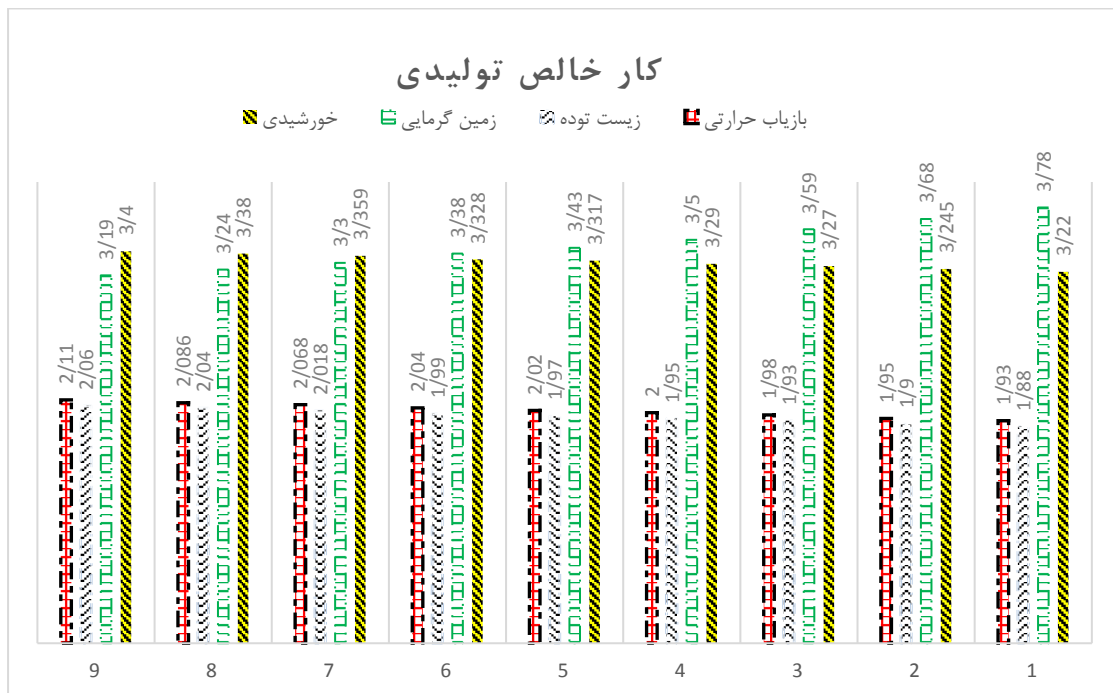
- سیال عامل های با وزن مولی بالاتر در شرایط یکسان و با توجه به تغییرات مثبت فشار قادر به تولید کار بیشتر نسبت به سایر سیال ها باشند.

- سیال عامل های خشک و آیزنتروپیک نسبت به سیال های تر، میزان کار خالص بیشتری دارند.

۵-۲-۴ مقایسه چهار منبع برای تولید کار خالص

با توجه به اینکه سیال R218 برای هر چهار منبع جز بهترین سیال عامل برای تولید کار خالص به شمار می آید و هم چنین دارای بیشترین بازده می باشد، بنابراین سیال R218 را برای تولید کار خالص در چهار منبع بررسی مینمائیم. همانگونه که ملاحظه میشود با توجه به شکل ۴-۱۱، محور افقی فشار و محور عمودی کار خالص تولیدی می باشد. با افزایش فشار از حالت ۱ به حالت ۹ انرژی خورشیدی و زمین گرمایی میزان کار خالص بیشتری را نسبت به دو منبع دیگر دارا می باشند. باید توجه کرد که کار خالص تولیدی انرژی زمین در فشارهای کم بیشتر از انرژی خورشیدی است و برای فشارهای بالا کار خالص

تولیدی انرژی خورشیدی بیشتر از انرژی زمین گرمایی است.

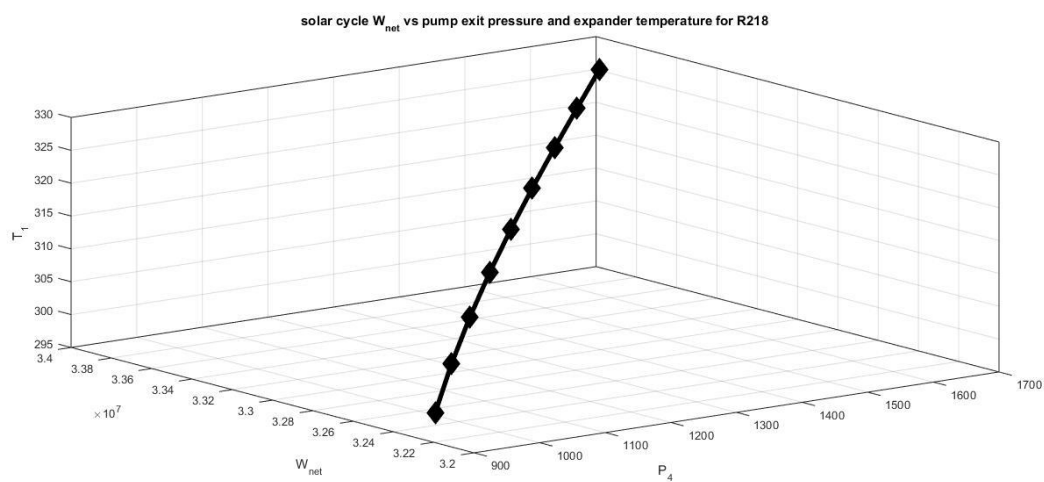


شکل ۴-۱۱ مقایسه سیکل های مختلف برای بهترین سیال عامل در تولید کار خالص

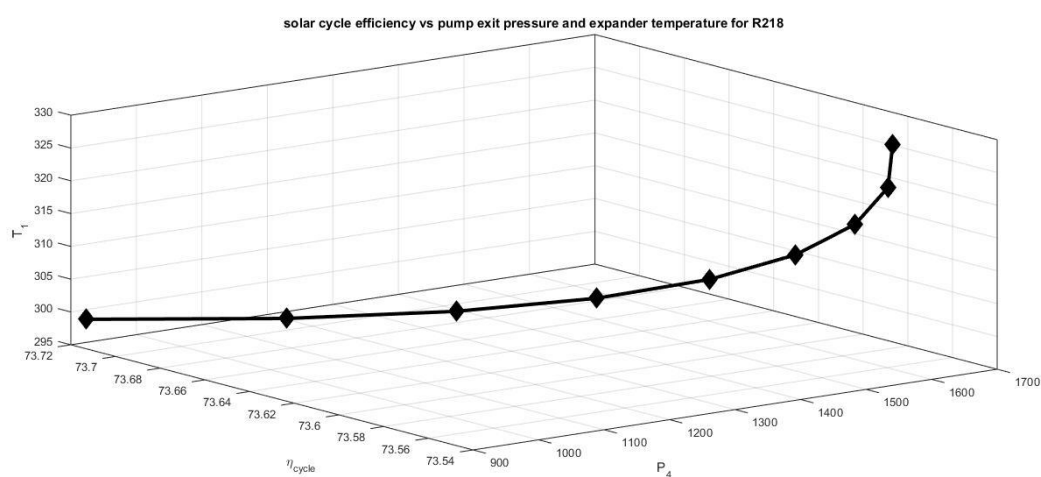
۳-۴ بررسی بهترین دما و فشار سیال R218 برای سیکل های مختلف

همانگونه که بیان شد سیال R218 به عنوان بهترین سیال از لحاظ بازده و تولید کار خالص برای منابع مختلف انتخاب شده است، که در بررسی های زیر علاوه بر تغییرات فشار به تغییرات دمایی این سیال برای منابع مختلف گرمایی می پردازیم و بازه دمایی مناسب برا هر منبع را با توجه به تغییرات فشار مورد مطالعه قرار می دهیم و نتایج حاصله را به صورت جدول در هر منبع بیان می کنیم. بررسی های مورد مطالعه برای منابع مختلف بصورت زیر می باشد :

۱-۳-۴ سیکل خورشیدی



(a)



(b)

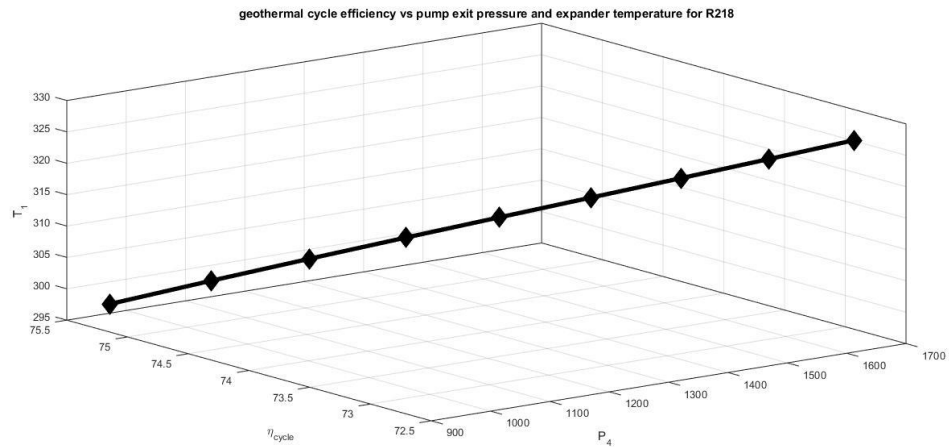
شکل ۴-۱۲ a (بازده سیال R218) ، شکل b (کار خالص خروجی سیال R218) برای انرژی خورشیدی

جدول ۴-۱۱ بیشترین مقادیر کار و بازده در دما و فشارهای مورد بررسی برای انرژی خورشیدی

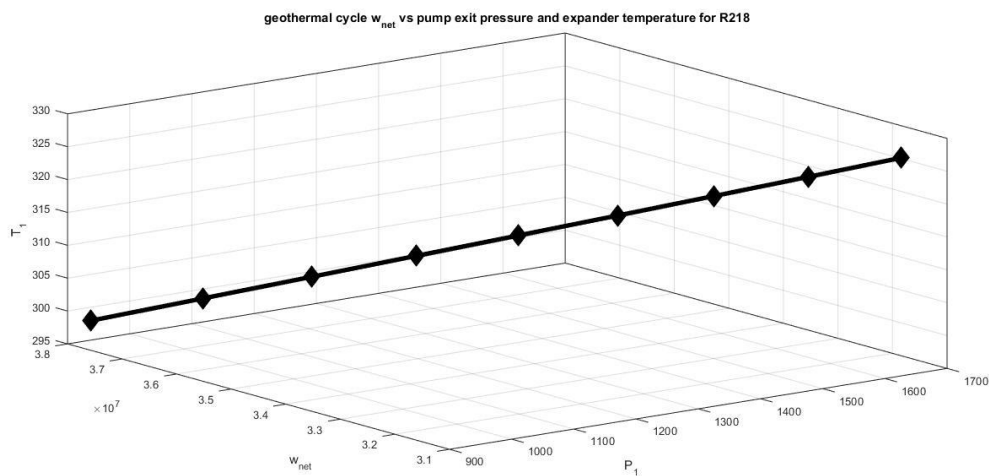
	مقدار	دما (K)	فشار (KPa)
بیشترین کار خالص خروجی ($\times 10^7$)	۳.۴	۳۲۵	۱۷۰۰
بیشترین بازده (/.)	۷۳.۷۲	۳۰۰	۹۰۰

در سیکل خورشیدی با توجه به افزایش فشار و دما مقدار کار خالص خروجی در حال افزایش است در حالی که میزان بازده در حال کاهش می باشد که انحراف بیش از حد از فشار بحرانی سیال موجب این امر شده است.

۲-۳-۴ سیکل زمین گرمایی



(a)



(b)

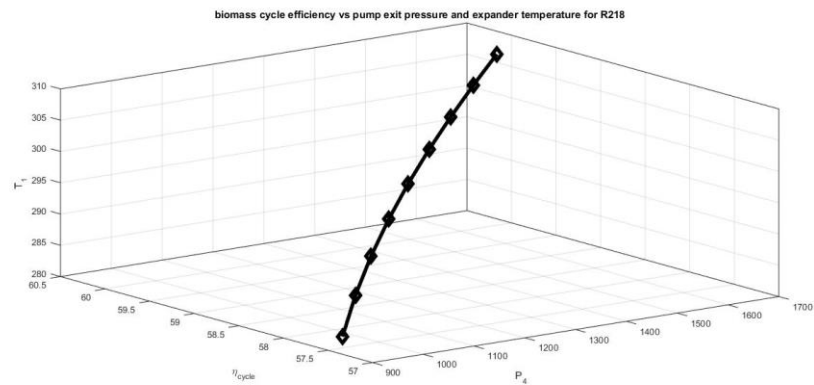
شکل ۴-۱۳ a شکل (بازده سیال R218) ، شکل b (کار خالص خروجی سیال R218) برای انرژی زمین گرمایی

جدول ۴-۱۲ بیشترین مقادیر کار و بازده در دما و فشارهای مورد بررسی برای انرژی زمین گرمایی

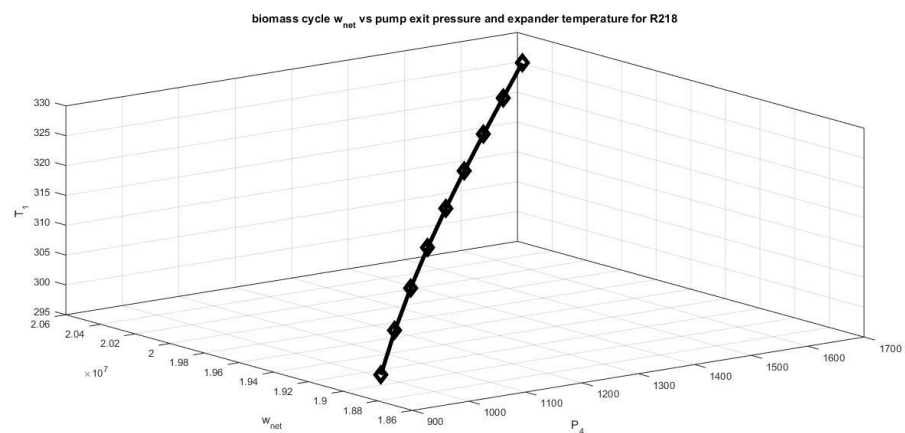
فشار (KPa)	دما (K)	مقدار	
۹۰۰	۳۰۰	۳.۴	بیشترین کار خالص خروجی (۱۰٪)
۹۰۰	۳۰۰	۷۵.۲	بیشترین بازده (٪)

در سیکل زمین گرمایی با توجه به دما و فشار مقادیر بیشترین کار خالص و بازده در نزدیکی دما و فشار بحرانی حاصل می شود و هرچه میزان انحراف از شرایط بحرانی بیشتر می شود، تاثیر منفی بر مقدار کار خالص و بازده را مشاهده مینمائیم.

۳-۳-۴ سیکل زیست توده



(a)



(b)

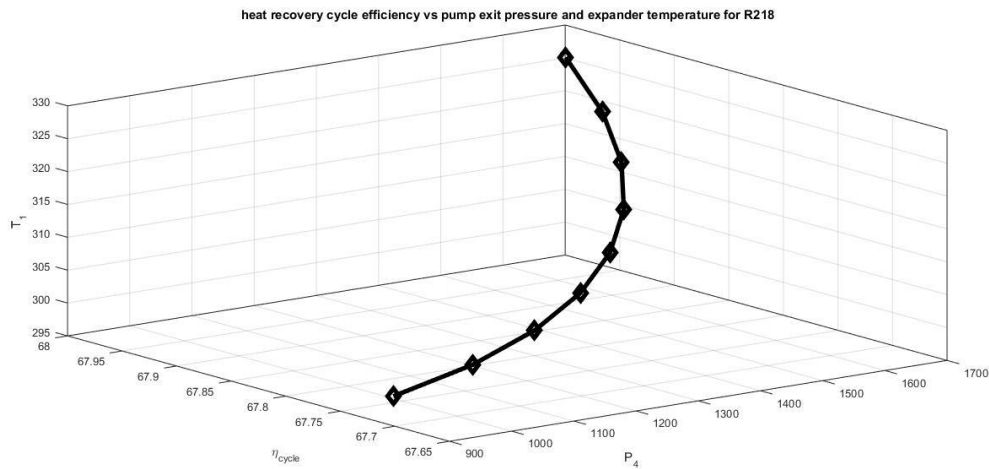
شکل ۴-۱۴ (a) بازده سیال R218 ، (b) کار خالص خروجی سیال R218 برای انرژی زیست توده

جدول ۴-۱۳ بیشترین مقادیر کار و بازده در دما و فشارهای مورد بررسی برای انرژی زیست توده

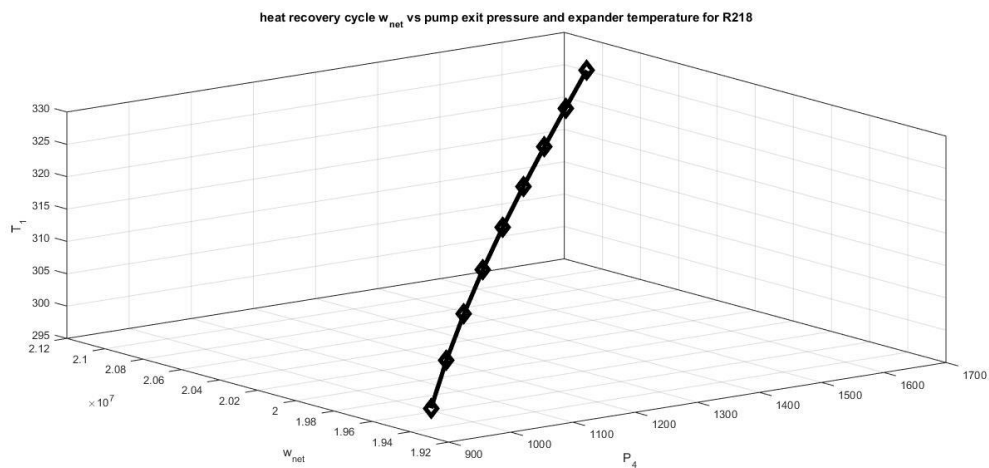
فشار (KPa)	دما (K)	مقدار	
۱۷۰۰	۳۲۵	۲.۰۶	بیشترین کار خالص خروجی (۱۰ ^۷ *)
۱۷۰۰	۳۰۷	۶۰.۱	بیشترین بازده (/.)

همانگونه که در شکل ۴-۱۴ مشاهده می شود، با افزایش دما و فشار مقادیر تولید کار خاص و بازده در حال افزایش است تا در بیشترین فشار یعنی ۱۷۰۰ کیلو پاسکال و در دماهای ۳۲۵ K و ۳۰۷ K به ترتیب به بیشترین مقادیر برای کار خالص و بازده سیکل می رسیم.

۴-۳-۴ سیکل بازیاب حرارتی



(a)



(b)

شکل ۴-۱۵ (a) بازده سیال R218 ، شکل b (کار خالص خروجی سیال R218) برای بازیاب حرارتی

جدول ۴-۱۴ بیشترین مقادیر کار و بازده در دما و فشارهای مورد بررسی برای بازیاب حرارتی

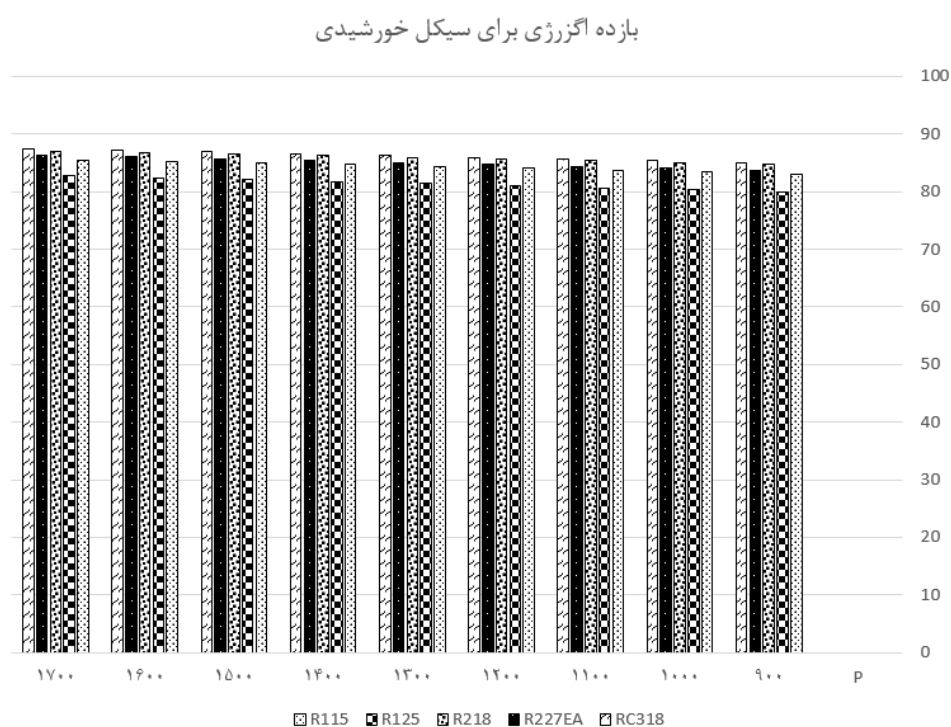
فشار (KPa)	دما (K)	مقدار	
۱۷۰۰	۳۲۵	۲.۱۱	بیشترین کار خالص خروجی (۱۰٪)
۱۷۰۰	۳۲۵	۶۸	بیشترین بازده (٪)

همانطور که در شکل ۴-۱۵ ملاحظه میشود، مقادیر کار خالص و بازده با افزایش دما و فشار دارای بیشترین مقادیر در طی سیکل می‌باشند که به موجب آن در دما و فشار یکسان این نتیجه حاصل می‌شود و با توجه به گرمای بیشتر در دسترس نسبت به سیکل زمین گرمایی و خورشیدی، به علت اینکه فشار بالاتر از فشار بحرانی است، تغییرات فشار تاثیری بر بازده ندارد.

۴-۴ بررسی تغییرات فشار بر بازده اگزرژی برای سیال ها در منابع مختلف

در این قسمت تغییرات فشار بر بازده اگزرژی را برای بهترین سیال ها از نظر بازدهی مورد بررسی قرار می دهیم تا بهترین سیال از لحاظ بازده اگزرژی را شناسایی کنیم.

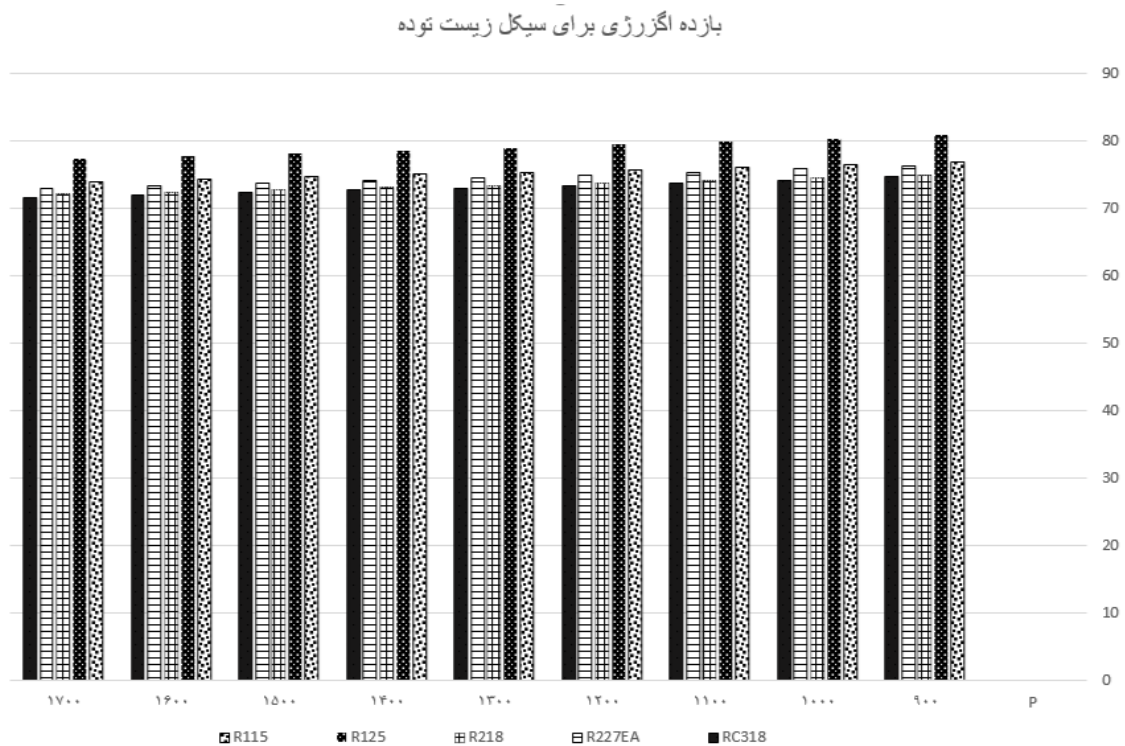
۴-۴-۱ بازده اگزرژی برای سیکل خورشیدی



شکل ۴-۱۶ بازده اگزرژی سیال های مختلف در سیکل خورشیدی

طبق شکل ۴-۱۶ همانگونه که ملاحظه شد در سیکل خورشیدی دو سیال R218 و RC318 دارای بیشترین بازده اگزرژی میباشند و علت این امر تولید کار خالص بیشتر این دو سیال در سیکل خورشیدی میباشد. با توجه به تغییرات فشار میزان تغییرات بازده اگزرژی در این دو سیال به مقدار ناچیزی در حال افزایش است که نشان میدهد در سیکل خورشیدی میزان تغییرات فشار بر بازده اگزرژی تاثیری حدود ۲.۴٪ بر بازده اگزرژی سیالات داشته است.

۲-۴-۴ بازده اگزرژی برای زیست توده



شکل ۴-۱۷ بازده اگزرژی سیال های مختلف در سیکل زیست توده

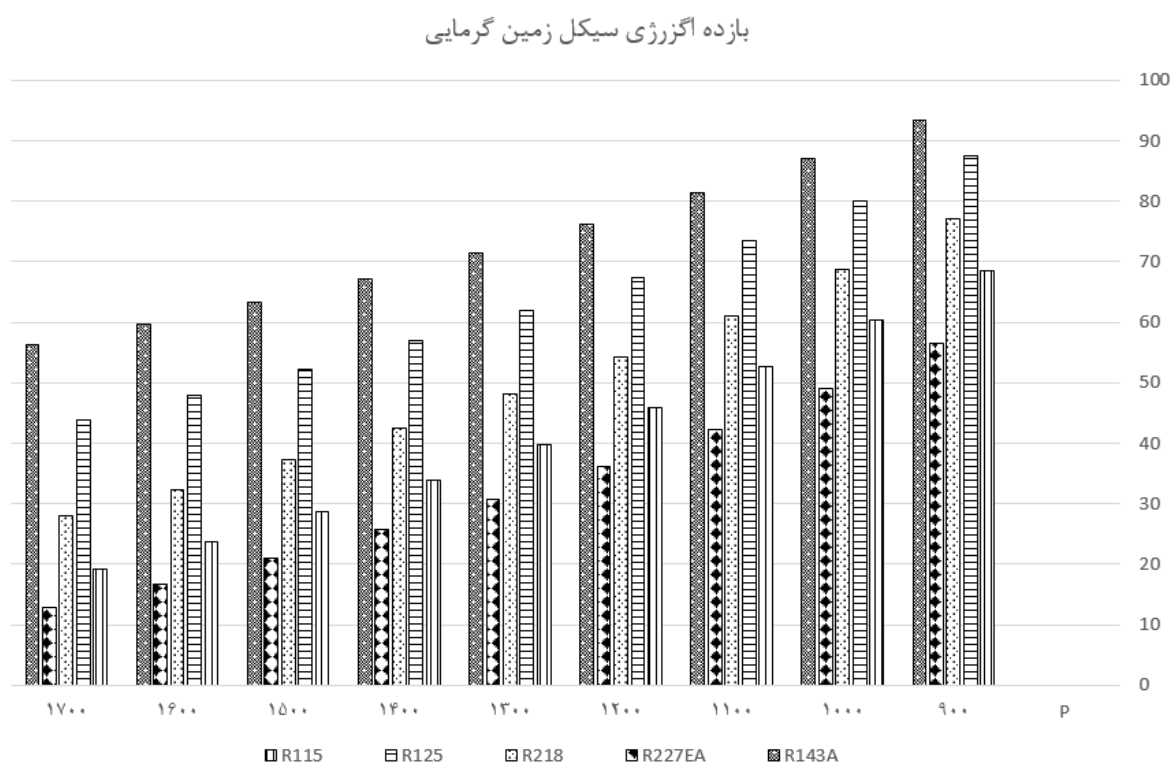
با توجه به شکل ۴-۱۷ مشاهده میشود که با تغییرات فشار در سیالات مختلف دو سیال R115 و R125

در سیکل دارای بیشترین مقادیر در بازده اگزرژی میباشند، که بیشترین بازده اگزرژی در فشار ۹۰۰

کیلو پاسکال برای دو سیال R115 و R125 به ترتیب ۸۰.۸۳٪ و ۷۶.۸۸٪ را شاهد هستیم. تغییرات

فشار باعث کاهش ۳.۱۲٪ در بازده اگزرژی می شود.

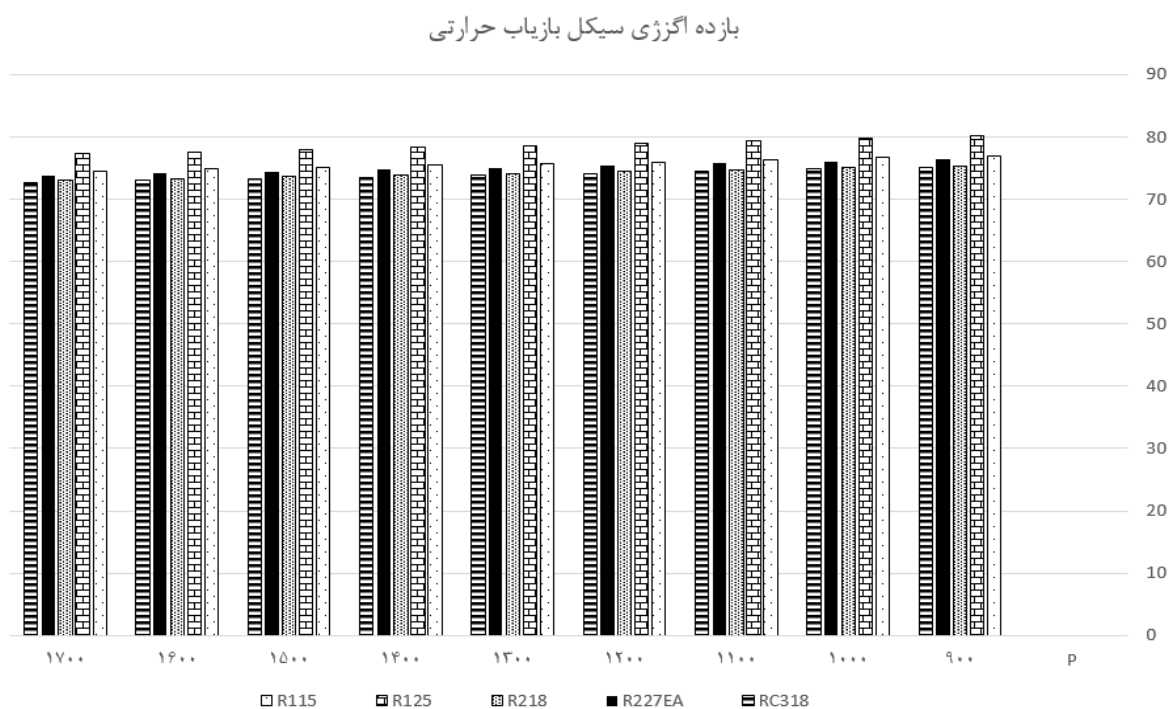
۳-۴-۴ بازده اگزرژی برای سیکل زمین گرمایی



شکل ۴-۱۸ بازده اگزرژی سیال های مختلف در سیکل زمین گرمایی

با توجه به شکل ۴-۱۸ می توان دریافت که با افزایش فشار در سیکل زمین گرمایی میزان بازده اگزرژی برای سیالات گوناگون در حال کاهش است. دو سیال عامل R125 و R143A در فشار ۹۰۰ کیلو پاسکال به ترتیب دارای بیشترین مقدار به اندازه های ۹۳.۵۱٪ و ۸۷.۴۵٪ هستند. این کاهش بازده اگزرژی در سیکل به علت کاهش کار خالص با افزایش فشار می باشد.

۴-۴-۴ بازده اگزرژی برای بازیاب حرارتی



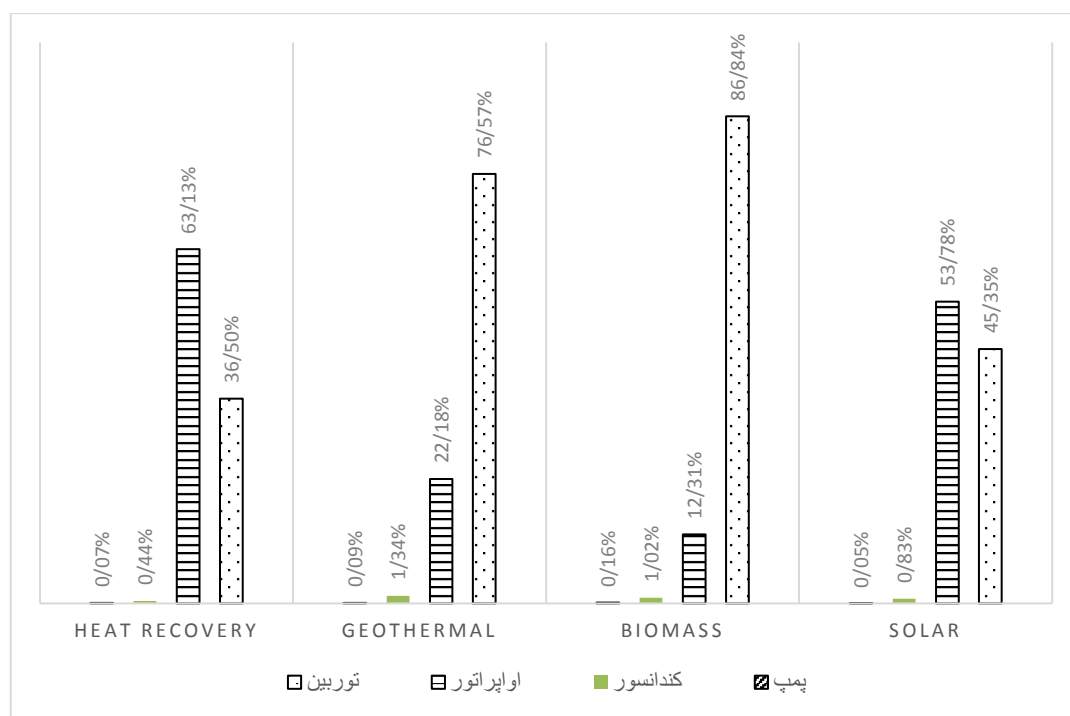
شکل ۴-۱۹ بازده اگزرژی سیال های مختلف در سیکل بازیاب حرارتی

همانگونه که در شکل فوق ۴-۱۹ ملاحظه می شود با افزایش فشار در بازده اگزرژی سیالات مختلف به مقدار حدود ۲.۵٪ کاهش داریم، که دو سیال R115 و R125 در فشار ۹۰۰ کیلو پاسکال به ترتیب دارای مقادیر ۷۷.۳۲٪ و ۷۴.۶٪ هستند که بیشترین مقادیر بازده اگزرژی می باشند.

۴-۵ تخریب انرژی برای سیکل های مختلف و سیال های گوناگون

همانگونه که در بخش قبل ملاحظه شد در برخی از سیکل ها بازده انرژی با افزایش فشار یا دما رو به کاهش بود که می توان گفت عامل آن میتواند تخریب انرژی در برخی از بخشها و اجزای اصلی سیکل باشد، در ادامه به بررسی تخریب انرژی اجزای تشکیل دهنده سیکل ها می پردازیم تا میزان تخریب انرژی در قطعات را بدست آوریم و مطابق اشکال زیر چنین داریم :

۴-۵-۱ تخریب انرژی برای سیال R115 در اجزای سیکل

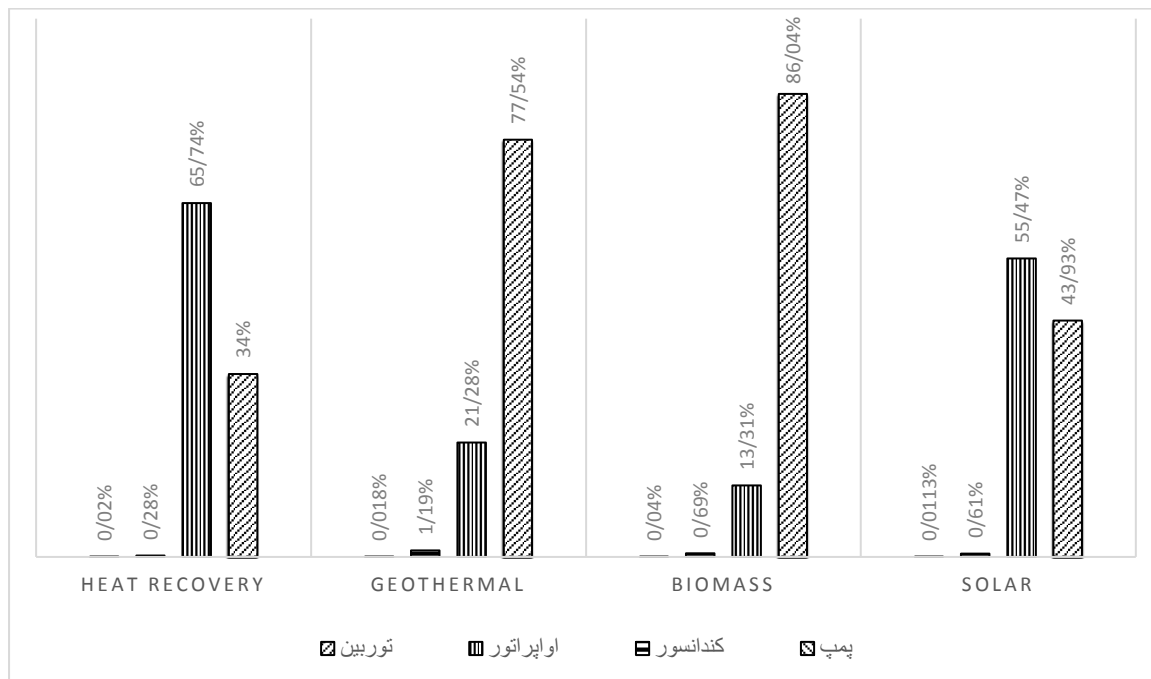


شکل ۴-۲۰ تخریب انرژی اجزای مختلف در منابع مختلف برای سیال R115

همانگونه که در شکل ۴-۲۰ مشاهده میشود، متوجه اتلاف انرژی در بخش های توربین و اوپراتور می شویم. اتلاف انرژی در سیکل های خورشیدی و بازیاب حرارت اتلافی در بخش اوپراتور به ترتیب ۵۳.۷۸٪ و ۶۳.۱۳٪ و برای سیکل های زمین گرمایی و زیست توده در بخش توربین به ترتیب ۷۶.۵۷٪ و ۸۶.۸۴٪ است. علت کاهش بازده انرژی در سیکل های زمین گرمایی و زیست توده کاهش کار توربین

می‌باشد.

۲-۵-۴ تخریب انرژی سیال R125 در اجزای سیکل



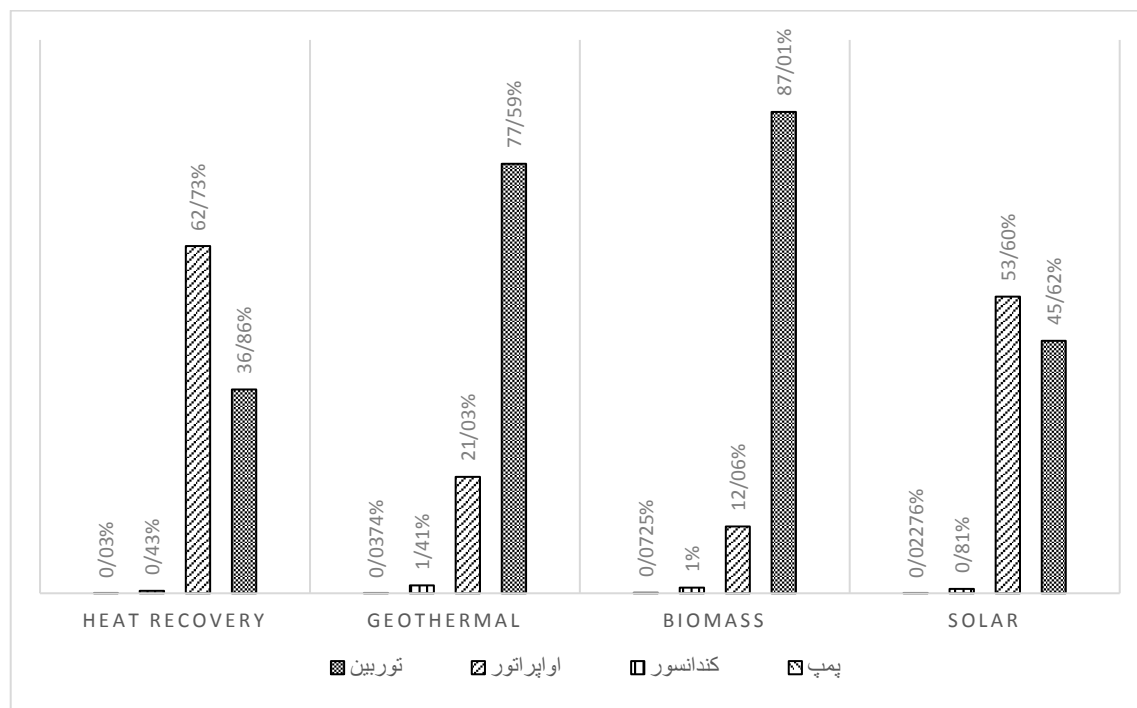
شکل ۴-۲۱ تخریب انرژی اجزای مختلف در منابع مختلف برای سیال R125

با توجه به شکل فوق ۴-۲۱ ملاحظه می‌شود، در توربین و اوپراتور بیشترین مقادیر تخریب انرژی رخ می‌دهد. در دو سیکل خورشیدی و بازیاب حرارت ائتلافی اوپراتور بیشترین میزان تخریب انرژی را به ترتیب با مقادیر ۵۵.۴۷٪ و ۶۵.۷۴٪ دارند و میزان تخریب انرژی در توربین در دو سیکل زمین گرمایی و زیست توده به ترتیب ۷۷.۵۴٪ و ۸۶.۰۴٪ می‌باشد. که میزان بازده انرژی در این دو سیکل با افزایش فشار رو به کاهش است. یا به عبارتی کار ورودی به پمپ در حال افزایش است ولی در بخش توربین این مقدار کار جبران نمی‌گردد و در نهایت میزان بازده انرژی که نسبت کار خروجی به کار ورودی می‌باشد با افزایش فشار روندی کاهشی را دنبال می‌کند.

باید توجه کرد که در دو سیکل دیگر، بخش اوپراتور قابل به دریافت کامل یا انتقال کامل حرارت نمی‌باشد و در توربین مقدار کمتری از تخریب انرژی را دارا می‌باشیم و با افزایش فشار که کار پمپ افزایش می‌یابد؛ توربین قادر به جبران میزان کار پمپ می‌باشد و بازده انرژی نیز در بازه‌ای کوچک تغییرات را دنبال

می‌کند.

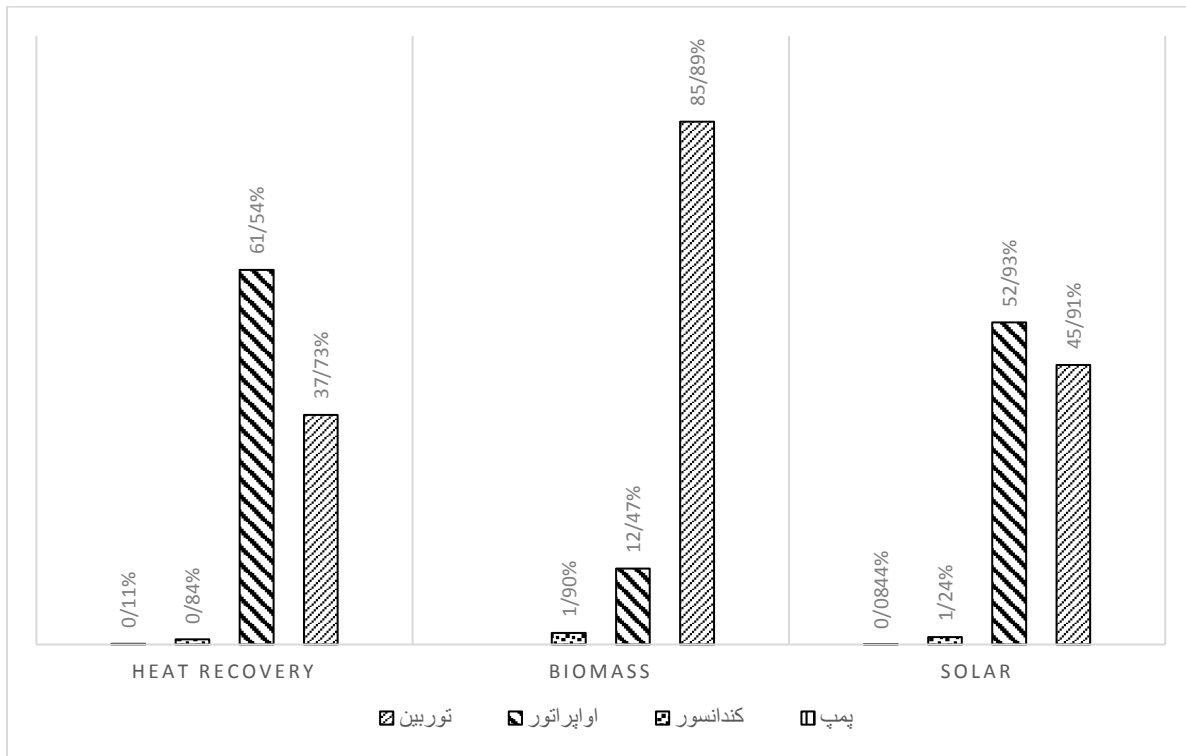
۳-۵-۴ تخریب اگزرژی سیال R218 در اجزای سیکل



شکل ۴-۲۲ تخریب اگزرژی اجزای مختلف در منابع مختلف برای سیال R218

در شکل ۴-۲۲ نیز مانند بخش های قبل بیشترین میزان تخریب اگزرژی در توربین و اوپراتور رخ می‌دهد و در دو سیکل خورشیدی و بازیاب حرارت اتلافی میزان تخریب اگزرژی در اوپراتور رخ می‌دهد که به ترتیب مقادیر آنها ۵۳.۶۰٪ و ۶۲.۷۳٪ می‌باشد. برای دو سیکل زمین گرمایی و زیست توده میزان بیشتر تخریب اگزرژی در بخش اوپراتور رخ می‌دهد که مقادیر آنها به ترتیب ۷۷.۵۹٪ و ۸۷.۰۱٪ می‌باشد.

۴-۵-۴ تخریب انرژی سیال RC318 در اجزای سیکل



شکل ۴-۲۳ تخریب انرژی اجزای مختلف در منابع مختلف برای سیال RC318

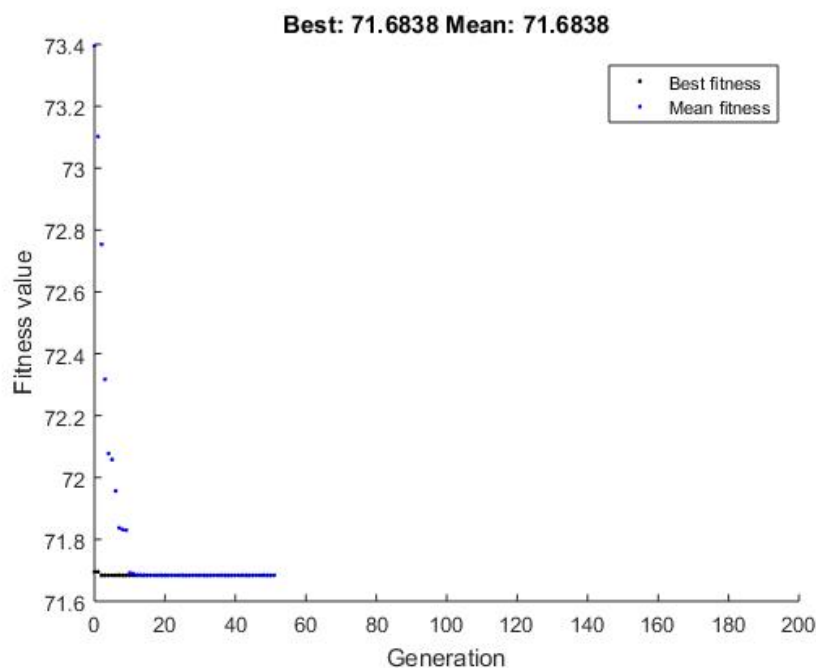
توجه به شکل فوق ۴-۲۳، میزان تخریب انرژی برای دو سیکل بازیاب حرارتی و خورشیدی در بخش اوپراتور بیشترین مقادیر به ترتیب ۶۱.۵۴٪ و ۵۲.۹۳٪ می‌باشند و برای سیکل زیست توده میزان تخریب انرژی در بخش توربین به مقدار ۸۵.۸۹٪ می‌باشد. از آنجایی که سیال RC318 در سه سیکل فوق دارای بیشترین بازده انرژی بوده و تنها در سیکل زمین گرمایی سیال R143A دارای بیشترین بازده انرژی بوده از آوردن آن در لیست سیال‌ها صرف‌نظر شده است.

۴-۶ بهینه سازی

با توجه به اینکه برای سیالهای مختلف و سیکل های خورشیدی، زمین گرمایی، زیست توده و بازیافت حرارتی سیال R218 دارای بیشترین مقدار در بازده سیکل میباشد، بهینه سازی برای سیال R218 در سیکل های مختلف را توسط الگوریتم ژنتیک انجام میدهیم. تابع هدف میزان بازدهی و متغیرها فشار خروجی از پمپ و دمای ورودی به توربین میباشد که با توجه به شرایط مرزی در نظر گرفته شده هر سیکل را بصورت زیر مورد بررسی قرار می دهیم :

۴-۶-۱ بهینه سازی سیکل خورشیدی

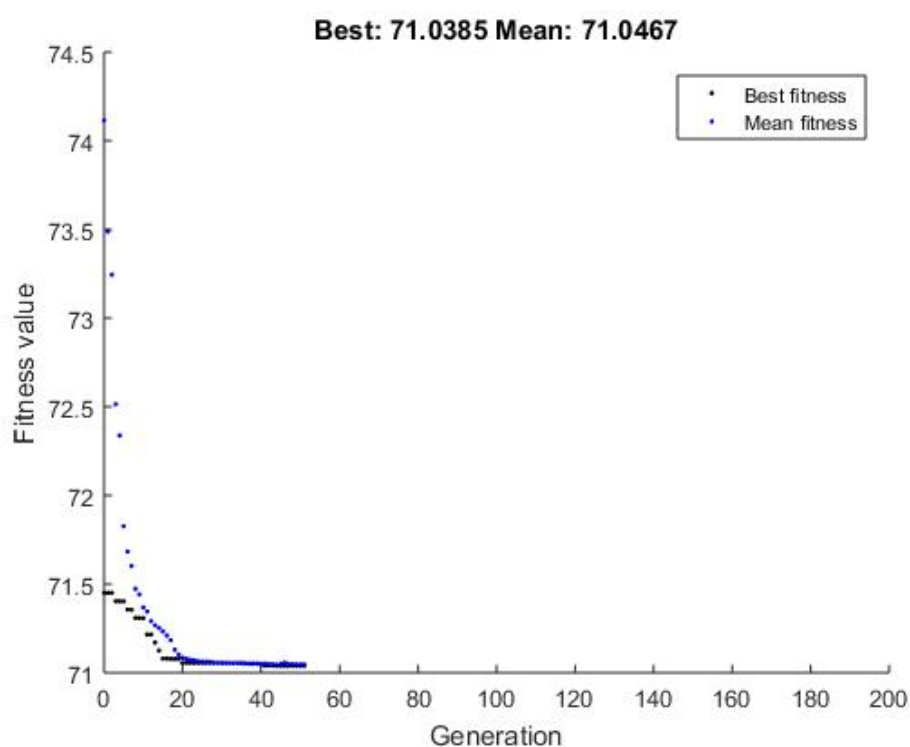
در سیکل ارگانیک رانکین ترکیبی با انرژی خورشیدی، شرایط مرزی در بهینه سازی کمترین میزان در شرایط مرزی برای فشار ۹۰۰ کیلو پاسکال و برای دما ۲۸۳.۱۵ K و بیشترین میزان فشار ۱۷۰۰ کیلو پاسکال و دما ۳۲۳.۱۵ K در نظر گرفته شده است. با توجه به شکل ۴-۲۴ میتوان چنین دریافت بهینه ترین حالت ممکن در این سیکل از نظر بازده نقطه ۷۱.۶۸۳۸٪ میباشد.



شکل ۴-۲۴ بهینه سازی سیکل خورشیدی برای سیال R218

۲-۶-۴ بهینه سازی برای سیکل زمین گرمایی

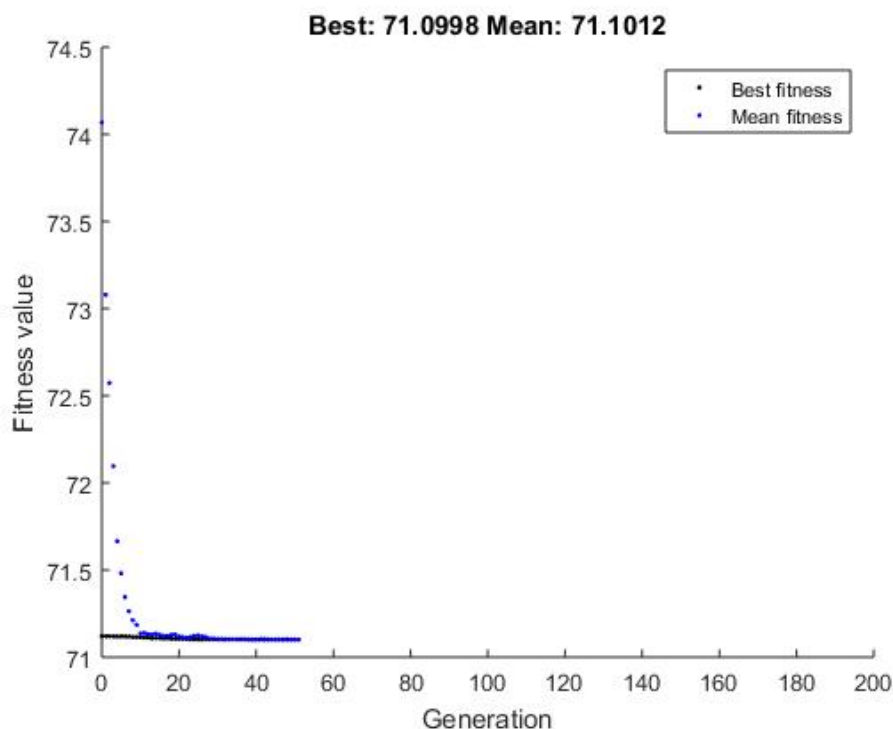
در سیکل ارگانیک رانکین ترکیبی با انرژی زمین گرمایی، شرایط مرزی در بهینه سازی کمترین میزان در شرایط مرزی برای فشار ۹۰۰ کیلو پاسکال و برای دما ۲۸۳.۱۵ K و بیشترین میزان فشار ۱۷۰۰ کیلو پاسکال و دما ۳۲۳.۱۵ K در نظر گرفته شده است. با توجه به شکل ۴-۲۵ میتوان چنین دریافت بهینه ترین حالت ممکن در این سیکل از نظر بازده نقطه ۷۱.۰۳۸۵٪ میباشد.



شکل ۴-۲۵ بهینه سازی سیکل زمین گرمایی برای سیال R218

۳-۶-۴ بهینه سازی برای سیکل زیست توده

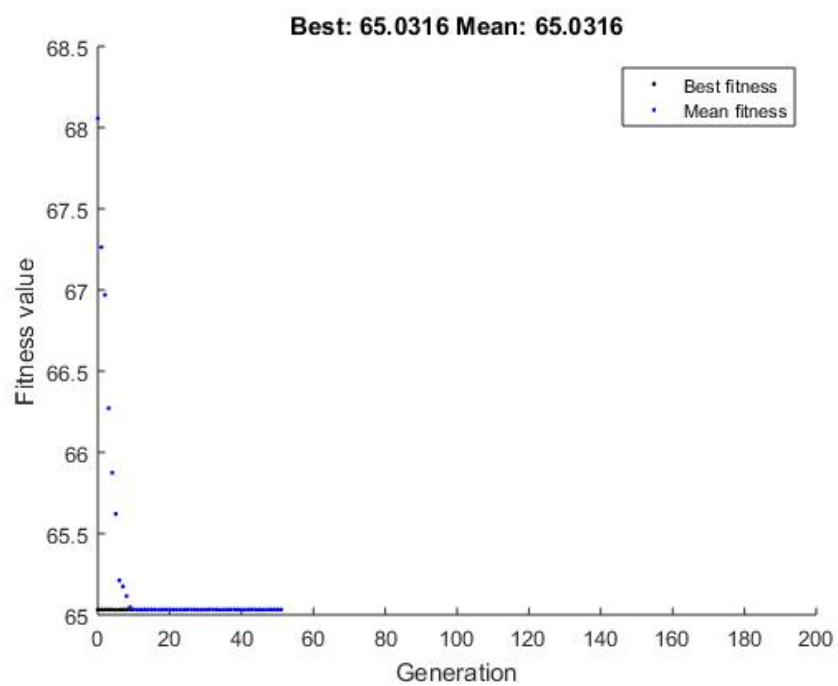
در سیکل ارگانیک رانکین ترکیبی با انرژی زیست توده، شرایط مرزی در بهینه سازی کمترین میزان در شرایط مرزی برای فشار ۹۰۰ کیلو پاسکال و برای دما ۲۸۳.۱۵ K و بیشترین میزان فشار ۱۷۰۰ کیلو پاسکال و دما ۳۲۳.۱۵ K در نظر گرفته شده است. با توجه به شکل ۴-۲۶ میتوان چنین دریافت بهینه ترین حالت ممکن در این سیکل از نظر بازده نقطه ۷۱.۰۹۹۸٪ میباشد.



شکل ۴-۲۶ بهینه سازی سیکل زیست توده برای سیال R218

۴-۶-۴ بهینه سازی سیکل بازیاب حرارت

در سیکل ارگانیک رانکین ترکیبی با انرژی بازیاب حرارتی، شرایط مرزی در بهینه سازی کمترین میزان در شرایط مرزی برای فشار ۹۰۰ کیلو پاسکال و برای دما ۲۸۳.۱۵ K و بیشترین میزان فشار ۱۷۰۰ کیلو پاسکال و دما ۳۲۳.۱۵ K در نظر گرفته شده است. با توجه به شکل ۴-۲۷ میتوان چنین دریافت بهینه ترین حالت ممکن در این سیکل از نظر بازده نقطه ۶۵.۰۳۱۶٪ میباشد.



شکل ۴-۲۷ بهینه سازی سیکل بازیاب حرارت برای سیال R218

فصل ۵: جمع بندی نتایج و پیشنهادات

۵-۱ جمع بندی نتایج

در بین ۵۰ سیال عامل جهت استفاده در سیکل‌های مختلف برای راه اندازی سیکل ارگانیک رانکین با توجه به مباحث بیان شده در موارد بازده سیکل، کارتولید خالص، بازده اگزرژی و تخریب اگزرژی موفق به شناختن ۵ سیال عامل مناسب شده ایم و با توجه به اینکه بازده سیکل بیشتر مورد توجه می‌باشد، بهینه سازی را برای تابع هدف بازده بر حسب متغیرهای فشار و دما مورد مطالعه قرار دادیم، که سیال R218 برای سیکل‌های خورشیدی، زمین گرمایی، زیست توده و بازیاب حرارتی به ترتیب دارای بازده به مقادیر ۷۱.۶۸۳۸٪، ۷۱.۰۳۸۵٪، ۷۱.۰۹۹۸٪ و ۶۵.۰۳۱۶٪ می‌باشند.

۵-۲ پیشنهادات

با توجه به اینکه هدف اصلی سیکل ارگانیک رانکین بهره وری از منابع انرژی با دمای پایین است باید در بخش طراحی مبدل‌های حرارتی توجه ویژه ای کرد و هم چنین با توجه به نتایج حاصله از بخش تخریب اگزرژی همانطور که مطالعه شد در قسمت‌های اساسی سیکل ارگانیک رانکین تخریب اگزرژی با مقادیر زیاد را مشاهده نمودیم، که باید توجه ویژه ای به این میزان از تخریب اگزرژی در بخش‌های توربین و اواپراتور نمود. با بررسی پره های توربین و یا نوع مبدل انتقال حرارت در بخش اواپراتور می‌توان تا حدودی از این میزان تخریبات اگزرژی در سیکل ارگانیک رانکین جلوگیری نمود و در راستای بهره وری بیشتر از این سیکل قدمی مفید برداشت.

- [1] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, I. ENERGY TECHNOLOG PERSPECTIVES ETP 2014, HA RNESSING ELECTRICITY'S POTENTIA.
- [2] ARMAROLI, N. AND V. BALZANI, 2007, "THE FUTURE OF ENERGY SUPPLY: CHALLENGES AND OPPORTUNITIES." J. OF. ANGEWANDTE CHEMIE INTERNATIONAL EDITION, 46(1-2): p. 52-66.
- [3] HÜSEYİN YAGL, YILDIZ KOÇ, ALI KOÇ, ADNAN GORGÜLÜ, AHMET TANDIROGLU. (2016), "PARAMETRIC OPTIMIZATION AND EXERGETIC ANALYSIS COMPARISON OF SUBCRITICAL AND SUPERCRITICAL ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC) FOR BIOGAS FUELLED COMBINED HEAT AND POWER (CHP) ENGINE EXHAUST GAS WASTE HEAT" J. OF. ENERGY 111. 923-932
- [4] [HTTPS://WWW.POWERMAG.COM/EIA-RENEWABLES-WILL-ACCOUNT-FOR-HALF-OF-GLOBAL-POWER-GENERATION-BY-2050/](https://www.powermag.com/eia-renewables-will-account-for-half-of-global-power-generation-by-2050/).SOURCE: U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION, INTERNATIONAL ENERGY OUTLOOK 2019
- [5] MAHMOUDI, M. FAZLI, M.R. MORAD. (2018) "A RECENT REVIEW OF WASTE HEAT RECOVERY BY ORGANIC RANKINE CYCLE" J. OF. THERMAL ENGINEERING
- [6] NGUYEN, T., J. SLAWNWHITE, AND K.G. BOULAMA,2010, "POWER GENERATION FROM RESIDUAL INDUSTRIAL HEAT" J. OF. ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT. 51(11).
- [7] WANG EH, ZHANG HG, FAN BY, OUYANG MG, ZHAO Y, MU QH.2011. "STUDY OF WORKING FLUID SELECTION OF ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC) FOR ENGINE WASTE HEAT RECOVERY". J. OF. ENERGY;36(5):3406–18.
- [8] WANG W, WU Y-T, MA C-F, LIU L-D, YU J.2011. "PRELIMINARY EXPERIMENTAL STUDY OF SINGLE SCREW EXPANDER PROTOTYPE". J. OF. THERM ENG;31(17–18):3684–8.
- [9] BAO J, ZHAO L.2013, "A REVIEW OF WORKING FLUID AND EXPANDER

SELECTIONS FOR ORGANIC RANKINE CYCLE.” RENEW SUSTAIN ENERGY REV 2013; 24:325–42.

[10] LARJOLA J. 1995, “ELECTRICITY FROM INDUSTRIAL WASTE HEAT USING HIGH-SPEED ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC).” J. OF. INT J PROD ECON;41(1–3):227–35.

[11] INVERNIZZI C, IORA P, SILVA P. 2007, “BOTTOMING MICRO-RANKINE CYCLES FOR MICRO-GAS TURBINES.” APPL THERM ENG;27(1):100–10.

[12] KIYARASH RAHBAR, SAAD MAHMOUD A, RAYA K. AL-DADAH A, NIMA MOAZAMI A, SEYED A. MIRHADIZADEH. 2017,” REVIEW OF ORGANIC RANKINE CYCLE FOR SMALL-SCALE APPLICATIONS”. J. OF. ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT 134, 135–155.

[13] HUNG T-C. 2001, “WASTE HEAT RECOVERY OF ORGANIC RANKINE CYCLE USING DRY FLUIDS.” J. OF. ENERGY CONVERS MANAGE;42(5):539–53.

[14] SALEH B, KOGLBAUER G, WENDLAND M, FISCHER J. 2007, “WORKING FLUIDS FOR LOWTEMPERATURE ORGANIC RANKINE CYCLES.” J. of. ENERGY;32(7):1210–21.

[15] DRESCHER U, BRÜGGEMANN D. 2007, “FLUID SELECTION FOR THE ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC) IN BIOMASS POWER AND HEAT PLANTS.” APPL THERM ENG;27(1):223–8.

[16] TCHANKE BF, PAPADAKIS G, LAMBRINOS G, FRANGOUDAKIS A. 2009, “FLUID SELECTION FOR A LOW-TEMPERATURE SOLAR ORGANIC RANKINE CYCLE.” APPL THERM ENG;29(11–12):2468–76.

[17] LIU H, SHAO Y, LI J. 2011, “A BIOMASS-FIRED MICRO-SCALE CHP SYSTEM WITH ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC) – THERMODYNAMIC MODELLING STUDIES.” J. of. BIOMASS BIOENERGY;35(9):3985–94.

[18] QIU G, SHAO Y, LI J, LIU H, RIFFAT SB. 2012, “EXPERIMENTAL

INVESTIGATION OF A BIOMASSFIRED ORC-BASED MICRO-CHP FOR DOMESTIC APPLICATIONS.” J. of. FUEL; 96:374–82.

[19] PRANDO D, RENZI M, GASPARELLA A, BARATIERI M. 2015, “MONITORING OF THE ENERGY PERFORMANCE OF A DISTRICT HEATING CHP PLANT BASED ON BIOMASS BOILERB AND ORC GENERATOR.” J. of. THERM ENG; 79:98–107.

[20] RABL A. 1985, “ACTIVE SOLAR COLLECTORS AND THEIR APPLICATIONS.” NEW YORK: OXFORD UNIVERSITY PRESS.

[21] LEWIS NS, NOCERA DG. 2006, “POWERING THE PLANET: CHEMICAL CHALLENGES IN SOLAR ENERGY UTILIZATION.” PROC NATL ACAD SCI;103(43):15729–35.

[22] DELGADO-TORRES AM, GARCÍA-RODRÍGUEZ L. 2010, “ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF THE LOW-TEMPERATURE SOLAR ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC).” J. of. ENERGY CONVERS MANAGE;51(12):2846–56.

[23] PEI G, LI J, JI J. 2010, “ANALYSIS OF LOW TEMPERATURE SOLAR THERMAL ELECTRIC GENERATION USING REGENERATIVE ORGANIC RANKINE CYCLE.” J. of. THERM ENG;30(8–9):998–1004.

[24] DiPIPPO R. 2005, “GEOTHERMAL POWER PLANTS: PRINCIPLES, APPLICATIONS AND CASE STUDIES. IN: DiPIPPO R, EDITOR.” GEOTHERMAL POWER PLANTS. OXFORD: J. of. ELSEVIER SCIENCE.

[25] MADHAWA HETTIARACHCHI HD, GOLUBOVIC M, WOREK WM, IKEGAMI Y. 2007, “OPTIMUM DESIGN CRITERIA FOR AN ORGANIC RANKINE CYCLE USING LOW-TEMPERATURE GEOTHERMAL HEAT SOURCES.” J. of. ENERGY;32(9):1698–706.

[26] LIU Q, DUAN Y, YANG Z. 2013, “PERFORMANCE ANALYSES OF GEOTHERMAL ORGANIC RANKINE CYCLES WITH SELECTED HYDROCARBON WORKING FLUIDS.” J. of. ENERGY; 63:123–32.

- [27] ZHAI H, SHI L, AN Q. 2014, “INFLUENCE OF WORKING FLUID PROPERTIES ON SYSTEM PERFORMANCE AND SCREEN EVALUATION INDICATORS FOR GEOTHERMAL ORC (ORGANIC RANKINE CYCLE) SYSTEM.” J. of. ENERGY; 74:2–11.
- [28] ENDO T, KAWAJIRI S, KOJIMA Y, TAKAHASHI K. 2007, “STUDY ON MAXIMIZING EXERGY IN AUTOMOTIVE ENGINES.” J. of. SAE TECHNICAL PAPER -01-0257.
- [29] DOLZ V, NOVELLA R, GARCÍA A, SÁNCHEZ J. 2012, “HD DIESEL ENGINE EQUIPPED WITH A BOTTOMING RANKINE CYCLE AS A WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM. PART 1: STUDY AND ANALYSIS OF THE WASTE HEAT ENERGY.” J. of. THERM ENG ; 36:269–78.
- [30] ZHANG HG, WANG EH, FAN BY. 2013, “A PERFORMANCE ANALYSIS OF A NOVEL SYSTEM OF A DUAL LOOP BOTTOMING ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC) WITH A LIGHT-DUTY DIESEL ENGINE.” J. of. ENERGY; 102:1504–13.
- [31] CAPATA R, TORO C. 2014, “FEASIBILITY ANALYSIS OF A SMALL-SCALE ORC ENERGY RECOVERY SYSTEM FOR VEHICULAR APPLICATION.” J. of. ENERGY CONVERS MANAGE; 86:1078–90.
- [32] INVERNIZZI C, IORA P, SILVA P. 2007, “BOTTOMING MICRO-RANKINE CYCLES FOR MICRO-GAS TURBINES.” J. of. THERM ENG; 27(1):100–10.
- [33] MUÑOZ DE ESCALONA JM, SÁNCHEZ D, CHACARTEGUI R, SÁNCHEZ T. 2012, “PART-LOAD ANALYSIS OF GAS TURBINE & ORC COMBINED CYCLES.” J. of. THERM ENG; 36:63–72.
- [34] KHALJANI M, KHOSHBAKHTI SARAY R, BAHLOULI K. 2015, “COMPREHENSIVE ANALYSIS OF ENERGY, EXERGY AND EXERGO-ECONOMIC OF COGENERATION OF HEAT AND POWER IN A COMBINED GAS TURBINE AND ORGANIC RANKINE CYCLE.” J. of. ENERGY CONVERS MANAGE; 97:154–65.
- [35] LIU B, RIVIÈRE P, COQUELET C, GICQUEL R, DAVID F. 2012, “INVESTIGATION OF A TWO STAGE RANKINE CYCLE FOR ELECTRIC POWER PLANTS.” J. of. ENERGY; 100:285–94.

ABSTRACT

By utilizing low temperature heat sources and heat losses by Rankin organic cycle, we can reduce the use of fossil fuels. Finding the best working fluid in terms of efficiency, net production and exergy efficiency can help us further in using these resources. In the study, r218 operating fluids are among the selected fluids for Rankin organic cycle with low heat sources. According to the optimization performed for R218, RC318, R115, R125 fluid in solar renewable cycles, geothermal, biomass and heat recovery were calculated 71.6838%, 71.0385%, 71.0991%, 65.0385% respectively.

Keywords: Organic rankin cycle-matlab-refprop-renewable energy-working fluid-cycle efficiency-exergy



Engineering Faculty of Mechanical and Mechatronics
M.Sc. Thesis in Energy Systems Engineering

**Exergy and Energy Analysis, parametric optimization
of subcritical and supercritical ORC based on different
performance parameters & choosing suitable working
fluid due to maximizing system efficiency**

By: Kianoush Shahrivar

Supervisors:
Dr. Seyed majid Hashemian
Dr. Mahmood Mehregan

September 2021