

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی تبدیل انرژی

بهینه سازی سیکل رانکین آلی دو مرحله‌ای به منظور بازیافت حرارت از

موتورهای احتراق داخلی

نگارنده:

عزیزاله مهرعلی تبار فیروز جایی

استاد راهنما:

دکتر علی عباس نژاد

بهمن ۱۳۹۹

تشکر و سپاسگزاری:

با سپاس از استاد راهنمای گرامی دکتر علی عباس نژاد که با پیگیری‌ها و راهنمایی‌های خود من را در انجام این پژوهش یاری رساندند.

و خانواده‌ام که با وجود تنگناها همواره در مسیر تحصیل حمایت‌م کردند.

تعهد نامه

اینجانب عزیزاله مهرعلی تبار فیروزجایی کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه بهینه سازی سیکل رانکین آلی دومرحله ایی به منظور بازیافت حرارت از موتورهای احتراق داخلی به راهنمایی دکتر علی عباس نژاد متعهد می‌شوم:

- تحقیقات در این پژوهش توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش‌های محققین دیگر به مرجع به‌کاررفته اشاره شده است.
- مطالب مندرج در این رساله تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا استفاده نشده است.
- همه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود است.

چکیده:

بازیافت و استفاده دوباره از انرژی‌هایی که بدون استفاده در محیط رها می‌شوند روز به روز پر اهمیت‌تر می‌شود. به ویژه آنکه امروزه محدودیت‌هایی هم در مصرف انرژی به دلایل اقتصادی و زیست محیطی به وجود آمده است. موتورهای درون سوز در این میان از اهمیت فراوانی برخوردار است و استفاده از گرمای خروجی از آن نیز مهم می‌باشد. با به کارگیری سیکل رانکین ارگانیک در خروجی موتورها می‌توان بخش قابل توجهی از این انرژی اتلافی را بازیافت نمود. دلیل استفاده از نوع ارگانیک سیکل‌های رانکین، دما پایین بودن منبع گرمایی مورد نظر ما است که موجب می‌شود سیالات ارگانیک کارایی بهتری نسبت به آب از خودشان نشان بدهند. در این پژوهش با در نظر گرفتن و بررسی پارامترهای مختلف ترمودینامیکی این سیکل، نخست سیال کاری مناسب برای به کارگیری در این سیکل معرفی می‌شود. سپس تأثیر هر یک از پارامترها را بر روی عملکردهای ترمودینامیکی همچون کار خالص تولیدی و بازده را بررسی می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که استفاده از دو سیال تولوئن، R245fa به عنوان سیال کاری در دو بخش دما بالا و دما پایین سیکل رانکین ارگانیک جهت بهینه سازی بازیافت گرمای اتلافی مناسب است. بکارگیری این زوج سیال سبب بازدهی 24/8% برای سیکل بازیافت شده است.

واژه‌های کلیدی: سیکل رانکین ارگانیک، سیال ارگانیک، بازیافت گرما، توان، بازدهی انرژی

فهرست مطالب

فصل نخست پیشگفتار و مروری بر پژوهش‌های پیشین.....	۱
۱ - ۱ - مقدمه	۲
۱ - ۲ - مطالعات پیشین	۳
فصل دوم آشنایی با برخی سیکل‌های مرتبط و موتورهای درون‌سوز.....	۹
۲ - ۱ - مقدمه	۱۰
۲ - ۲ - سیکل رانکین	۱۰
۲ - ۳ - بازگشت‌ناپذیری‌ها و بازده	۱۲
۲ - ۳ - ۲ - سیکل بازیاب	۱۳
۲ - ۴ - سیکل استاندارد هوایی	۱۳
۲ - ۵ - سیکل دیزل	۱۴
۲ - ۶ - سیکل رانکین ارگانیک	۱۵
۲-۷ - موتورهای درون‌سوز	۱۶
۲ - ۷ - ۱ - موتورهای دو زمانه	۱۸
۳ - ۷ - ۲ - موتورهای چهار زمانه	۱۸
۲ - ۷ - ۳ - موتورهای پنج‌زمانه	۱۸
۲ - ۷ - ۴ - توربین گازی	۱۹
۲ - ۷ - ۵ - سوخت موتورهای درون‌سوز	۱۹
۲ - ۷ - ۶ - بازدهی موتورهای درون‌سوز	۱۹
فصل سوم مدل‌سازی و تحلیل انرژی	۲۱
۳-۱ - مقدمه	۲۲
۳-۲ - دیدگاه‌های تحلیل سیستم‌های انرژی	۲۲

۲۲	۱-۲-۳- قانون یکم ترمودینامیک (دیدگاه انرژی).....
۲۳	۲-۲-۳- قانون دوم ترمودینامیک.....
۲۵	۳-۲-۳- روش‌های بهینه سازی.....
۲۶	۴-۲-۳- تکنولوژی پینچ.....
۲۷	۳-۳- سیالات آلی.....
۲۹	۴-۳- مدل سازی و فرضیات سیستم.....
۳۰	۱-۴-۳- فرضیات مسئله.....
۳۱	۲-۴-۳- توصیف سیستم.....
۳۱	۳-۴-۳- انتخاب سیال کاری سیکل.....
۳۲	۴-۴-۳- معادلات حاکم بر مسئله.....
۳۵	فصل چهارم نتایج و بحث.....
۳۶	۱-۴- مقدمه.....
۳۶	۲-۴- نتایج اعتبارسنجی.....
۳۷	۳-۴- نتایج تحلیل ترمودینامیکی.....
۴۰	۴-۴- بررسی نتایج پارامتری.....
۵۳	فصل پنجم نتیجه گیری و پیشنهادها.....
۵۴	۱-۵- نتیجه گیری.....
۵۵	۲-۵- پیشنهادهایی برای پژوهش‌های آینده.....
۵۶	مراجع.....

فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۲: شکل فرآیندهای سیکل رانکین ۱۰
- شکل ۳-۲: سیکل بازیاب ایده‌آل با گرمکن بازآب تغذیه و نمودار دما - آنترופی آن ۱۳
- شکل ۴-۲: چرخه‌ی استاندارد هوایی دیزل ۱۴
- شکل ۵-۲: شکل و فرآیندهای یک سیکل رانکین ارگانیک ساده ۱۵
- شکل ۶-۲: نمونه‌ای از موتورهای درون‌سوز ۱۷
- شکل ۱-۳: تکنولوژی پینچ ۲۷
- شکل ۲-۳: سیالات بر اساس شیب منحنی دما- آنترופی ۲۸
- شکل ۳-۳: سیکل رانکین ارگانیک استفاده شده ۲۹
- شکل ۴-۱: مقایسه نتایج پژوهش حاضر با پژوهش یاری و همکاران در کار خالص ۳۶
- شکل ۴-۲: بررسی میزان توان تولیدی زوج سیال‌ها در بخش دما بالای سیکل ۳۷
- شکل ۴-۳: بررسی میزان تولیدی زوج سیال‌ها در بخش دما پایین سیکل ۳۸
- شکل ۴-۴: مقایسه‌ی میزان مجموع توان تولیدی زوج سیال‌ها در سیکل ۳۸
- شکل ۴-۵: مقایسه‌ی میزان بازدهی هر زوج سیال در سیکل ۳۹
- شکل ۴-۶: تأثیرات مقادیر مختلف P_1 بر روی عملکرد ترمودینامیکی سیستم (توان) ۴۰
- شکل ۴-۷: تأثیرات مقادیر مختلف P_1 بر روی عملکرد ترمودینامیکی سیستم (بازده) ۴۱
- شکل ۴-۸: تأثیر مقادیر مختلف P_2 بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (توان) ۴۲
- شکل ۴-۹: تأثیر مقادیر مختلف P_2 بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (بازده) ۴۲
- شکل ۴-۱۰: تأثیر مقادیر مختلف P_6 بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (توان) ۴۳
- شکل ۴-۱۱: تأثیر مقادیر مختلف P_6 بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (بازده) ۴۴
- شکل ۴-۱۲: تأثیر مقادیر مختلف T_3 بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (توان) ۴۴
- شکل ۴-۱۳: تأثیر مقادیر مختلف T_3 بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (بازده) ۴۵

- شکل ۴-۱۴- تأثیر مقادیر مختلف $\Delta TPP, HT$ بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (توان) ۴۶
- شکل ۴-۱۵- تأثیر مقادیر مختلف $\Delta TPP, HT$ بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (بازده) ۴۷
- شکل ۴-۱۶- تأثیر مقادیر مختلف $\Delta TPP, LT$ بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (توان) ۴۷
- شکل ۴-۱۷- تأثیر مقادیر مختلف $\Delta TPP, LT$ بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (بازده) ۴۸
- شکل ۴-۱۸- سهم هر یک از اجزا در هزینه کل ۵۱

فهرست جدول‌ها

- جدول ۱-۳ مقادیر استفاده شده در سیکل رانکین ارگانیک ۳۰
- جدول ۲-۳ مشخصات موتور در نظر گرفته شده ۳۱
- جدول ۳-۳ ویژگی‌های ترمودینامیکی سیالات استفاده شده در سیکل انکالین ارگانیک ۳۲
- جدول ۴-۳ روابط مورد نیاز برای تحلیل اجزای سیکل ۳۳
- جدول ۳-۴ تنظیمات الگوریتم ژنتیک ۳۱
- جدول ۴-۴ نتایج بهینه سازی ترمودینامیکی سیکل رانکین آلی ۳۳
- جدول ۵-۴ نتایج بهینه سازی ترموآکونومیکی سیکل رانکین آلی ۳۳

فهرست علائم و اختصارات

عنوان	نشانه
آنتالپی	h
آنتروپی	S
اوپراتور	E
بازدهی قانون یکم	η_I
بازدهی گرمایی	η_{th}
پمپ	P
توربین	T
دبی جرم	$\dot{m}$
دما	T
سیکل رانکین ارگانیک	ORC
فشار	p
کندانسور	C
نرخ کار	$\dot{W}$
نرخ گرما	$\dot{Q}$
هزینه تعمیر و نگهداری	$\dot{C}_k^{OM}$
هزینه سرمایه گذاری	$\dot{C}_k^{in}$

فصل نخست

پیشگفتار و مروری بر پژوهش‌های پیشین

۱ - ۱ - مقدمه

در سال‌های اخیر صرفه‌جویی در مصرف انرژی به‌عنوان یک اصل مهم و ضرورت زندگی امروز پذیرفته شده است به دلیل محدودیت استفاده از انرژی موجود و همچنین با توجه به اینکه نرخ فرآوری سوخت‌های فسیلی از نرخ مصرف آن‌ها کمتر است روز به روز بر اهمیت آن افزوده می‌شود. انسان در حل این معضل یا باید آن‌ها را با سوخت تجدید پذیر جایگزین کند که این موضوع در بعضی موارد بسیار دشوار است یا اینکه بازدهی سیستم‌های مصرف‌کننده‌ی این انرژی را افزایش داده و از هدر رفت آن جلوگیری کند. موتورهای احتراق داخلی بخش مهمی از این انرژی را مصرف می‌کنند و طبیعتاً بخش‌هایی از این انرژی تلف خواهد شد. جهت بهره‌وری دوباره از این انرژی اتلافی روش‌های مختلفی پیشنهاد می‌شود یکی از این روش‌ها استفاده از یک سیکل در خروجی این موتورها می‌باشد که می‌توان از این انرژی اتلافی توانی تولید کرد که از آن در صنعت و انرژی‌های زیست‌توده و الکتریسیته استفاده نمود. از میان سیکل‌های موجود سیکل رانکین ارگانیک^۱ یکی از کاربردی‌ترین سیکل‌ها در این زمینه است که تفاوت آن با سیکل رانکین شناخته شده این است که به جای استفاده از آب از سیالات ارگانیک به‌عنوان سیال کاری استفاده می‌شود. همچنین این سیکل برخلاف سیکل رانکین معمول به دمای منبع گرمای بالا نیازی ندارد و با توجه به نقطه‌ی جوش پایین و فشار بخار بالای سیال ارگانیک می‌توان از آن در تولید توان در دماهای پایین بهره برد. منظور از منبع گرمای دما پایین محدوده‌ی ۵۰ تا ۲۵۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد. سیکل رانکین معمولی سالها جهت بهره‌گیری از گرمای اتلافی در این محدوده مورد استفاده بود ولی کارایی ترمودینامیکی آن چندان خوب نبود. کاربردی بودن سیکل رانکین ارگانیک در منابع گرمایی دما پایین باعث شده تا در بسیاری از کشورهای پیشرو در صنعت جهت تولید الکتریسیته به کار بسته شود به این صورت که از گرمای منبع تجدیدپذیر و همچنین گرمای اتلافی در صنایع و نیروگاه‌های گرمایی، نیروی برق تولید می‌کنند.

¹ Organic Rankine cycle

به علاوه اینکه از این سیکل می‌توان به عنوان راهی برای سالم‌سازی محیط‌زیست هم بهره برد به گونه‌ای که با بازیافت انرژی حاصل از چرخه‌های قدرت گازی می‌توان موجبات بهینه‌سازی مصرف سوخت و کاهش آلودگی هوا را فراهم ساخت. در صورتی که عمل بازیافت گرما انجام نشود حرارت خروجی از کارخانجات صنعتی حدود ۲۰۰ تا ۴۰۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد و مخاطرات جبران‌ناپذیری را به محیط‌زیست وارد می‌کند، به خصوص اینکه این سیکل هیچ‌گونه سوخت جدیدی را مصرف نمی‌کند.

۱ - ۲ - مطالعات پیشین

ضرورت مطالعه بر روی استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر و یا بازیافت انرژی‌های تجدیدناپذیر از زمان توسعه‌ی صنعت در زندگی انسان احساس شد و با احساس ضرورت حفظ محیط‌زیست از این آلودگی‌ها بیشتر هم شد.

در مورد استفاده از سیکل رانکین ارگانیک برحسب نیاز بر روی موارد مختلف تأثیرگذار بر بازدهی سیکل کارهایی انجام شده است. از جمله نوع سیال کاری که در این نوع سیکل‌ها جهت بازیافت گرمای اتلافی و نیروگاه‌ها بسیار مهم است که باید در نظر داشت که استفاده از سیال خالص به سبب اینکه در این نوع سیال عمل تبخیر و چگالش در یک دمای مشخص رخ می‌دهد فرآیند مطابقت دمایی بین جریان سرد و گرم خوب انجام نمی‌شود که خود این امر سبب بازگشت‌ناپذیری در تبخیرکننده و چگالنده خواهد شد بنابراین استفاده از سیال مخلوط جهت کم کردن بازگشت‌ناپذیری‌ها مناسب‌تر به نظر می‌رسد. درباره‌ی انتخاب سیال کاری پژوهش‌های مختلفی انجام شده است. هانگ^۲ و مایزا از ترکیبات سرمازا به عنوان سیال کاری استفاده کردند [۱، ۲]. لیوو^۳ و همکاران از انواع سیالات کاری در دماهای متفاوت تبخیرکننده استفاده کردند و استفاده از سیال کاری با آنتالپی تبخیر کم را جهت افزایش بازدهی تبخیرکننده مناسب دانستند. این گروه استفاده از سیالاتی همچون آب، آمونیاک و اتانول را که دارای پیوند هیدروژنی قوی هستند را به دلیل

^۲ Hung

^۳ Liu Bot

داشتن آنتالپی تبخیر بالا نامناسب دانستند [۳]. مانولاکوس^۴ و همکاران باترکیب یک چرخه‌ی رانکین ارگانیک با یک واحد نمک‌زدایی معکوس دریافتند که این چرخه جهت استفاده از منابع دما پایین بسیار مؤثر است [۴].

همچنین بخشی از پژوهش‌ها هریک از اجزای چرخه را بیرون از چرخه طراحی کردند تا مناسب‌ترین را برای چرخه در نظر بگیرند و به آن اضافه کنند. این مورد برای مبدل‌های گرمایی بسیار دیده شده است؛ که البته ایرادهایی بر این نوع کار وارد است. از جمله اینکه به سبب فرض بیشینه افت فشار باعث می‌شود که خروجی کار بهینه نباشد. از آنجایی که چرخه‌های رانکین ارگانیک با منابع دما پایین کار می‌کنند کندانسور و اواپراتور نقش مهمی در هزینه و تخریب انرژی ایفا می‌کنند بهبود عملکرد این دو نیز در بسیاری از موارد مورد بررسی قرار گرفت. مادوهوا^۵ و همکاران تابع هدفایی از نسبت سطح مبدل گرمایی به کار خالص خروجی را تعریف کردند که حاصل آن پی بردن به تأثیر فوق‌العاده‌ی انتخاب نوع سیال کاری بود [۵].

در زمینه‌ی ترکیب این چرخه با منبع گرمایی خورشیدی نیز کارهایی انجام شد. همچنین انتخاب نوع سیال با توجه به ویژگی‌های فنی و ایمن بودن نیز مهم دانسته شد [۶، ۷، ۸]. وی^۶ و همکاران هم بر روی چرخه‌ی رانکین ارگانیک جهت تولید توان کار کردند [۹]. ماگو^۷ و همکاران هم قانون اول و دوم ترمودینامیک را مورد بررسی قرار دادند و به لزوم وجود احیاکننده در افزایش بازده برای قانون اول و دوم ترمودینامیک پی بردند [۱۰].

نشیت^۸ و همکاران به بررسی استفاده از سیکل‌های رانکین ارگانیک در دمای کم پرداختند. آن‌ها هم سیالات خشک را جهت استفاده در دماهای پایین مورد بررسی قرار دادند که عملکرد خوبی را گزارش دادند.

⁴ Manolakos D

⁵ Mod hava H.D.

⁶ Wei D

⁷ Mago P

⁸ Nishth B

همچنین در مورد استفاده از این چرخه در قسمت دما پایین نقطه‌ی پینچ فرآیندها بررسی‌هایی انجام دادند [۱۱]. موهانتی^۹ و همکاران معیار طراحی بهینه را برای سیکل‌های توان رانکین با استفاده از منبع گرمایی زمین ارائه کردند آنها نسبت مساحت مبدل گرمایی به توان خالص خروجی را به‌عنوان تابع هدف در نظر گرفتند [۱۲]. گانگ^{۱۰} و همکاران به تجزیه و تحلیل تولید الکتریسیته‌ی گرمایی خورشیدی دما پایین با بهره‌گیری از چرخه‌ی احیاکننده‌ی رانکین پرداختند و امکان استفاده از منابع گرمایی با تغییر فاز مواد را فراهم کردند [۱۳].

دای^{۱۱} و همکاران با انتخاب ده نوع سیال کاری تأثیر آن بر روی عملکرد سیکل را مقایسه کردند و دریافتند که سیالاتی را که شیب منحنی بخار اشباع آنها در نمودار دما - آنترופی منفی نیست، با سوپرهیت کردن نمی‌توان به افزایش بازده دست یافت. آنها R236ea را مناسب‌ترین سیال دانستند [۱۴]. مایک لویز^{۱۲} و همکاران ویژگی‌های ترمودینامیکی و فیزیکی سیالات زیادی را در حالات فوق بحرانی و فرو بحرانی جهت استفاده در تولید گرما در مصارف خانگی مورد بررسی قرار دادند. این گروه اتانول و R141b و R123 را سیال کاری مناسب نامیدند [۱۵]. نجار^{۱۳} و همکاران سیکل‌های رانکین دما پایین را در نیروگاه‌های ترکیبی مورد بررسی قرار دادند و سیال R113 را از لحاظ اقتصادی مناسب یافتند [۱۶]. لی^{۱۴} و همکاران تفاوت استفاده از سیال عامل خالص را با سیال دوجزئی بررسی کردند و دریافتند که این انتخاب سیال دوجزئی جهت افزایش بازده گرمایی و اگزرژی مؤثر می‌باشد [۱۷]. هیر^{۱۵} و همکاران استفاده از سیال دوجزئی را مورد بررسی قرار دادند آنها از ایزوبوتان و ایزوپنتان و همچنین R245fa و R227ea استفاده

⁹ Mohanty B

¹⁰ Gang Pei

¹¹ Dai Y

¹² Mikiele wice D

¹³ Najjar YSH

¹⁴ Li W

¹⁵ Geberle F

کردند و برای دمای منبع کمتر از ۱۲۰ درجه سانتی‌گراد بازدهی سیکل را به نسبت استفاده از سیال خالص به مقدار زیادی افزایش دادند [۱۸].

چن^{۱۶} و همکاران با در نظر گرفتن دبی و دمای اولیه و دمای خروجی برای جریان منبع گرمایی توانستند روش جدیدی برای محاسبه‌ی آن ارائه کنند و برای چندین حالت از جمله چرخه‌ای بدون مبدل گرمایی تأثیر فرآیند سوپرهیت کردن سیال را از لحاظ انرژی و انرژی بررسی کردند. آن‌ها نیز بهینه‌ترین حالت را در اشباع و یا سوپرهیت کردند بخار ورودی به توربین دانستند و افزایش دمای ورودی به توربین که خود باعث کاهش فشار آن می‌شود را عامل کاهش بازدهی گرمایی دانستند [۱۹].

چیس^{۱۷} و همکاران میزان تأثیر استفاده از سیال دو و یا سه جزئی نسبت به سیال خالص را در دمای ورودی و خروجی و دبی منبع گرمایی ثابت بررسی کردند و به ازای اختلاف دماهای مختلف ورودی و خروجی منبع گرمایی بازدهی گرمایی و توان تولیدی را بررسی کردند. آن‌ها هم استفاده از سیال چندجزئی را جهت افزایش بازده تأیید کردند و دریافتند که هرچه دمای جریان منبع گرمایی بیشتر شود میزان افزایش بازده کمتر خواهد شد و این یعنی استفاده از این چرخه در دماهای پایین مناسب‌تر است [۲۰]. منصوری^{۱۸} و همکاران احتراق در موتورهای RCCI را مدلسازی کردند و گرمای اتلافی از این نوع موتورها را مورد تحلیل قرار دادند. در این مورد آنها از چرخه‌ی رانکین دومرحله‌ای و چرخه‌ی کالینا - رانکین بهره جستند [۲۱]. اکبری^{۱۹} و همکاران سیکل ترکیبی ORC و SCo_2 را در منابع دما بالا مورد تحلیل ترمودینامیکی قرار دادند و تأثیر پارامترهای گوناگون را بر روی بازده و نرخ اتلاف انرژی بررسی کردند [۲۲].

¹⁶ Chen Q

¹⁷ Chys M

¹⁸ MansouRi

¹⁹ Akbarie E

نجات^{۲۰} و همکاران بر روی تحلیل و بهینه‌سازی ترمودینامیکی نیروگاه‌های نوین زمین گرمایی کار کردند و سیکل‌های نوع انبساطی و نوع محفظه‌ی تبخیر آبی را شبیه‌سازی کردند؛ و سیکل رانکین آلی را با سیکل‌های زمین گرمایی ترکیب کردند [۲۳]. مرعشی^{۲۱} و همکاران بر روی مبدل گرمایی موجود در سیکل رانکین ارگانیک پژوهش‌هایی انجام دادند و ارتباط سطح انتقال حرارت مبدل گرمایی با توان تولیدی را بیان کردند [۲۴]. نعمتی^{۲۲} و همکاران یک سیکل رانکین ارگانیک پیشنهاد کردند که با ترکیبات ژئوترمیک یکپارچه جهت استفاده از گاز خروجی اگزوز به کار برده شود. در نهایت نتایج بهینه‌سازی تأثیر ۳۷ درصدی کاهش اگزورژی را نشان داد [۲۵].

کولج^{۲۳} و همکاران با بررسی سیال کاری در این نوع سیکل‌ها متانول را با بیشترین کارایی معرفی کردند [۲۶]. ژو^{۲۴} و همکاران عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی استفاده از فرآیند سیکل رانکین را بررسی کردند و نتایج، افزایش ۱۴ درصدی توان موتور را نشان داد [۲۷].

در زمینه‌ی استفاده از چرخه‌های رانکین ارگانیک چندفشاره هم کارهایی انجام شد. از جمله استیجپوویچ^{۲۵} و همکاران چرخه‌ی رانکین ارگانیک چندفشاره را مدلسازی ریاضی کرده و با در نظر گرفتن دو نوع توربین انبساطی و القایی آنرا مورد بررسی قرار دادند؛ و با استفاده از منحنی‌های ترکیبی انرژی و روش پینچ به بهینه‌سازی سیکل پرداختند [۲۸].

در این پژوهش سیکل رانکین ارگانیک و مشخصه‌های ترمودینامیکی آن به‌صورت جداگانه برای سیکل دما بالا و سیکل دمایی پایین برای سیالات مختلف مورد تحلیل و بررسی قرار می‌گیرد. گرمای مورد نیاز سیکل مورد نظر از طریق یک موتور تأمین می‌شود.

²⁰ Nejat A

²¹ Marashi T

²² A. Nemati

²³ B Kolch

²⁴ Weiy Gu

²⁵ Stije Povich Moz

ضمن اینکه در این پژوهش مباحث مربوط به سیکل ORC را با بهره‌جویی از نرم‌افزار EES از نظر ترمودینامیکی مورد بررسی قرار داده می‌شود. بدین‌صورت که ابتدا پارامترهای ترمودینامیکی توسط EES اعتبارسنجی می‌شود و سپس عملکرد این سیکل در دما و فشار ورودی‌های مختلف بررسی می‌شود و مقادیر بهینه برای سیکل رانکین ارگانیک معرفی می‌شود.

در فصل دوم سیکل‌های مرتبط با موضوع معرفی می‌گردد و سپس از میان آنها به سیکل رانکین بیشتر پرداخته می‌شود. در مورد موتورهای احتراق داخلی هم توضیحاتی داده می‌شود. سپس در فصل بعدی مدلسازی مسئله و روابط مورد نیاز جهت تحلیل سیکل آورده می‌شود و در پایان به نتایج بدست آمده در این پژوهش پرداخته می‌شود.

فصل دوم

آشنایی با برخی سیکل‌های مرتبط و موتورهای درون‌سوز

۲ - ۱ - مقدمه

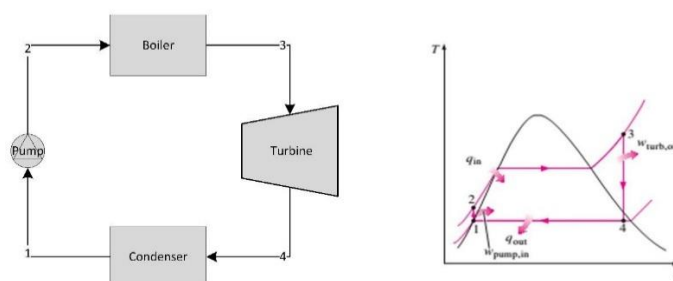
در این فصل ابتدا سیکل‌هایی که ممکن است جهت بازیافت گرمای خروجی از موتورهای احتراق داخلی پیشنهاد شود مورد بررسی قرار می‌گیرند و مزایا و معایب هر کدام بررسی می‌شود سپس در مورد موتورهای احتراق داخلی توضیحاتی داده می‌شود تا ضرورت بهره‌وری از گرمای اتلافی آنها آشکار شود.

۲ - ۲ - سیکل رانکین^{۲۶}

از معمول‌ترین سیکل‌ها به‌خصوص در نیروگاه‌های حرارتی سیکل رانکین می‌باشد که عموماً با سیال کاری بخار آب کار می‌کند. به‌طور خلاصه سیکل دو فرآیند گرماگیری و گرمادهی دارد و دو فرآیند مصرف کار و تولید کار که آنتروپی ثابت هستند. این سیکل نخستین بار توسط آقای ویلیام جان مکووم رانکین پیشنهاد شد و به تدریج به‌عنوان استاندارد برای نیروگاه‌های بخار پذیرفته شد.

از همان ابتدا برای بالابردن راندمان این سیکل تلاش‌هایی شد از جمله‌ی آنها افزودن بخش فوق اشباع و فوق بحرانی و گرمایش دوباره بود که حدود ۱۰ تا ۴۰ درصد مفید بود. همچنین از تجهیزات جانبی هم جهت کاهش بازگشت‌ناپذیری‌ها که عامل اصلی کم‌شدن بازده می‌باشند نیز استفاده شده است. سیال کاری هم در غالب موارد آب می‌باشد. مزیت اصلی این سیکل تغییر فاز بین بخار و مایع و در نتیجه بیشینه بودن اختلاف حجم ویژه بین فرآیندهای تراکم و انبساط است.

این سیکل‌ها از ۴ فرآیند تشکیل می‌شود.



شکل ۲ - ۱: شکل فرآیندهای سیکل رانکین [۱۴]

²⁶ Rankine Cycle

فرآیند پمپاژ در شرایط بی دررو و بازگشت‌پذیر در پمپ:

در این مرحله با استفاده از یک پمپ فشار آب را افزایش داده و جریان آب با دبی مناسب به دیگ بخار منتقل می‌شود. دلیل این افزایش فشار هم زیاد بودن فشار کاری دیگ بخار می‌باشد.

فرآیند انتقال گرما از سیال کاری و تبخیر فشار ثابت در دیگ بخار:

در این مرحله دیگ بخار آبی که با فشار بالا وارد شده بود را تبدیل به بخار می‌کند از آنجایی که این بخار باید در توربین بخار مورد استفاده قرار بگیرد عموماً این بخار خروجی به‌صورت سوپر هیت است.

در ورودی دیگ بخار می‌توان از پیش‌گرمکن برای افزایش بازده سیکل هم استفاده نمود بدین‌صورت که با گرم کردن آب ورودی به بویلر از میزان مصرف انرژی در دیگ و چرخه کم خواهد شد. برای این منظور می‌توان مقداری بخار خارج‌شده از توربین را در یک مبدل گرمایی در منبع آب دیگ قرار داد تا از تبادل گرمایی آنها آب ورودی به دیگ بخار گرم‌تر شود.

فرآیند انبساط بی دررو و بازگشت‌پذیر در توربین:

در این مرحله همان بخار سوپرهیت خروجی از دیگ بخار به توربین بخار وارد می‌شود و کار تولید می‌کند. این مرحله می‌تواند در چند توربین هم اتفاق بیافتد که این توربین‌ها بر اساس فشار جداسازی می‌شوند. این بخار پرفشار معمولاً ابتدا در توربین HP که فشار بیشتری دارد وارد می‌شود و پس از انجام کار کمی از فشار آن کاسته می‌شود و وارد توربین بعدی با فشار کمتر می‌شود؛ که یکی از مشکلات معمول در این مرحله به وجود آمدن قطرات آب می‌باشد. برای حل این مشکل معمولاً در هر مرحله از گرمکن مجدد استفاده می‌شود به این صورت می‌توان از خوردگی پره‌های توربین جلوگیری نمود. بدین‌صورت بخار آب پس از گذشت از توربین‌ها کار بیشتر از حالت یک توربین را انجام خواهد داد.

فرآیند انتقال گرما در فشار ثابت چگالنده:

در این مرحله بخار خروجی از توربین باید سرد شود که این کار با جذب گرمای نهان تبخیر بخار آب توسط چگالنده انجام خواهد شد و طبیعتاً با مایع‌شدن، حجم سیال کاهش خواهد یافت و با دمای کمتر وارد پمپ خواهد شد. در ضمن این آب چگالیده‌شده دارای درجه خلوص بالایی است که برای ورود به دیگ بخار نیز مناسب می‌باشد.

در نگاه اول شاید سیکل کارنو مناسب‌تر از سیکل رانکین به نظر بیاید. اما سیکل رانکین برتری‌هایی دارد که باعث استفاده از آن می‌شود. در سیکل رانکین بخار کاملاً چگالیده می‌شود و این برای پمپ بهتر است. همچنین ما در سیکل رانکین می‌توانیم بخار را مافوق گرم کرده و وارد توربین کنیم در صورتی که در سیکل کارنو این فرآیند دما ثابت انجام می‌شود.

۲ - ۳ - بازگشت‌ناپذیری‌ها و بازده

از روش‌های کاهش بازگشت‌ناپذیری و افزایش بازدهی سیکل رانکین کم‌کردن اختلاف دمای سیال کاری با دمای سیال در بخش دیگ بخار می‌باشد. کم‌کردن فشار خروجی از توربین خود باعث افزایش کار خالص خواهد شد و چون گرمای داده شده به بخار نیز افزایش می‌یابد بازده نیز افزایش می‌یابد. روش دیگر افزایش بازده، سوپرهیت کردن بخار آب در دیگ بخار است که مقدار کار و مقدار گرما را افزایش داده و طبق تعریف بازده و بیشتر بودن نسبت این دو از نسبت کار خالص به گرمای منتقل شده در بقیه‌ی سیکل، باعث افزایش بازده خواهد شد. در ضمن ما با سوپرهیت کردن کیفیت بخار آب خروجی از توربین را نیز افزایش می‌دهیم. به‌طور خلاصه کارایی چرخه‌ی رانکین رابطه‌ی مستقیم با کاهش فشار خروجی و افزایش فشار طی فرآیند گرمادهی و سوپرهیت کردن بخار خروجی از دیگ دارد.

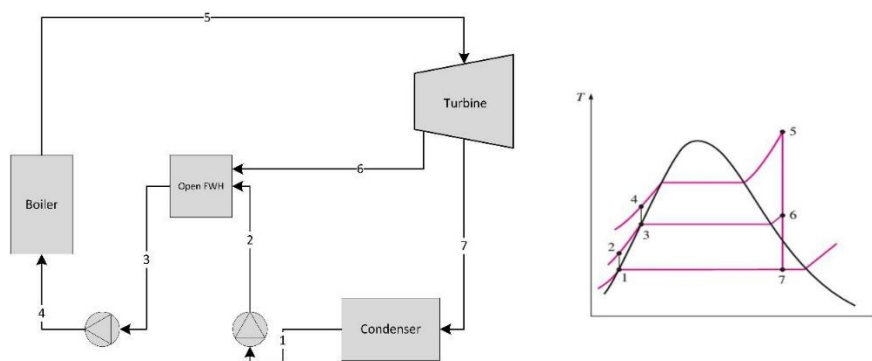
بازدهی سیکل رانکین با معادله (۲ - ۱) بدست می‌آید. [۲۹]

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_H} = \frac{W_T - W_P}{Q_H} \quad (1 - 2)$$

که در آن W_{net} کار خالص دریافت شده از چرخه Q_H گرمای داده شده به چرخه می‌باشد.

۲ - ۳ - ۲ سیکل بازیاب^{۲۷}

سیکل بازیاب در واقع نوع دیگری از سیکل رانکین است؛ و تفاوت عمده‌ی آن استفاده از گرمکن‌های آب تغذیه است. این گرمکن‌ها سیال را پس از خروج از پمپ گرم می‌کنند و با افزایش درجه گرمای میانگین تغذیه‌ی حرارت باعث افزایش کارایی سیکل خواهند شد. سیکل بازیاب ایده‌آل به دلیل اینکه انتقال گرمای کافی از بخار در توربین به آب تغذیه وجود ندارد و همچنین افزایش رطوبت بخار خروجی از توربین عملی نیست. این ایراد با برداشتن مقداری بخار پس از کمی انبساط در توربین برطرف خواهد شد. از همین بخار برای گرمکن‌های آب تغذیه استفاده می‌شود.



شکل ۲ - ۳: سیکل بازیاب ایده‌آل با گرمکن بازآب تغذیه و نمودار دما - آنترופی آن

۲ - ۴ - سیکل استاندارد هوایی

در بسیاری از موتورهای از جمله موتور دیزل از سیال گازی استفاده می‌شود. ترکیب این سیال به دلیل فرآیند سوختن تغییر خواهد کرد و هوا و سوخت پس از سوختن تبدیل به موادی با ترکیب متفاوت خواهند

²⁷ regeneration

بهینه‌سازی سیکل رانکین آلی دو مرحله‌ای به منظور بازیافت حرارت از موتورهای احتراق داخلی

فصل دوم: آشنایی با برخی سیکل‌های مرتبط و موتورهای درون‌سوز

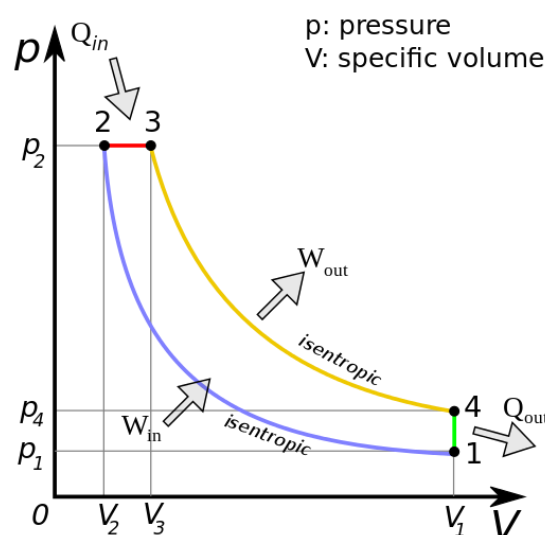
شد. این نوع موتورها را موتورهای درون‌سوز می‌نامند اما در موتورهای احتراق خارجی یا برون‌سوز، گرما از مواد حاصل از سوختن به سیال انتقال می‌یابند.

موتورهای احتراق داخلی در یک سیکل باز کار می‌کنند چون سیال فعال آنها یک چرخه‌ی ترمودینامیکی کامل را طی نمی‌کند اما جهت تحلیل آسان‌تر آن، آنرا یک چرخه‌ی بسته‌ی نزدیک به چرخه‌ی باز آن در نظر می‌گیرند.

۲ - ۵ - سیکل دیزل^{۲۸}

چرخه‌ی استاندارد هوایی دیزل برای موتورهای درون‌سوز تراکمی مناسب است. در این چرخه گرما در فشار ثابت به سیال داده می‌شود و سپس با طی کردن فرآیند آیزنتروپیک انبساط انجام می‌شود.

کارایی سیکل دیزل با افزایش بیشینه دمای سیکل کاهش می‌یابد. همانطور که گفته شد در سیکل اتو برای افزایش نسبت تراکم محدودیت انفجار ناگهانی داریم اما در چرخه‌ی دیزل به دلیل اینکه در مرحله‌ی تراکم فقط هوا متراکم می‌شود این محدودیت وجود ندارد. برای حالتیکه بیشینه فشار و دمای سیکل برای هر دو چرخه یکسان باشد کارایی چرخه‌ی دیزل بیشتر خواهد بود.



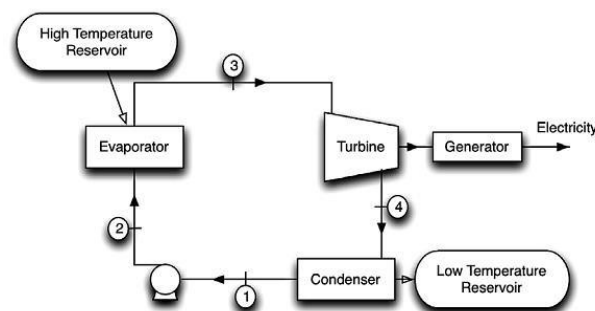
شکل ۲ - ۴: چرخه‌ی استاندارد هوایی دیزل [۱۷]

²⁸ Diesel cycle

۲-۶- سیکل رانکین ارگانیک

سیکل رانکین ارگانیک اغلب برای فرآیندهایی که دارای منابع گرمایی اتلافی دما پایین هستند کاربرد دارند. چون در فرآیندهای با منابع گرمایی دما پایین میزان گرمای بازیافت‌شده کم می‌باشد اغلب از آن چشم‌پوشی می‌کنند اما این موضوع اثرات بدی روی محیط‌زیست می‌گذارد.

نخستین سیکل رانکین ارگانیک به شکل یک موتور نفتا در سال ۱۸۸۳ توسط فرانک دبلو افلت^{۲۹} اختراع شد. موتور نفتا به جای آب، از نفتا به عنوان سیال کاری استفاده می‌کرد. در واقع در سیکل رانکین ارگانیک می‌توان از سیالات کاری مختلف بهره جست.



شکل ۲-۵: شکل و فرآیندهای یک سیکل رانکین ارگانیک ساده [۱۰]

این چرخه می‌تواند در بازیافت گرما در صنایع پتروشیمی و نیروگاه‌ها و همچنین پالایشگاه‌ها استفاده برد. در این سیکل با تبدیل سیال کاری به بخار و وارد شدن به توربین کار تولید می‌شود؛ و سپس توسط چگالنده مایع شده و سیکل را تکمیل می‌کند.

سیکل‌های رانکین ارگانیک برخلاف سیکل کارنو می‌توانند با بازدهی مناسب در دماهای کمتر از ۴۰۰ درجه سانتی‌گراد کار کنند و الزامی به سوپرهیت بودن سیال ورودی توربین ندارند. کاهش میزان سوپرهیت شدن باعث تولید بخار بیشتر و بالطبع بازیافت انرژی بیشتر از منابع گرما می‌شود.

²⁹Frank Wofledt

بهینه‌سازی سیکل رانکین آلی دو مرحله‌ای به منظور بازیافت حرارت از موتورهای احتراق داخلی

فصل دوم: آشنایی با برخی سیکل‌های مرتبط و موتورهای درون‌سوز

چون سیال کاری ارگانیک هست زمانی که در توربین منبسط می‌شود وارد قسمت سوپرهیت می‌شود. دیگر ویژگی سیال ارگانیک داشتن دمای انجماد پایین است که موجب می‌شود که بتوانند در دماهای پایین بدون یخ‌زدگی کار کنند. سیستم‌های بخار در فشارهای کم حجم زیادی را اشغال می‌کنند و هزینه و لوله‌کشی گسترده‌تری را می‌طلبد. برخی از سیال‌کاری ارگانیک با دمای منبع حرارتی پایین تا ۷۰ درجه سانتی‌گراد هم کارایی مناسبی دارند. در این سیکل از سیال خنک‌کننده برای چگالش و خنک‌سازی استفاده می‌شود. از آنجایی که فشار چگالش از فشار اتمسفر بیشتر است نیازی به ایجاد خلأ نیست.

۷-۲ - موتورهای درون‌سوز^{۳۰}

موتورهای درون‌سوز سیستم‌هایی هستند که فرآیند سوختن سوخت آن در فضای بسته‌ای اتفاق می‌افتد. این سوختن موجب افزایش دما و فشار می‌گردد. در طی این فرآیند سیال منبسط می‌شود. همین انبساط سیال عاملی است برای ایجاد کار یا حرکت موتور.

از این نوع موتورها در موتور جت‌ها و موشک‌ها و همچنین توربین‌های گاز و اغلب خودروها و هواپیماها و لوکوموتیوها در صنعت حمل و نقل استفاده می‌شود. البته از همین نوع موتورها در ژنراتور تولید برق نیز استفاده می‌شود. مزیت اصلی این موتورهای درون‌سوز نسبت به موتورهای دیگر قابلیت جابه‌جایی آن است. به همین دلیل است که در خودروهای هیبرید جهت شارژ باتری هم کاربرد دارد.

اما این موتورها بدیهایی نیز دارند و مولد آلودگی زیادی هستند و طرفداران محیط‌زیست به‌شدت با آن مخالفت می‌کنند. از نظر صنعتی هم اغلب برای تولید توان مورد نیاز ناچار اندازه‌ی موتور بزرگ خواهد شد.

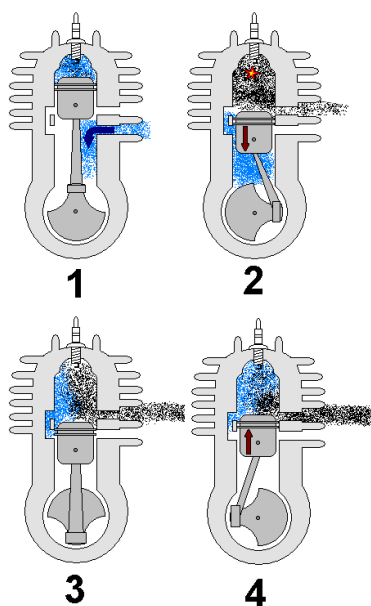
موتورهای درون‌سوز در اوایل از تراکم بهره نمی‌بردند و فقط مکش انجام می‌شد. در سال ۱۵۰۹ لئوناردو داوینچی اولین نوع این موتورها را معرفی کرد. در سال ۱۸۷۵ اولین موتور چهار زمانه‌ی عملیاتی توسط نیکولاس اتو طراحی شد؛ و در سال ۱۸۷۹ کارل بنز از همین طرح برای تولید ماشین‌های خود بهره جست. در سال ۱۸۹۳ رادولف دیزل موتورهای دیزلی را معرفی کرد.

³⁰ Internal Combustion engine

بهینه‌سازی سیکل رانکین آلی دو مرحله‌ای به منظور بازیافت حرارت از موتورهای احتراق داخلی

فصل دوم: آشنایی با برخی سیکل‌های مرتبط و موتورهای درون‌سوز

سوخت این نوع موتورها اغلب از هیدروکربن‌ها خصوصاً نفت و بنزین و گازوییل و همچنین گاز طبیعی می‌باشد. موتورهای درون‌سوز از نظر نحوه‌ی شروع فرآیند به چند دسته تقسیم می‌شوند. سیستم‌های جرقه‌ای به کمک یک باتری و یک کوئل با ایجاد جرقه فرآیند را آغاز می‌کنند اما سیستم‌های احتراق تراکمی بر اساس گرما و فشار تولید شده کار می‌کنند. طبیعتاً فشرده‌سازی و تراکم در این نوع سیستم‌ها چند برابر سیستم‌های جرقه‌ای است.



شکل ۲ - ۶: نمونه‌ایی از موتورهای درون‌سوز [۱۲]

دسته‌بندی موتورهای درون‌سوز بسته به نوع کاربرد آن انجام می‌شود.

سیستم‌های رفت و برگشتی:

- موتور نفت خام
- چرخه‌ی دو زمانه
- چرخه‌ی چهارزمانه
- موتور حباب داغ
- موتور بورک
- موتورهای احتراق کنترلی

▪ چرخه‌ی اتکینسون

سیستم‌های چرخشی:

□ موتور وانکل

سیستم‌های احتراق پیوسته:

▪ توربین گازی

▪ موتور جت

▪ موتور موشک

۲ - ۷ - ۱ - موتورهای دو زمانه

این موتورها سبک و از نظر مکانیکی ساده هستند و از دو مرحله‌ی بالا و پایین برای تولید توان تشکیل می‌شود؛ و پس از متراکم‌شدن هوا و سوخت انفجار آن با ایجاد جرقه انجام می‌شود. این نوع موتورها اغلب در چوب‌برها، اره‌برقی، موتور سیکلت‌ها و برف‌روب‌ها استفاده می‌شود. از معایب مهم اینها ایجاد سروصدای بیشتر و بازدهی کم‌تر است.

۳ - ۷ - ۲ - موتورهای چهار زمانه

این موتورها در چرخه‌ی اتو کار می‌کنند؛ و شامل چهار مرحله از جمله دو مرحله‌ی بالا و دو مرحله‌ی پایین می‌باشند. در خودروها و قایق‌ها و برخی هواپیماها از این نوع سیستم استفاده می‌شود. اگر از همین فرآیند چهار مرحله‌ای استفاده کنیم ولی از احتراق تراکمی بهره ببریم آن را چرخه‌ی دیزل می‌نامند.

۲ - ۷ - ۳ - موتورهای پنج‌زمانه

این نوع موتورها بازدهی بیشتری نسبت به چهار زمانه دارند و شامل مرحله‌ی ورود سوخت و هوا، فشرده‌سازی، احتراق، خروج دود و سردسازی می‌شود.

۲- ۷- ۴- توربین گازی

در این نوع سیستم‌ها به جای پیستون برای فشرده‌سازی و انبساط از کمپرسورها و توربین گازی استفاده می‌شود. گاز همراه با سوخت فشرده می‌شود و باعث افزایش دما و حجم می‌شود و سپس همین گاز به توربین گازی می‌رود.

۲- ۷- ۵- سوخت موتورهای درون‌سوز

در موتورهای درون‌سوز بیشتر از بنزین، گاز مایع، گاز طبیعی، هیدروژن، گازوییل، بیوگاز، بیودیزل، بیواتانول و روغن بادام زمینی به عنوان سوخت استفاده می‌شود. هوا هم عموماً به عنوان اکسیدکننده استفاده می‌شود. در بین سوخت‌ها هیدروژن از نظر دانشمندان در آینده کاربرد بیشتری خواهد داشت چرا که به جای دود، آب تولید می‌کند. اما این سوخت معایبی نظیر عدم دسترسی طبیعی به آن و مشکل ذخیره‌سازی را نیز دارد.

۲- ۷- ۶- بازدهی موتورهای درون‌سوز

بازدهی این موتورها اغلب خیلی زیاد نیست. موتورهای بنزینی در بهترین حالت حدود ۲۰ درصد بازده دارند و بخش زیادی از انرژی مصرفی آنها صرف خنک‌کردن می‌شود و یا از طریق دود خروجی به هدر می‌رود. در سالهای گذشته جهت افزایش بازده طرح‌هایی در مورد تعداد سیلندر و سوپاپ و نحوه‌ی احتراق پیشنهاد شده که کمی راندمان را افزایش می‌دهد.

بهینه‌سازی سیکل رانکین آلی دو مرحله‌ای به منظور بازیافت حرارت از موتورهای احتراق داخلی
فصل دوم: آشنایی با برخی سیکل‌های مرتبط و موتورهای درون‌سوز

فصل سوم

مدلسازی و تحلیل انرژی

۳-۱- مقدمه

در این فصل ابتدا دیدگاه‌های مختلف مورد نیاز جهت تحلیل سیستم‌های انرژی از جمله قانون اول ترمودینامیک، قانون دوم ترمودینامیک و غیره مرور می‌شود سپس به روش‌های بهینه‌سازی ترمودینامیکی پرداخته می‌شود همچنین در نهایت سیستم مورد استفاده از لحاظ معادلات حاکم و فرضیات آن معرفی می‌شود.

۳-۲- دیدگاه‌های تحلیل سیستم‌های انرژی

روش‌های ترمودینامیکی مختلفی برای بررسی یک سیستم بر مبنای انرژی وجود دارند. هر کدام بر اساس اینکه نوع سیستم و کارایی و انتظاری که ما از آن داریم مورد استفاده قرار می‌گیرند. برای تحلیل انرژی یک سیستم و توان و حرارت و سایر موارد از این دست اغلب از دو قانون اول و دوم ترمودینامیک بهره می‌جویم سایر روش‌ها یا زیر مجموعه‌ایی از این دو هستند و تلفیقی از آنها هستند.

۳-۲-۱- قانون یکم ترمودینامیک (دیدگاه انرژی)

اغلب روش‌هایی که برای تحلیل سیستم‌های انرژی استفاده می‌شوند بر اساس این دیدگاه شکل گرفتند؛ که گاه با عنوان قانون پایداری کار و انرژی نیز شناخته می‌شود.

بر اساس این قانون برای سیستمی که یک سیکل را طی می‌کند انتگرال سیکلی گرما با انتگرال سیکلی کار برابر می‌باشد. از طرفی انرژی درونی که حالت تعادل ماکروسکوپی یک سیستم نیز گفته می‌شود برای یک سیستم ایزوله مقدار ثابتی است؛ اما اگر این سیستم از حالت ایزوله‌ی خود خارج شود و امکان تبادل با محیط را داشته باشد از حالت اولیه خود به حالت دیگری تبدیل می‌شود؛ که در این صورت انرژی درونی آن از حالت اول به حالت دوم تغییر می‌کند. میزان این تغییر را می‌توان به شکل زیر یافت: [۳۰]

$$\Delta U = Q - W \quad (3-1)$$

که در آن W ، کار انجام شده توسط سیستم در برابر نیروی بیرونی و Q مقدار گرمای جذب شده توسط سیستم در طی این فرآیند می‌باشد. به عبارتی دیگر اگر به سیستم گرما داده شود و یا از آن گرما گرفته

شود، انرژی درونی سیستم تغییر خواهد نمود؛ که حاصل آن کار انجام شده توسط سیستم یا کار مورد نیاز سیستم برای تغییر انرژی درونی خواهد بود.

اولین بیان صریح و روشن از قانون یکم ترمودینامیک را رودلف کلازیوس در سال ۱۸۵۰ ارائه کرد که در برابر مقدار کار انجام شده گرمایی متناسب با آن باید مصرف کرد و همچنین با مصرف مقدار کاری مشخص مقدار گرمایی متناسب با آن تولید می‌شود. البته بعدها نقدهایی و اصلاحاتی بر روی آن صورت گرفته است.

در دیدگاه انرژی با استفاده از روابط توازن برای انرژی و جرم بازدهی سیستم را محاسبه می‌کنند و سیستم را تحلیل می‌کنند؛ اما تکیه بر این دیدگاه به تنهایی کافی نیست چرا که این تحلیل صرفاً از توان انرژی ناشی می‌شود. در دیدگاه قانون اول ترمودینامیک انرژی یک مفهومی است که می‌تواند ذخیره و یا منتقل و یا به اشکال مختلف دربیاید اما از بین نمی‌رود.

به همین دلیل در تحلیل سیستم‌هایی که دارای اتلاف هستند دچار نقصان هستند. همچنین این دیدگاه کیفیت گرما را در فرآیندهای انتقال گرما مشخص نمی‌کند.

بنابراین این قانون تنها برای تحلیل عملکرد یک سیستم مناسب است و جهت تحلیل اجزای یک سیستم خیلی مناسب نیست. برای رفع این ایراد دیدگاه دیگری به نام قانون دوم ترمودینامیک بیان می‌شود.

۳-۲-۲- قانون دوم ترمودینامیک

از آنجا که طبق قانون یکم ترمودینامیکی انرژی از بین نمی‌رود نیاز به مفهومی دیگر در تحلیل سیستم‌های انرژی به وجود آمد که بتوان با استفاده از آن به تحلیل و محاسبه‌ی انرژی‌های اتلافی پرداخت. قانون دوم ترمودینامیکی شامل ذخیره و انتقال و همچنین از بین رفتن انرژی است. در ضمن این قانون کیفیت نوع انرژی را تعیین می‌کند و بین انرژی‌های مختلف تمایزی قائل است. به علاوه اینکه دلیل انجام فرآیندها در یک جهت مشخص انجام می‌شود و در جهت معکوس ممکن نیست را نیز توضیح می‌دهد. برای بررسی قانون دوم ترمودینامیکی نیاز به منبع با ظرفیت گرمایی بالایی وجود دارد که بتواند مقادیر معینی از گرما را جذب و یا دفع کند؛ و دمای خود منبع حین این انتقال انرژی تغییر نکند. در بسیاری از موارد مقادیر زیادی از آب

و یا هوای محیط به عنوان منبع گرمایی در نظر گرفته می‌شوند. همچنین می‌توان یک سیستم دو فازی را به عنوان یک منبع انرژی گرمایی مدل‌سازی کرد زیرا می‌تواند مقادیر زیادی انرژی را دفع یا جذب کند ولی دمای آن ثابت بماند. در بین منابع، منابعی که بتواند انرژی گرمایی تأمین کند چشمه گرما و منبعی که بتواند انرژی گرمایی را جذب کند چاه گرما نامیده می‌شود.

اما این منابع در اثر تبادل زیاد با عوامل و سیستم‌های کوچک به مرور زمان دچار اشکالاتی شوند به عنوان مثال منبع گرمایی هوا در اثر انتقال گرما از منابع صنعتی به آن دچار آلودگی گرمایی می‌شود و ممکن است خطرات زیادی را متوجه زمین بکند. به همین دلیل در زمینه‌ی صنعت کنترل تبادلات گرمایی از جمله گرمای اتلافی با هوا بسیار مهم شمرده می‌شود.

قانون دوم ترمودینامیک اغلب با دو بیان مختلف گفته می‌شود در شرایط ایده آل یک موتور گرمایی باید مقداری گرما به منبع سرد بدهد تا چرخه‌ی آن کامل شود به عبارت دیگر موتور گرمایی نمی‌تواند تمام گرمایی را که از منبع گرم دریافت کرده است به کار تبدیل کند. این محدودیت که در کارایی موتورها وجود دارد اساس بیان کلوین پلانک از قانون دوم ترمودینامیک است.

به عبارت دیگر لازمه‌ی عملکرد هر موتور گرمایی داشتن تبادل گرمایی با دو منبع گرمایی یکی در دمای بالا و دیگری در دمای پایین است؛ و یا به این شکل بیان کرد که بازدهی هیچ موتوری صد در صد نیست. علاوه بر این بیان که قانون دوم ترمودینامیک را در مورد موتورهای گرمایی شرح می‌دهد.

بیان دیگری از این قانون به یخچال‌ها و پمپ‌های گرمایی می‌پردازد که می‌گویند ساخت یخچالی که بتواند در یک چرخه‌ی کامل بدون گذاشتن تأثیر دیگری بر روی محیط انرژی گرمایی را از منبع سرد به منبع گرم منتقل کند امکان‌پذیر نیست.

این بیان را بیان کلازیوس می‌گویند. پر واضح است که هیچ‌گاه گرما به صورت خودبه‌خود از محیط سرد به محیط گرم منتقل نمی‌شود. کلازیوس نمی‌گوید که ساخت یک دستگاه در چرخه کار کند و گرما را از محیط سرد به محیط گرم منتقل کند غیر ممکن است بلکه بیان می‌کند که عملکرد چنین دستگاهی نیازمند آن است که به عنوان مثال، کمپرسور یخچال، با استفاده از یک منبع توان بیرونی همانند موتور الکتریکی راه اندازی شود؛ بنابراین برآیند چنین دستگاهی روی محیط علاوه بر انتقال گرما از منبع سرد به منبع گرم شامل مصرف انرژی به شکل کار هم خواهد بود.

هر دو بیان کلین پلانک و کلازیوس در نتیجه گیری با هم معادل هستند. همچنین می‌توان از هر دو بیان برای توضیح قانون دوم ترمودینامیک استفاده کرد. هر دستگاهی که بیان کلین پلانک را نقض کند بیان کلازیوس را هم نقض می‌کند. از طرفی هر دستگاهی که بیان کلازیوس را نقض کند حتماً با بیان کلین پلانک متناقض است [۳۰].

۳-۲-۳- روش‌های بهینه سازی

با توجه به دیدگاه‌های مطرح شده روش‌های دیگری جهت بررسی سیستم‌های انرژی توسعه داده شدند. به طور کلی هدف از بهینه سازی پیدا کردن مقادیری از متغیر در فرآیند هست به طوری که بهترین مقدار معیار عملکرد شود. این امر جهت بهبود طراحی اولیه تجهیزات کاربرد دارد. این بهبود در زمینه‌های افزایش سود و عملکرد تجهیزات و کاهش هزینه و مصرف انرژی مؤثر است. از میان روش‌های مختلف بهینه سازی تکنولوژی پینچ به دلیل ویژگی‌های مناسبی که در ادامه بیان می‌شود در بررسی سیکل‌ها بیشتر استفاده می‌شود. برخی به دلیل اینکه در روش تکنولوژی پینچ هدف گذاری گرمایی انجام می‌گیرد روش این تکنولوژی را بر مبنای قانون یکم ترمودینامیک می‌دانند و کسانی همچون وال [۳۱] مخالفت‌هایی با این روش داشتند؛ اما پایه‌گذار این روش یعنی لینهرف معتقد است که این روش بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک است.

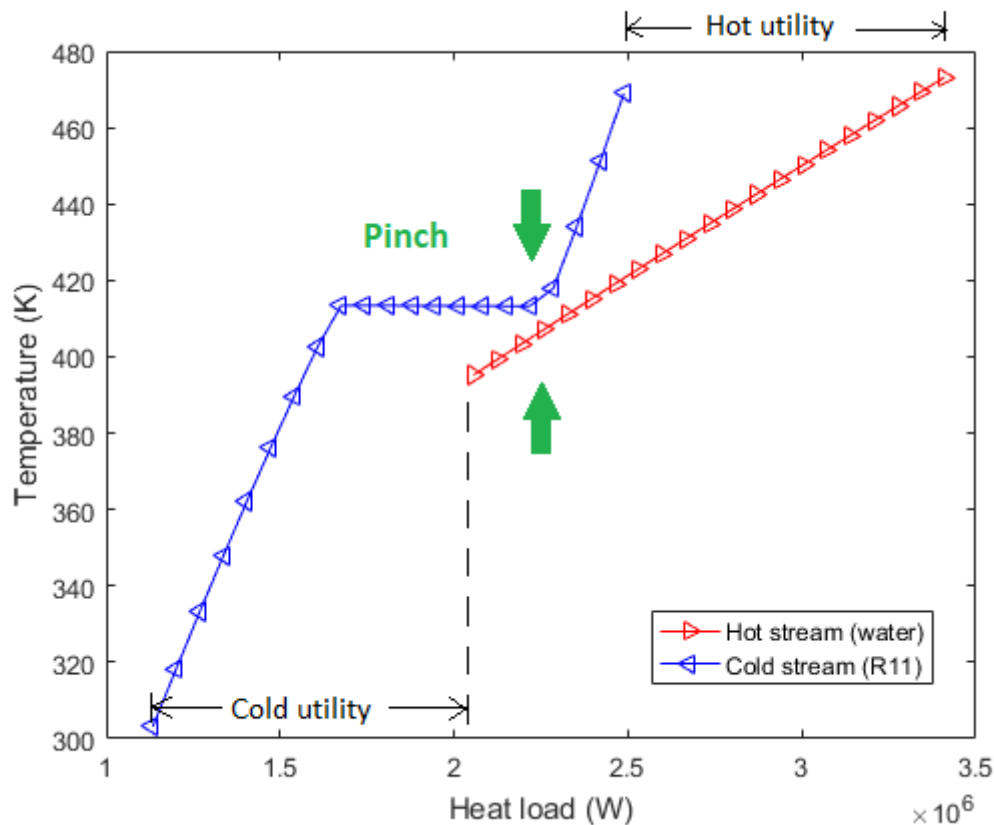
۳-۲-۴- تکنولوژی پینچ

تکنولوژی پینچ روشی برای کمینه کردن مصرف انرژی در فرآیندهای شیمیایی با بهبود محاسبات ترمودینامیکی سوخت‌های فسیلی فرآیند است که با بهینه سازی مصارف بخش بازگشت گرمایی، روش‌های توزیع انرژی و بهبود شرایط عملیاتی فرآیند محقق می‌شود. از این تکنولوژی با نام‌های روش انتگرالسیون فرآیند، روش انتگرالسیون گرمایی، روش انتگرالسیون انرژی و تجزیه تحلیل پینچ نیز یاد می‌شود.

داده‌های کلی هر فرآیند که شامل میزان نرخ انرژی و نرخ‌های گرمایی می‌شود به صورتی ارائه می‌شود که نرخ بار گرمایی سیستم تابعی از دمای عملیاتی است. چنین داده‌هایی از همه جریان‌های سیستم حاصل می‌شود و تمامی انرژی‌های مربوط به بخش‌های جریان‌های گرم یعنی جریان‌هایی که باید گرما از دست بدهند، با هم و سایر جریان‌ها که مربوط به بخش‌های سرد هستند نیز با یکدیگر ترکیب شده و برای هریک از بخش‌های سرد و گرم منحنی‌های گرمایی مشخصی به دست می‌آید. با رسم این دو منحنی در یک دستگاه نزدیک‌ترین نقطه‌ایی که دو منحنی به هم می‌رسند، نقطه‌ی پینچ نامیده می‌شود. در این نقطه دمای بخش گرم و بخش سرد یکسان است. این نقطه همان نقطه‌ای است که طراحی بر مبنای آن انجام می‌گیرد. به هنگام استفاده از روش تجزیه و تحلیل پینچ برای دستیابی به یک طراحی مناسب برخی از مبدل‌های گرمایی در بازه‌ایی بیرون از محدوده‌ی پینچ کار خواهند کرد. توانایی در حذف این دست مبدل‌ها و یا بکارگیری آن‌ها در شرایط بهتر، اساس روش پینچ و رسیدن به اهداف بهینه سازی انرژی است.

نخست لینهوف با بررسی شبکه مبدل‌های گرمایی با هدف کاهش مصرف انرژی بر روی نقطه‌ی پینچ به نتایج مناسبی رسید به همین دلیل نام این روش را پینچ نهادند بعدها با افزایش بهای سوخت این تکنولوژی راه توسعه را سریع پیمود. این تکنولوژی بازگشت پذیرترین تبادل گرمایی میان جریان‌های گرم و سرد را هدف گذاری می‌کند. در واقع این تکنولوژی دارای دو مرحله‌ی هدف گذاری و طراحی می‌باشد. بهترین طراحی زمانی است که اختلاف دمای نقطه‌ی پینچ کمتر باشد. چرا که باعث افزایش انتقال گرما بین فرآیند

می‌شود اما در عین حال سطح مبدل و هزینه‌های سرمایه‌گذاری را افزایش می‌دهد. به همین دلیل این روش بیشتر برای سیستم‌هایی مناسب است که هدف اصلی آنها گرمایی باشد.



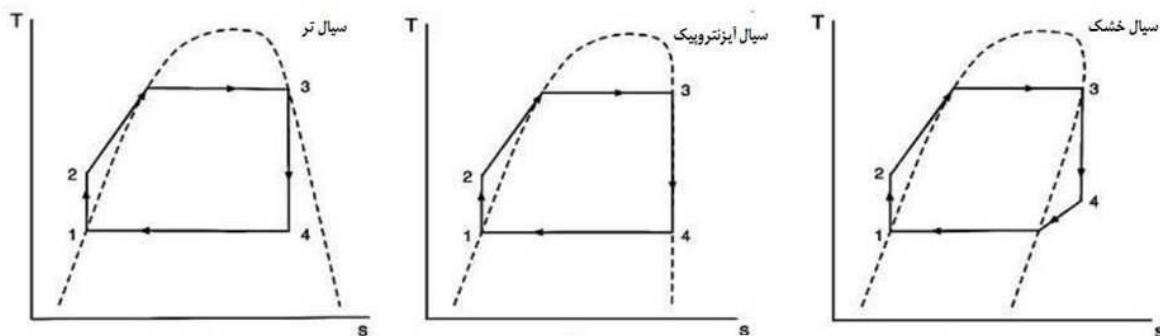
شکل ۳-۱ تکنولوژی پینچ [۳۱]

۳-۳- سیالات آلی

پیش از این گفته شد که به دلایلی چند سیالات آلی به آب برای استفاده در سیکل ترجیح داده می‌شوند. از جمله‌ی آنها دمای تبخیر و فشار پایین‌تر، عدم نیاز به سوپر هیت شدن که برای جلوگیری از فرسایش توربین انجام می‌شود. این مزایا وقتی که منبع گرمایی مورد نظر دما پایین باشد بیشتر به چشم می‌آید. در کاربرد سیکل رانکین ارگانیک فقط انتخاب سیال کاری‌ایی که مشخصات ترموفیزیکی آن مناسب باشد کافی نیست بلکه وجود پایداری شیمیایی مناسب نیز در دماهای مورد نظر ضروری است. در مورد ترکیبات آتش گیرنده استفاده از آنها در صورتی توصیه می‌شود که موارد ایمنی به طور کامل رعایت شده باشد. از طرفی این

سیالات طبیعتاً باید دارای رسانش گرمایی بالایی باشند چرا که باید در مبدل‌های گرمایی کارایی قابل قبولی داشته باشند. ویژگی‌های سیالات ارگانیک منجر به نیاز به سطوح دمایی پایین‌تر در منابع گرمایی می‌شوند در نتیجه منابع گرمای تلف شده‌ی صنعتی با دمای پایین‌تر به عنوان منبع گرمایی در سیستم‌های سیکل رانکین ارگانیک قابل به کارگیری هستند. کمترین دمایی که می‌تواند به عنوان منبع گرمایی استفاده شود ۵۵ درجه سانتی‌گراد است. اصولاً سیالات ارگانیک سیال‌هایی هستند که در فرمول شیمیایی خود دارای کربن هستند. به دلیل دمای پایین منابع گرمایی راندمان انتقال گرما در مبدل‌های گرمایی گاهی می‌یابد که این بر راندمان کل تأثیر گذار است انتخاب سیال مناسب می‌تواند از میزان کاهش راندمان بکاهد.

از پارامترهای مهم در انتخاب سیال شیب منحنی بخار اشباع در نمودار دما- آنترופی است. بر پایه‌ی همین ویژگی سیالات را به سه دسته‌ی تر، خشک و آیزنتروپیک تقسیم می‌کنند. شیب منفی مربوط به سیالات تر و شیب مثبت مربوط به سیالات خشک است و شیب بی‌نهایت مربوط به سیال آیزنتروپیک است که در شکل زیر نشان داده شده

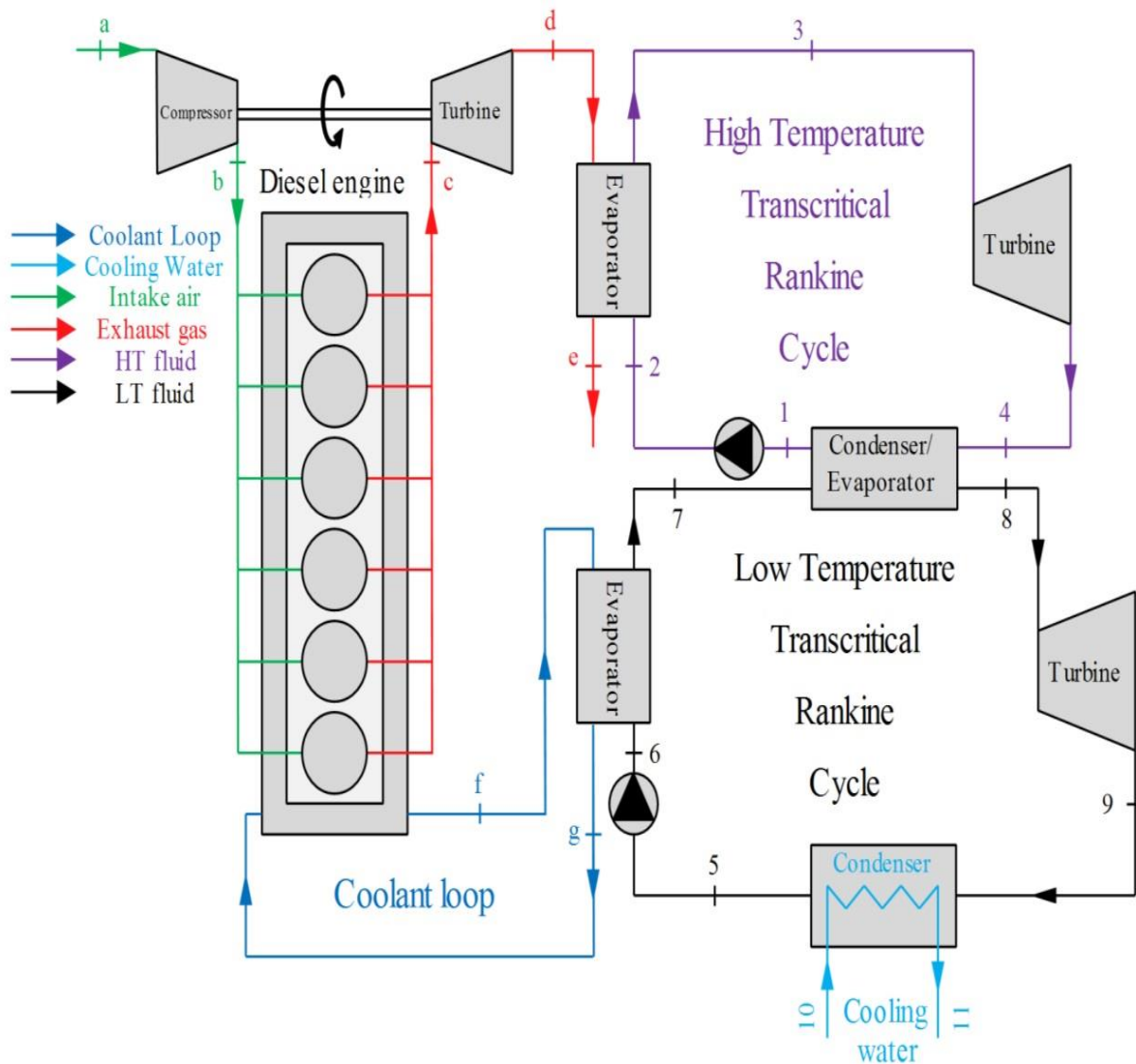


شکل ۳-۲ سیالات بر اساس شیب منحنی دما- آنترופی [۱۰]

مبحث دیگر در مورد انتخاب سیالات کاری ارگانیک توجه به اثرات زیست محیطی و ایمنی آنهاست که در آنها باید به میزان پتانسیل تخریب ازن و پتانسیل گرم شدن زمین توجه نمود. به همین دلیل اخیراً کاربرد $R-11$ و $R-12$ به علت تخریب ازن ممنوع شده است همچنین $R-22$ و $R-123$ توصیه نمی‌شود.

۳-۴- مدل‌سازی و فرضیات سیستم

در این پژوهش از سیکل رایکن ارگانیک دو مرحله‌ای در خروجی یک موتور احتراق داخلی استفاده شده است که مقادیر پارامترهای مختلف آن، با استفاده از نرم‌افزار EES به دست آمده است.



شکل ۳-۳ سیکل رانکین ارگانیک استفاده شده [۳۲]

۳-۴-۱- فرضیات مسئله

در جدول زیر مقادیر استفاده شده در مدل‌سازی سیکل رانکین ارگانیک آورده شده است.

پارامترها	مقادیر و شرایط
جریان منبع گرمایی	CO_2 با نسبت ۱، N_2 با نسبت ۷/۵۲، C_2O با نسبت ۲، O_2 با نسبت ۲
دمای هوا ورودی (k)	۲۵
دمای سوخت (k)	۲۵
سوخت	CH_4
دمای محیط (c^0)	۲۵
فشار محیط (bar)	۱
فشار در نقطه‌ی d خروجی موتور	۱۰۱/۱۳
فشار در نقطه‌ی b	۹
دما در نقطه‌ی b	۵۲۴
بازدهی آیزنتروپیک توربین	۰/۸
اختلاف دمای پنج‌کندانسور	۰/۸۵
دما پایین	۵
اختلاف دمای نقطه‌ی پنج‌اوپراتور دما پایین	۵
اختلاف دمای نقطه‌ی پنج‌اوپراتور دما بالا	۳۰

جدول ۳-۱ مقادیر استفاده شده در سیکل رانکین ارگانیک

پارامتر	مقدار
تعداد سیلندر	۶
حجم سیلندر	۲۰۰ CC
جرم آب خنک کننده	۱/۶
دمای آب در ورودی موتور	۸۰°C
نسبت تراکم موتور	۷۵
توان موتور	۱۶۹

جدول ۳-۲ مشخصات موتور در نظر گرفته شده

۳-۴-۲- توصیف سیستم

در این پژوهش سیکل رانکین ارگانیک دارای دو حلقه‌ی دما بالا و دما پایین استفاده شده است؛ که در آن کندانسور دما بالا در آن نقش اواپراتور را برای بخش دما پایین سیکل اجرا می‌کند. نخست پمپ فشار سیال کاری را افزایش می‌دهد سپس سیال وارد اواپراتور شده و بدون سوپر هیت شدن وارد توربین می‌شود؛ و پس از انبساط به بخار سوپرهیت در فشار و دمای پایین تبدیل می‌شود و سپس وارد چگالنده می‌شود تا در وضعیت مایع اشباع خنک شود.

۳-۴-۳- انتخاب سیال کاری سیکل

ما نخست بر اساس معیارهایی که در بخش‌های پیش بیان شد چند بیان را که گزینه‌های مناسبی بودند را در نظر گرفتن سپس برای هر کدام از آنها با تغییر و بهینه‌سازی پارامترهای سیکل بهترین و بهینه‌ترین حالت را یادداشت نمودیم. سپس از میان آنها با مقایسه‌ی میزان کارایی آنها، سیال مناسب‌تر را انتخاب کردیم.

در جدول زیر تعدادی از ویژگی‌های سیالات استفاده شده در سیکل رانکین ارگانیک آورده شده است.

نام سیال	تولوئن	متانول	R245fa	R134a	R143a
جرم مولکولی (g/ mole)	۹۲/۱۳۸	۳۲/۰۴۲	۱۳۴/۰۵	۱۰۲/۰۳	۸۴/۰۴
فشار بحرانی (MPa)	۴/۱۲	۸/۲۱۵	۳/۶۵۱	۴/۰۵۹	۳/۷۶۱
چگالی (g/ cm ³)	۰/۸۷	۰/۷۹۱۸	۱/۴۰۴	۰/۰۰۴۲۵	۰/۰۰۳۷
دمای بحرانی [k]	۵۹۱/۷	۵۱۲/۵	۴۲۷/۰۱	۳۷۴/۲	۳۴۵/۸۵۷

جدول ۳-۳ ویژگی‌های ترمودینامیکی سیالات استفاده شده در سیکل رانکین ارگانیک [۳۲]

۳-۴-۴- معادلات حاکم بر مسئله

معادلات موازنه‌ی جرم و انرژی برای حجم کنترل در شرایط حالت پایدار با فرض ناچیز بودن تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل به ترتیب برابر است با معادلات (۳-۲) و (۳-۳).

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (۳-۲)$$

$$\dot{Q}_{in} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (۳-۳)$$

بهینه‌سازی سیکل رانکین آلی دو مرحله‌ای به منظور بازیافت حرارت از موتورهای احتراق داخلی

فصل سوم: مدل‌سازی و تحلیل انرژی

کار خالص تولیدی سیکل و بازده گرمایی سیکل و بازدهی قانون یکم ترمودینامیک از معادلات (۳-۴) و (۳-۵) و (۳-۶) به دست می‌آید.

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_P \quad (3-4)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \quad (3-5)$$

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{total\ energy\ input} = \frac{net\ worke\ output}{\dot{m}_{hf} (h_{hf,in} - h_0)} \quad (3-6)$$

معادلات و روابط مورد نیاز برای هر یک از اجزای سیکل رانکین ارگانیک در جدول زیر به صورت جداگانه آورده شده است.

جدول ۳-۴ روابط مورد نیاز برای تحلیل اجزای سیکل

بازده و موازنه‌ی اوپراتور و کندانسور	موازنه‌ی انرژی	موازنه‌ی جرم	
$\eta_{I,Ht,p} = \frac{h_{2,5} - h_1}{h_2 - h_1}$ $\eta_{I,Lt,p} = \frac{h_{6,2} - h_5}{h_6 - h_5}$	$\dot{W}_{Ht} = \eta_{Ht,p} \dot{m}_{ht} (h_2 - h_1)$ $\dot{W}_{Lt} = \eta_{Ht,p} \dot{m}_{Lt} (h_6 - h_5)$	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{ht}$ $\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{ht}$	پمپ‌ها
	$\dot{Q} = \dot{m}_{lt} (h_6 - h_7)$	$\dot{m}_{engin} (h_d - h_e)$ $= \dot{m}_{Ht} (h_3 - h_2)$ $\dot{m}_g (h_f - h_g)$ $= \dot{m}_{lt} (h_7 - h_6)$	اوپراتورها

بهینه‌سازی سیکل رانکین آلی دو مرحله‌ای به منظور بازیافت حرارت از موتورهای احتراق داخلی
فصل سوم: مدل‌سازی و تحلیل انرژی

$\eta_{I,Ht,p} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$ $\eta_{I,Lt,p} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9s}}$	$\dot{W}_{T.Ht} = \eta_T \dot{m}_{ht} (h_3 - h_4)$ $\dot{W}_{T.Lt} = \eta_T \dot{m}_{ht} (h_3 - h_4)$	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{ht}$ $\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{Lt}$	توربین‌ها
	$\dot{Q} = \dot{m}_{cond} (h_{11} - h_{10})$	$\dot{m}_{cond} (h_{10} - h_{11}) = \dot{m}_{lt} (h_5 - h_9)$	کندانسور

فصل چهارم

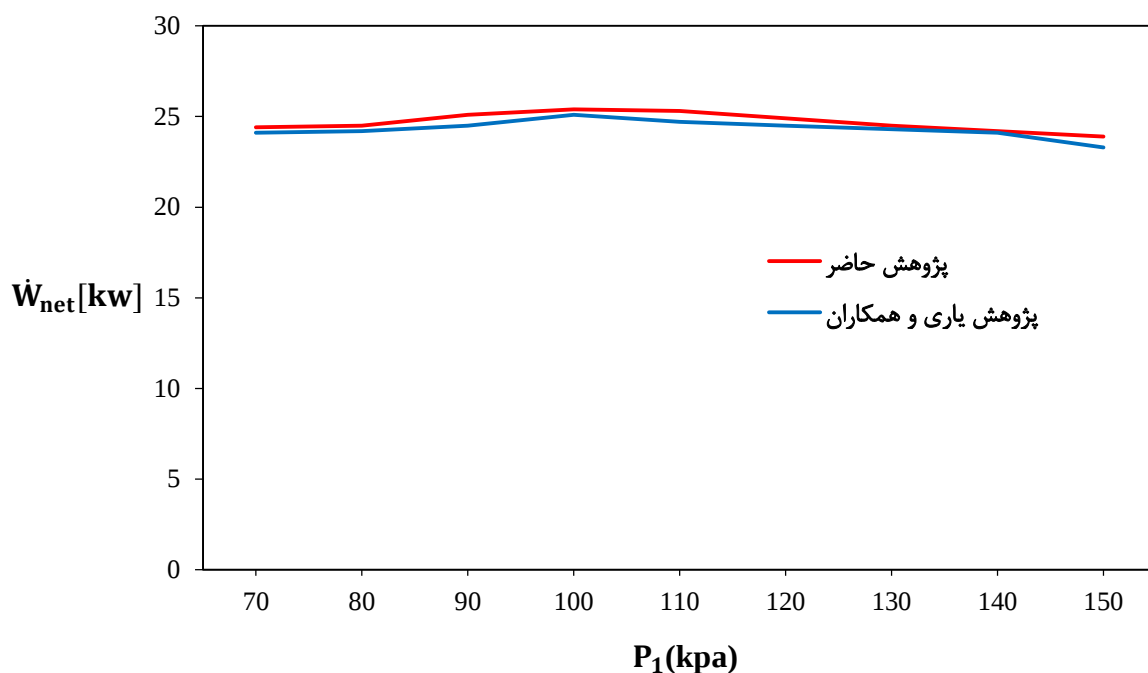
نتایج و بحث

۴-۱- مقدمه

در این فصل به بررسی و تجزیه و تحلیل نتایج حاصل از فرضیات و معادلات حاکم بر مسئله که به کمک نرم‌افزار EES به دست آمده پرداخته می‌شود و با محاسبه‌ی کار خالص و بازدهی سیکل برای سیالات در شرایط مختلف و پارامترهای ترمودینامیکی سیکل جهت بهینه‌سازی آنها تلاش می‌شود.

۴-۲- نتایج اعتبارسنجی

با توجه به فرضیات و شبیه‌سازی توسط نرم‌افزار EES مقادیر به دست آمده با نتایج پژوهش دکتر یاری و همکاران اعتبارسنجی شده است و توان تولیدی و کار خالص مورد ارزیابی قرار گرفتند.

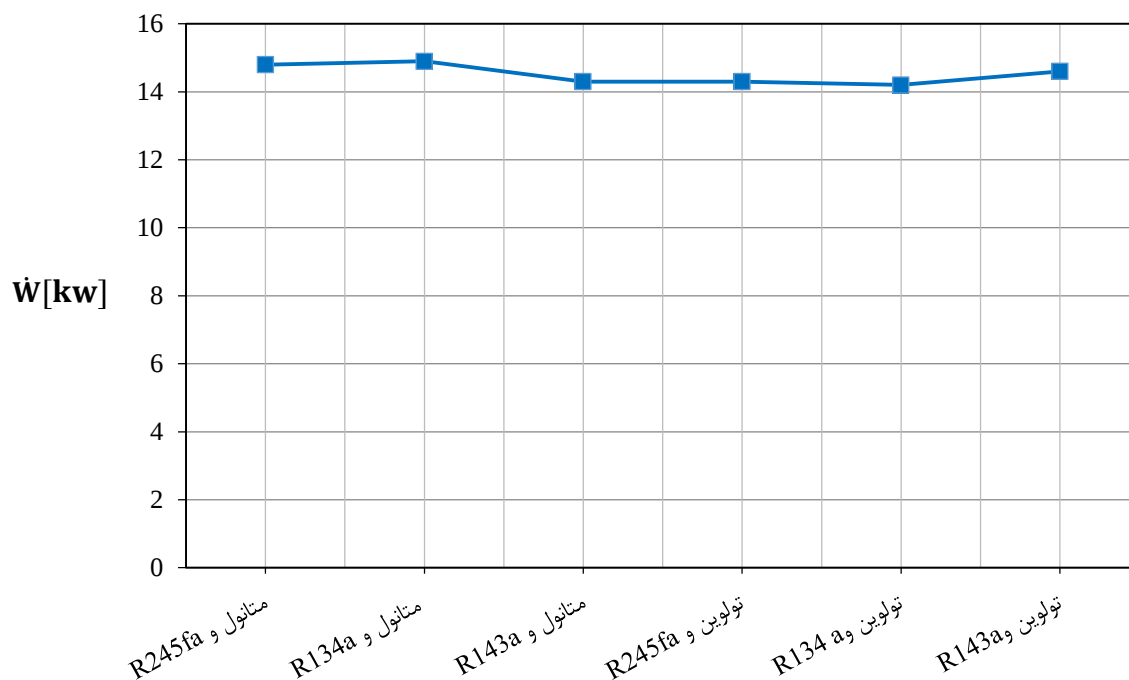


شکل ۴-۱- مقایسه نتایج پژوهش حاضر با پژوهش یاری و همکاران در کار خالص

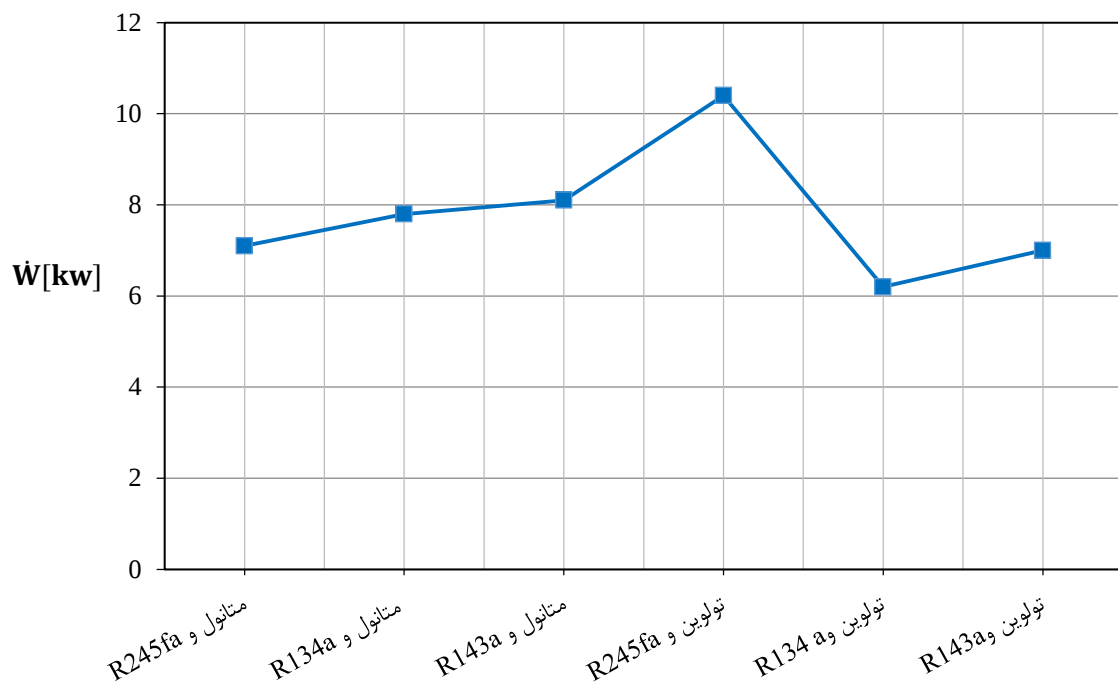
همانطور که در شکل (۴-۱) نشان داده شده است خروجی کار خالص و بازده از این پژوهش با داده‌های پژوهش یاری و همکاران تطابق مناسبی دارد.

۳-۴- نتایج تحلیل ترمودینامیکی

در این پژوهش نخست از بین سیالات با توجه به ویژگی‌های آنها چند سیال مناسب انتخاب می‌شود سپس با مقایسه‌ی میزان کار تولیدی در بخش دما بالای سیکل و همچنین دما پایین و در آخر با محاسبه و مقایسه‌ی میزان کار تولیدی خالص مجموع و در نظر گرفتن بازدهی سیکل در سیال مناسب برای سیکل یکی برای بخش دما بالا و دیگری برای بخش دما پایین را انتخاب می‌شود. سپس با بررسی تأثیر همه‌ی پارامترها بر روی عملکرد سیکل رانکین مقادیر بهینه یافت می‌شود.

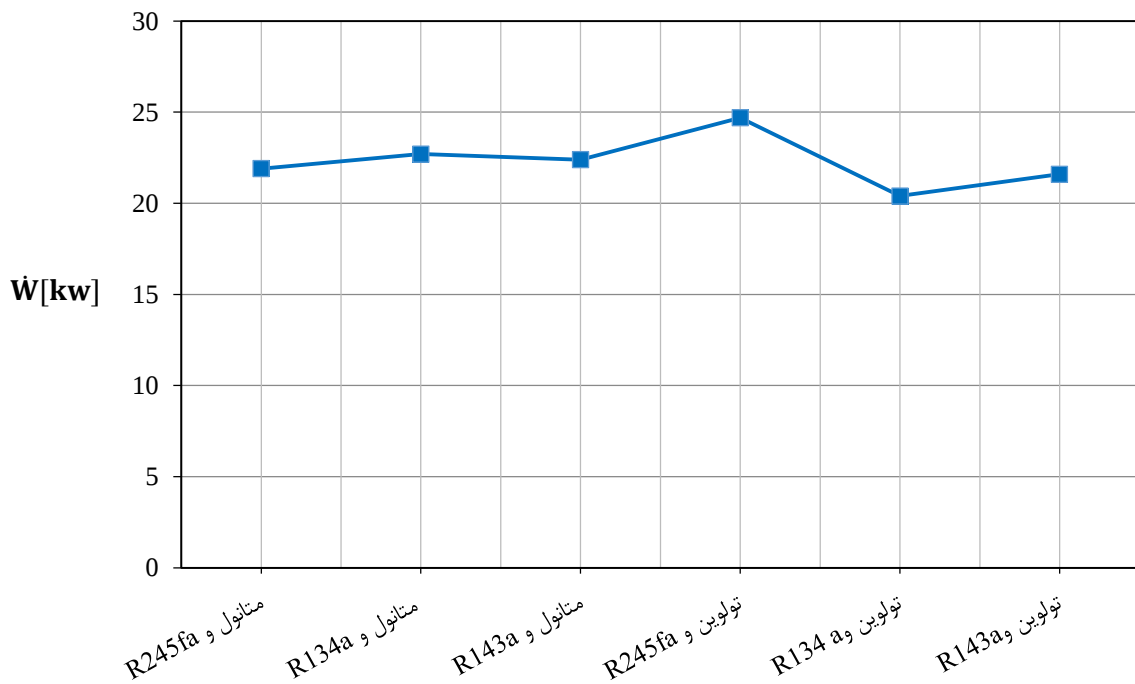


شکل ۴-۲- بررسی میزان توان تولیدی زوج سیال‌ها در بخش دما بالای سیکل

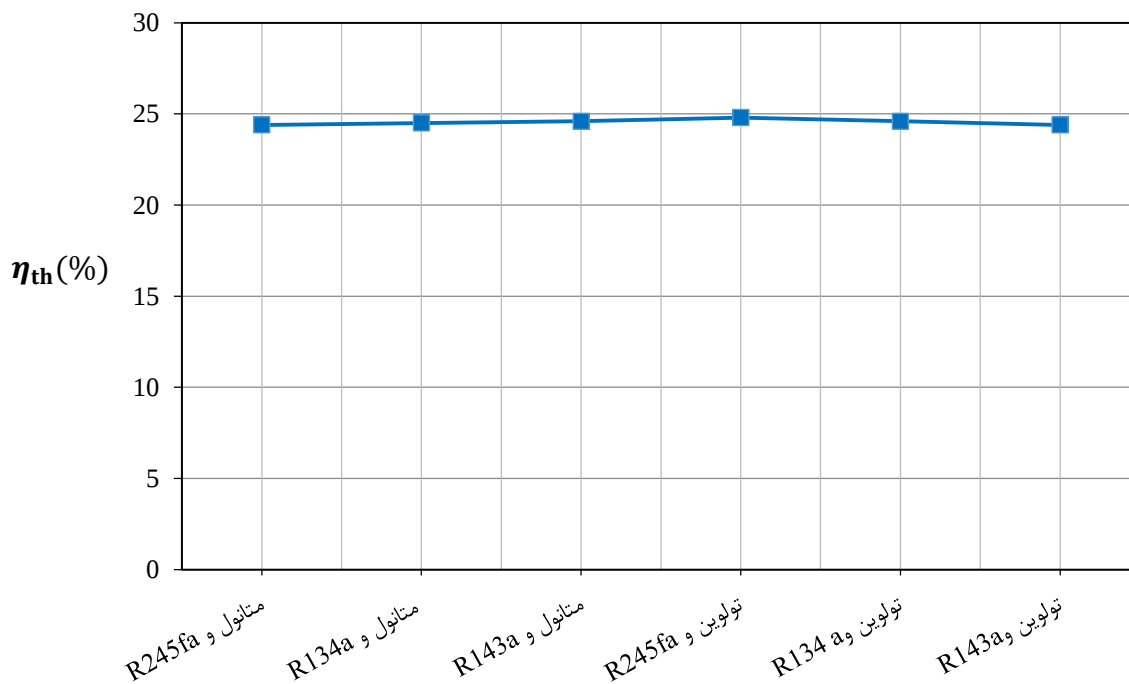


شکل ۴-۳- بررسی میزان تولیدی زوج سیال‌ها در بخش دما پایین سیکل

همانطور که در شکل‌های (۲-۴) و (۳-۴) دیده می‌شود هر زوج سیال با توجه به ویژگی‌های مختلفی که دارند دارای کارایی متفاوتی هستند.



شکل ۴-۴- مقایسه‌ی میزان مجموع توان تولیدی زوج سیال‌ها در سیکل

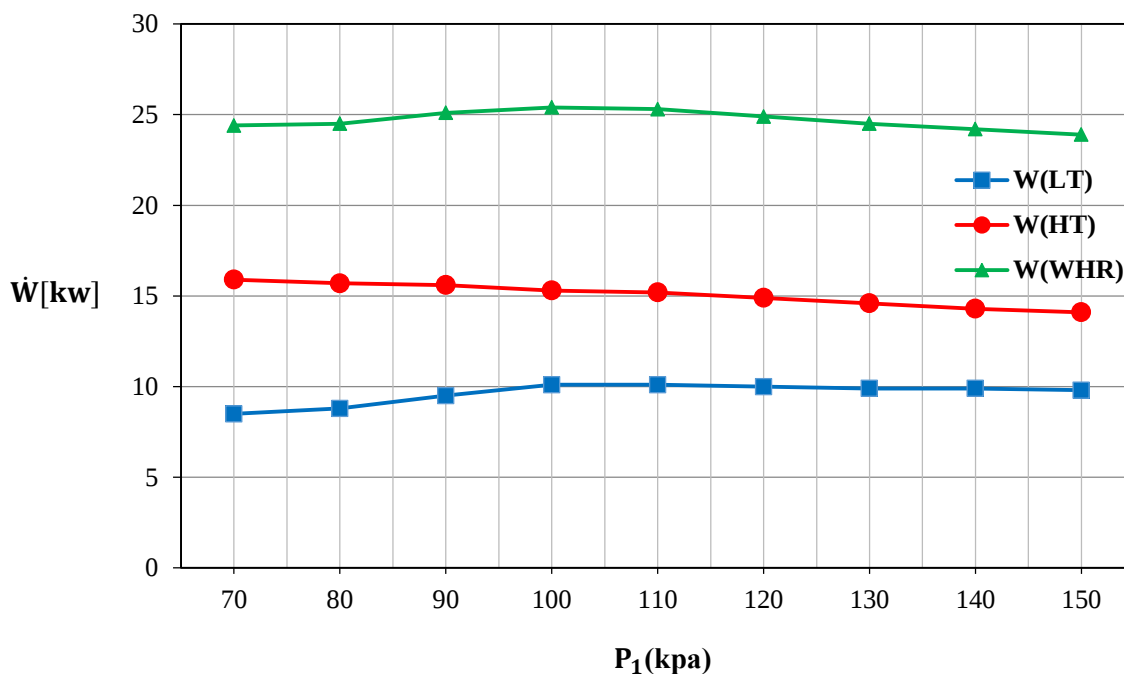


شکل ۴-۵- مقایسه‌ی میزان بازدهی هر زوج سیال در سیکل

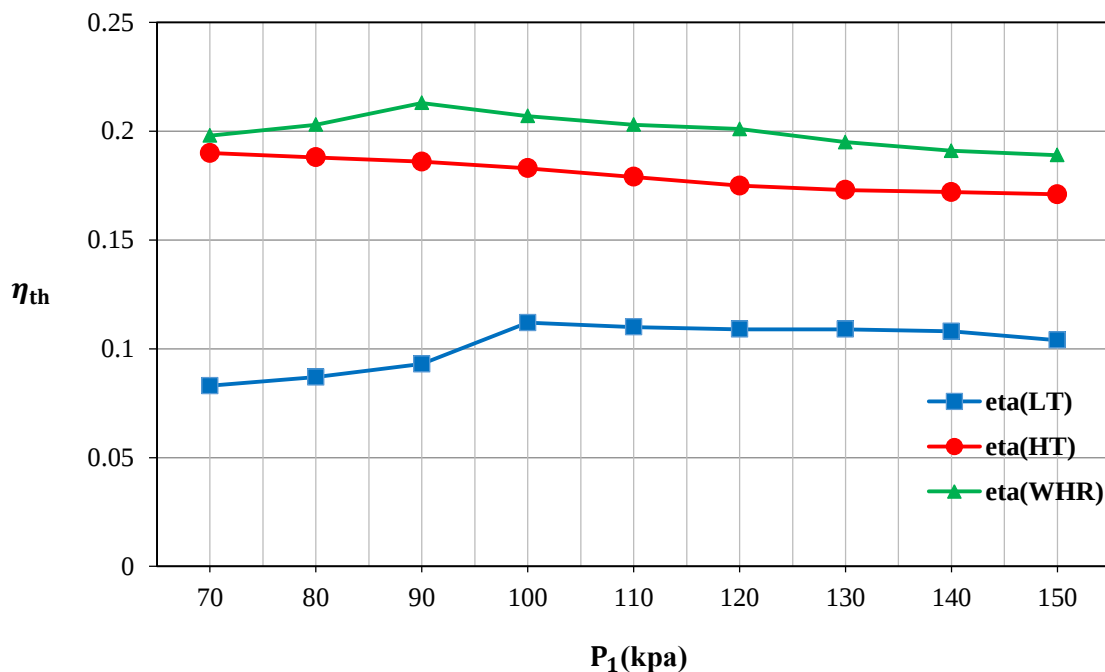
با توجه به شکل‌های بالا درمی‌یابیم که انتخاب نوع سیال در سیکل رانکین ارگانیک بسیار مهم و تأثیرگذار است چرا که در سیکل رانکین ارگانیک به دلیل دمای پایین منبع حرارتی که همان دمای گرمای تلف شده است. خود به خود میزان راندمان انتقال حرارت در مبدل‌های گرمایی کاهش می‌یابد و این در کاهش راندمان کل سیکل تأثیر می‌گذارد بنابراین خواص ترمودینامیکی سیال کاری در کم کردن این نقص مؤثر است. با بررسی نتایج انتخاب سیال کاری تولون – R245fa مناسب دانسته شد. چرا که دارای ویژگی‌های مناسب یک سیال ارگانیک مانند نقطه‌ی انجماد پایین و حرارت تبخیر و چگالی بالا و همچنین اثرات زیست‌محیطی کم می‌باشد و هم میزان تولید کار و بازدهی بیشتری دارند. البته ما در اینجا بیشتر بر روی توان و بازدهی سیکل تمرکز می‌کنیم اما این را هم باید در نظر داشت که تعدادی از سیالات کاری همچون R11، R12 و R123 و ... امروزه به دلیل اثرات مخرب زیست‌محیطی یا به طور کلی ممنوع شدند یا کاربرد گذشته‌ی خود را از دست دادند.

۴-۴- بررسی نتایج پارامتری

هدف مطالعه و بررسی نتایج پارامتری و مشخص شدن تأثیرات آنها در میزان عملکرد سیکل ترمودینامیکی است. پارامترهای مهمی همچون P_1 ، پایین‌ترین فشار سیکل دما بالا، P_2 فشار ورودی توربین سیکل دما بالا، P_3 فشار ورودی توربین در بخش دما پایین سیکل، T_3 دمای ورودی توربین در بخش دما بالای سیکل و $\Delta T_{PP,HT}$ اختلاف دمای پینچ اوپراتور در بخش دما بالای سیکل و همچنین $\Delta T_{PP,LT}$ اختلاف دمای نقطه‌ی پینچ اوپراتور در بخش دما پایین سیکل رانکین ارگانیک مورد بررسی قرار می‌گیرند تا تأثیر آن بر عملکرد ترمودینامیکی سیستم مشخص شود. با توجه به نتایج بخش پیشین که در آن تولوئن و R245fa بهترین عملکرد را از خود نشان داده بودند. این بخش مطالعات پارامتریک خود را با سیال کاری تولوئن برای بخش دما بالای سیکل و سیال کاری R245fa برای بخش دما پایین سیکل انجام می‌دهیم.



شکل ۴-۶- تأثیرات مقادیر مختلف P_1 بر روی عملکرد ترمودینامیکی سیستم (توان)

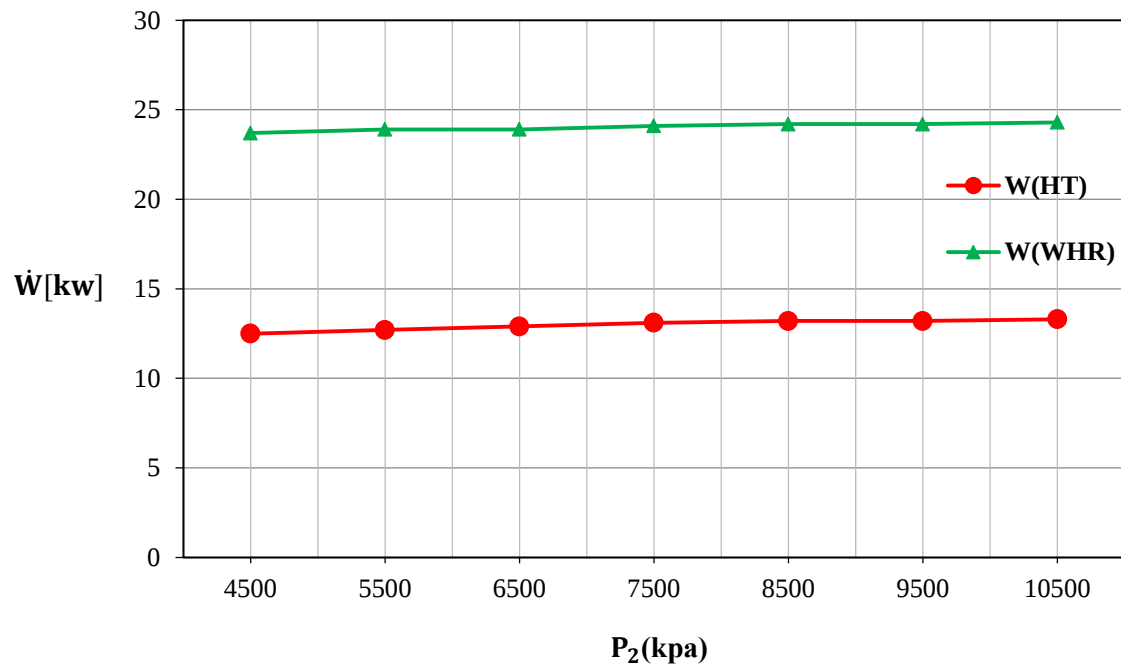


شکل ۴-۷- تأثیرات مقادیر مختلف P_1 بر روی عملکرد ترمودینامیکی سیستم (بازده)

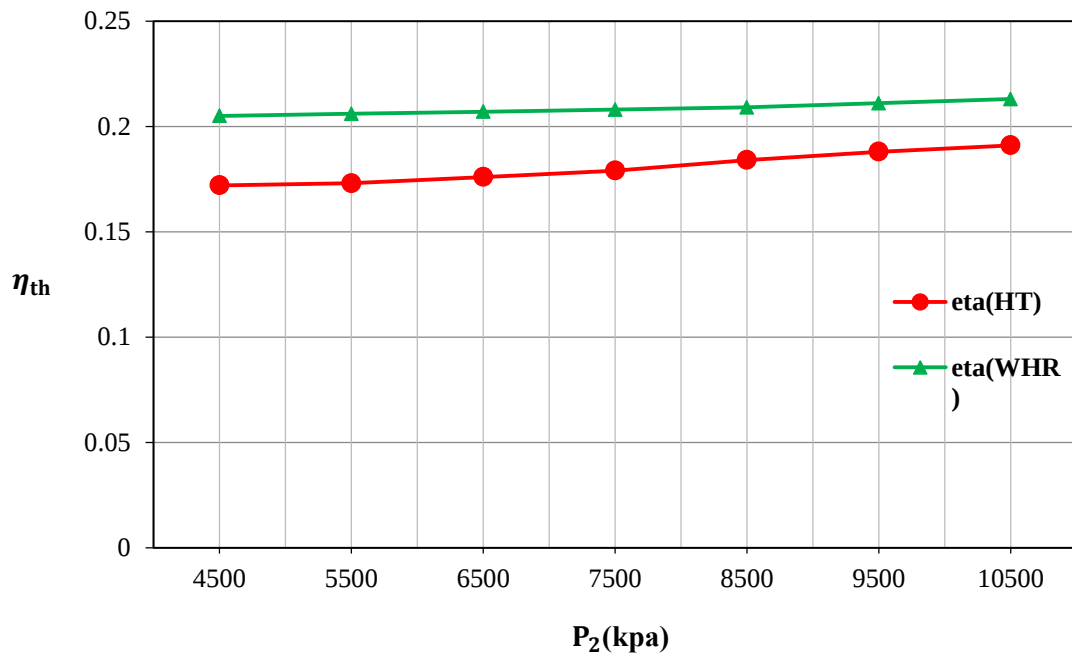
با توجه به نمودار ۴-۶ با افزایش مقادیر P_1 ، یعنی فشار ورودی به توربین بخش دما بالای سیکل میزان توان تولیدی در بخش دما پایین سیکل ابتدا روند صعودی به خود می‌گیرد اما سپس ثابت می‌ماند و تا حدود اندکی کاهش را هم نشان می‌دهد. اما این افزایش فشار ورودی توربین دما بالا تأثیرش بر روی توان تولیدی در بخش دما بالای سیکل کاملاً معکوس است و با شیبی مشخص و مداوم در حال کاهش توان است. در واقع افزایش فشار P_1 باعث افزایش دمای سیال کاری در ورودی اواپراتور دما بالا می‌شود و پی‌آمد آن افزایش دمای گاز خروجی اواپراتور یعنی T_e است که خود باعث کاهش در نسبت مصرف گاز خروجی موتور می‌شود. افزایش فشار P_1 به دلیل کاهش نسبت فشار منجر به کاهش توان تولیدی در بخش دما بالا می‌شود اما در بخش دما پایین مقدار توان تولیدی در یک مقدار P_1 مشخص بیشینه می‌شود و آن جایی است که نقطه‌ی پینچ دچار تغییر حالت می‌شود و وارد اواپراتور بخش دما پایین سیکل می‌شود؛ و از آنجایی که دمای سیال خنک کاری موتور و دماهای ورودی و خروجی اواپراتور دما پایین ثابت است این افزایش فشار P_1 تأثیری در توان تولیدی ندارد؛ و به همین دلیل با بررسی نمودار میزان بیشینه‌ی توان تولیدی در همان نقطه‌ی تغییر

بهینه‌سازی سیکل رانکین آلی دو مرحله‌ای به منظور بازیافت حرارت از موتورهای احتراق داخلی
فصل چهارم: نتایج و بحث

حالت نقطه‌ای پینچ اتفاق می‌افتد. در مورد بازدهی ترمودینامیکی هم در بخش دما پایین و هم در بخش دما بالا و در مجموع کل سیکل نیز روندی همانند کار را نشان می‌دهد.

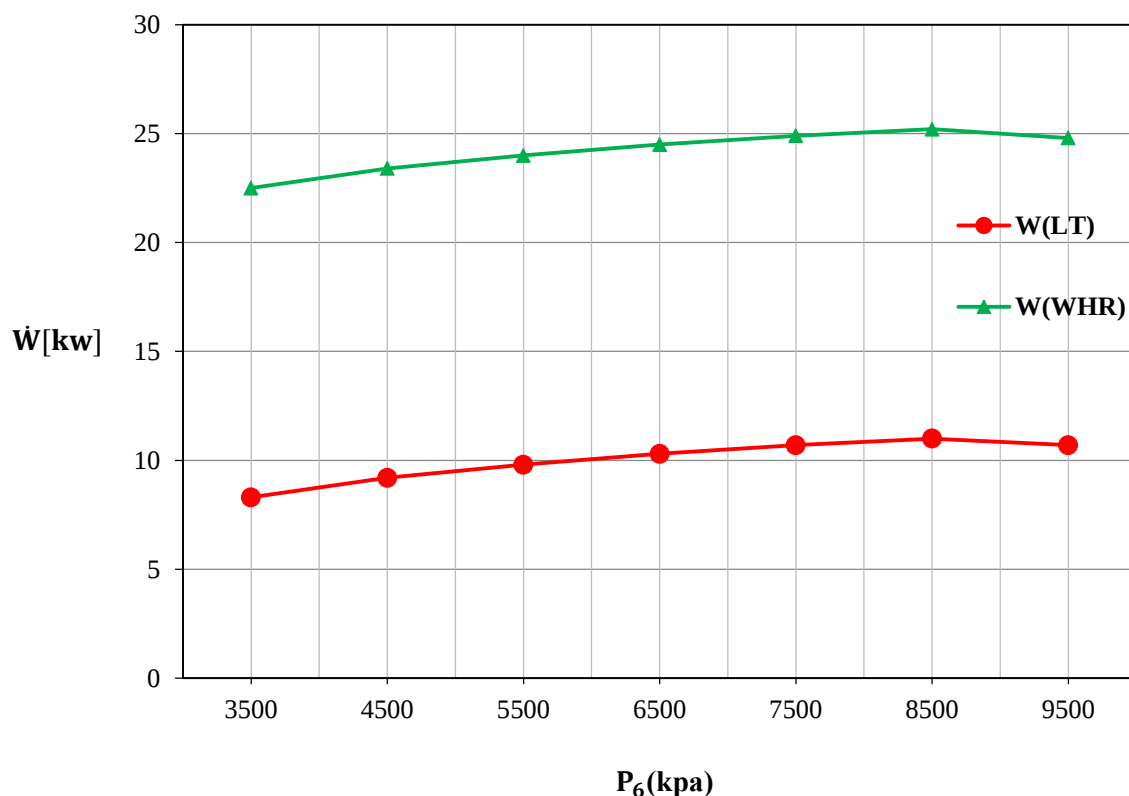


شکل ۴-۸- تأثیر مقادیر مختلف P_2 بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (توان)



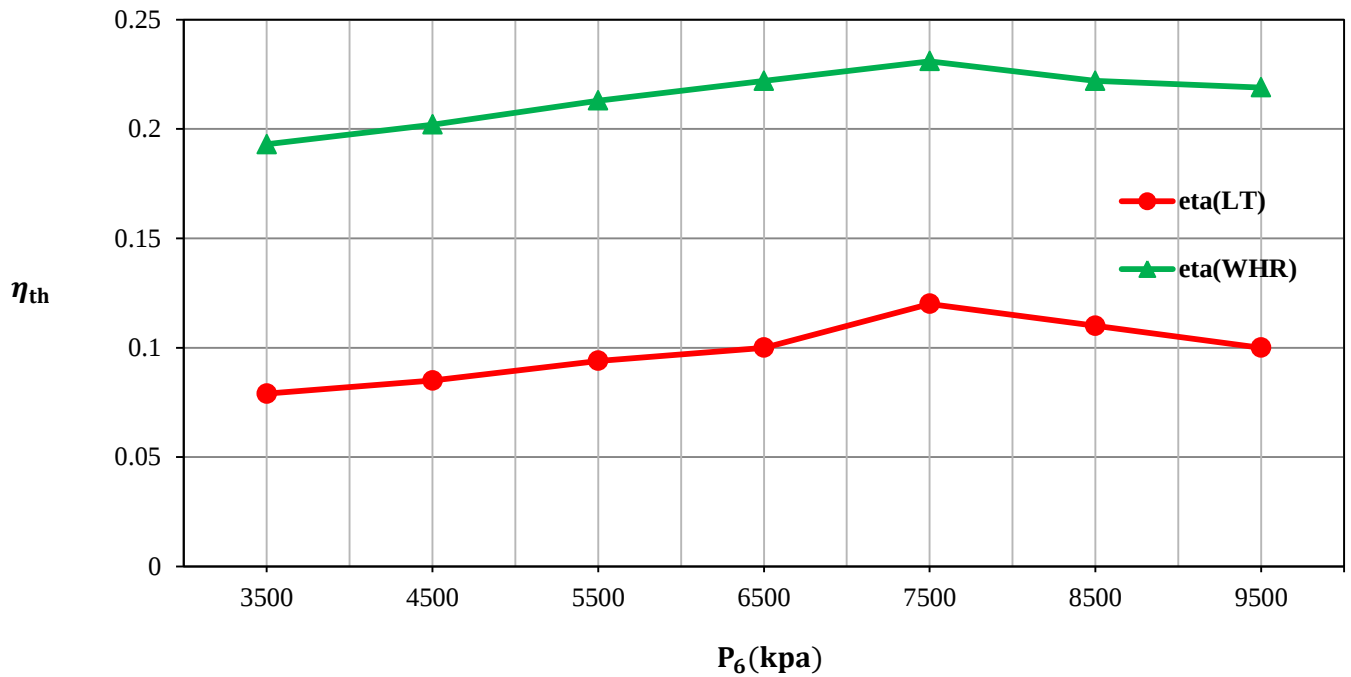
شکل ۴-۹- تأثیر مقادیر مختلف P_2 بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (بازده)

در بخش دما پایین با مقادیر مختلف P_p تغییری در توان تولیدی اتفاق نمی‌افتد اما در بخش دما بالای سیکل با افزایش فشار P_p یعنی در ورودی توربین شاهد افزایش توان تولیدی خواهیم بود چرا که نسبت فشار در توربین بخش دما بالا افزایش می‌یابد. در نتیجه مجموع توان تولیدی سیکل رانکین ارگانیک با افزایش فشار P_p افزایش می‌یابد و بازده هم بهبود می‌یابد.

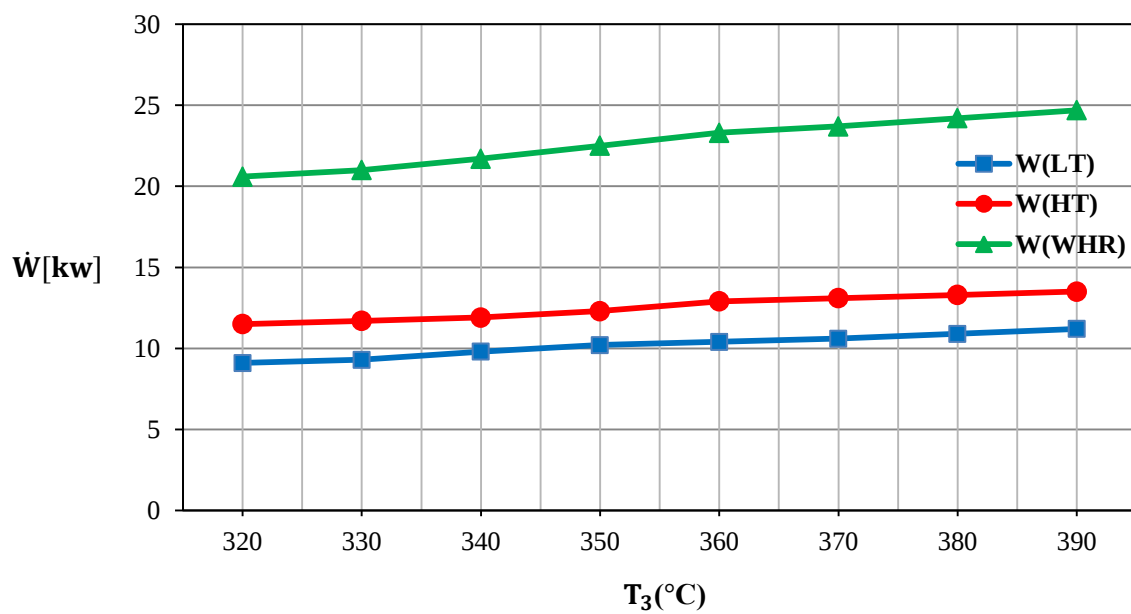


شکل ۴-۱۰- تأثیر مقادیر مختلف P_p بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (توان)

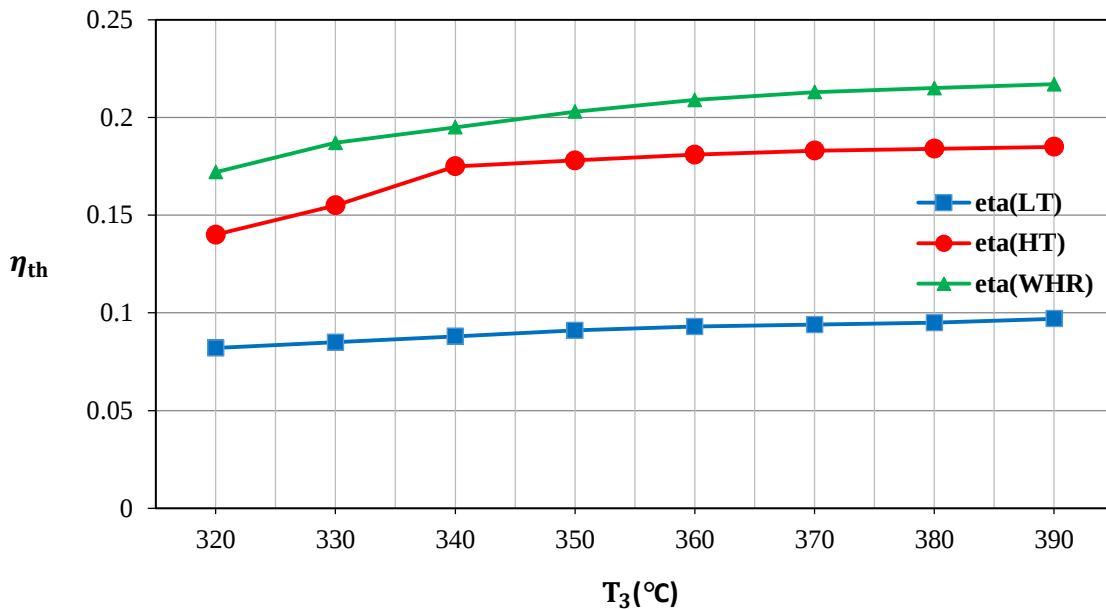
در شکل‌های ۴-۱۰ و ۴-۱۱ تأثیر افزایش فشار P_p یعنی ورودی توربین در بخش دما پایین سیکل رانکین ارگانیک بر توان تولیدی و بازدهی سیکل دیده می‌شود. با افزایش فشار P_p ، توان تولیدی در سیکل دما بالا از آن تأثیر نمی‌پذیرد. اما میزان توان تولیدی در سیکل دما پایین در یک نقطه‌ی مشخص به مقدار بیشینه‌ی خود می‌رسد. به همین دلیل میزان توان تولیدی کل سیکل و بازده هم در همان نقطه بیشترین مقدار را خواهند داشت.



شکل ۴-۱۱- تأثیر مقادیر مختلف P_6 بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (بازده)



شکل ۴-۱۲- تأثیر مقادیر مختلف T_3 بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (توان)

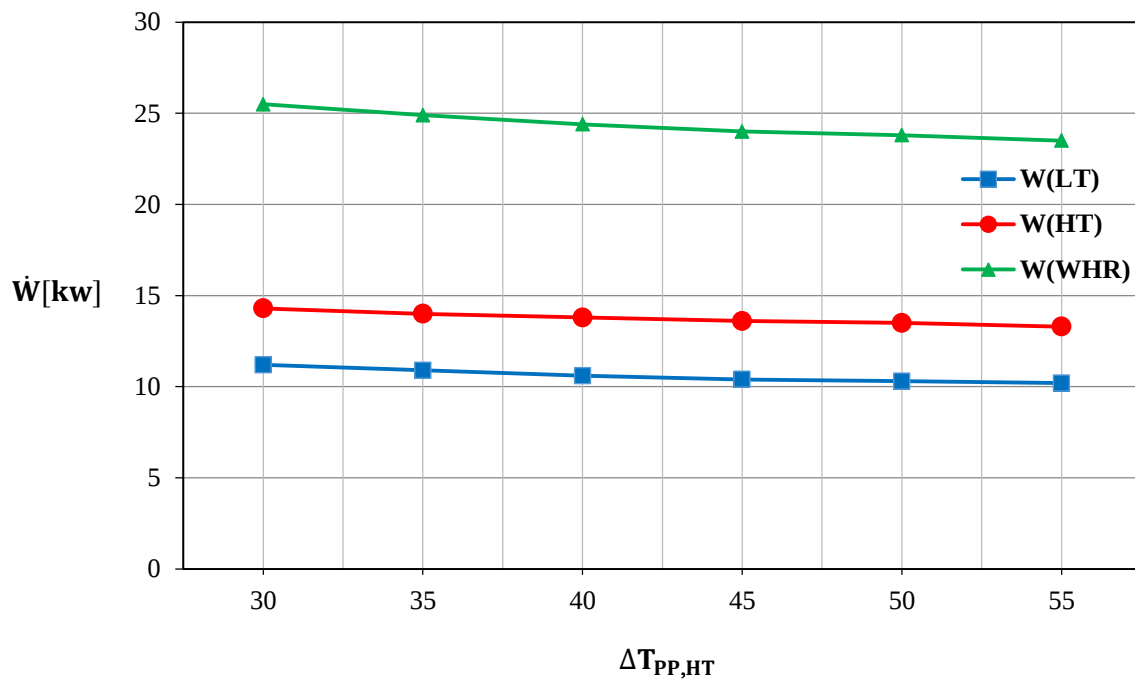


شکل ۴-۱۳- تأثیر مقادیر مختلف T_3 بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (بازده)

شکل‌های بالا تأثیر افزایش دمای T_3 یعنی دمای ورودی در بخش دما بالای سیکل را بر روی توان و بازدهی سیکل رانکین ارگانیک نشان می‌دهد.

این نمودارها رابطه‌ی مستقیم بین دمای ورودی توربین و توان تولیدی را نشان می‌دهد چرا که با افزایش دمای T_3 توان تولیدی در سیکل دما بالا افزایش یافته و همچنین توان تولیدی در سیکل دما پایین به دلیل

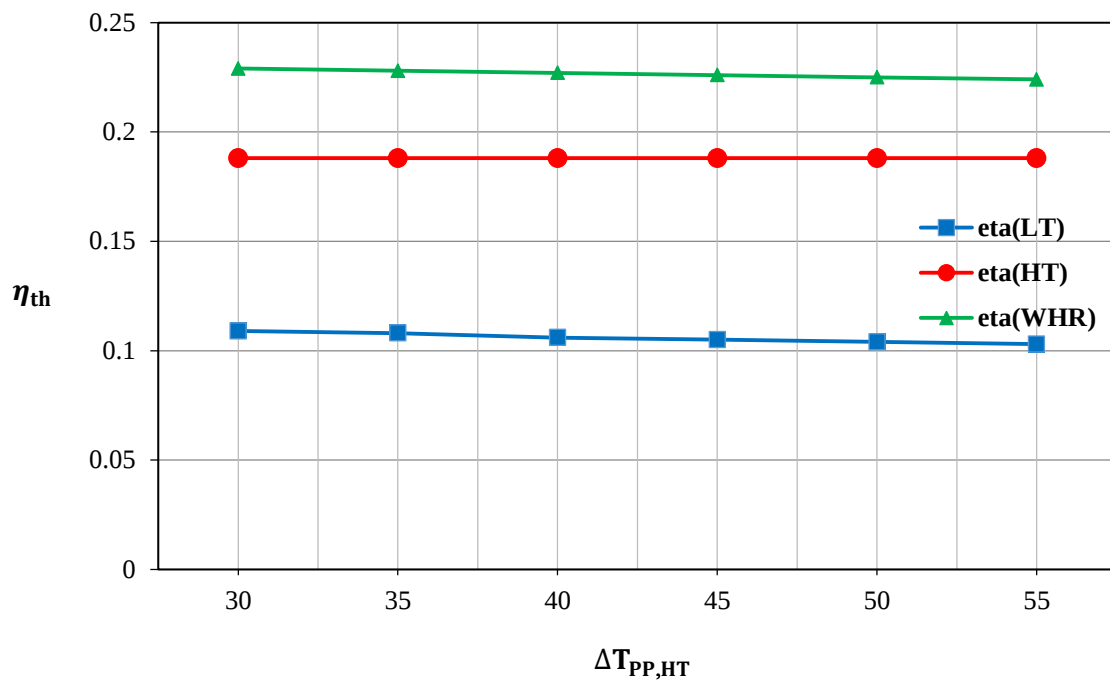
افزایش T_4 ، T_8 نیز افزایش می‌یابد. بازدهی سیکل رانکین ارگانیک نیز با افزایش دمای T_3 بهبود می‌یابد.



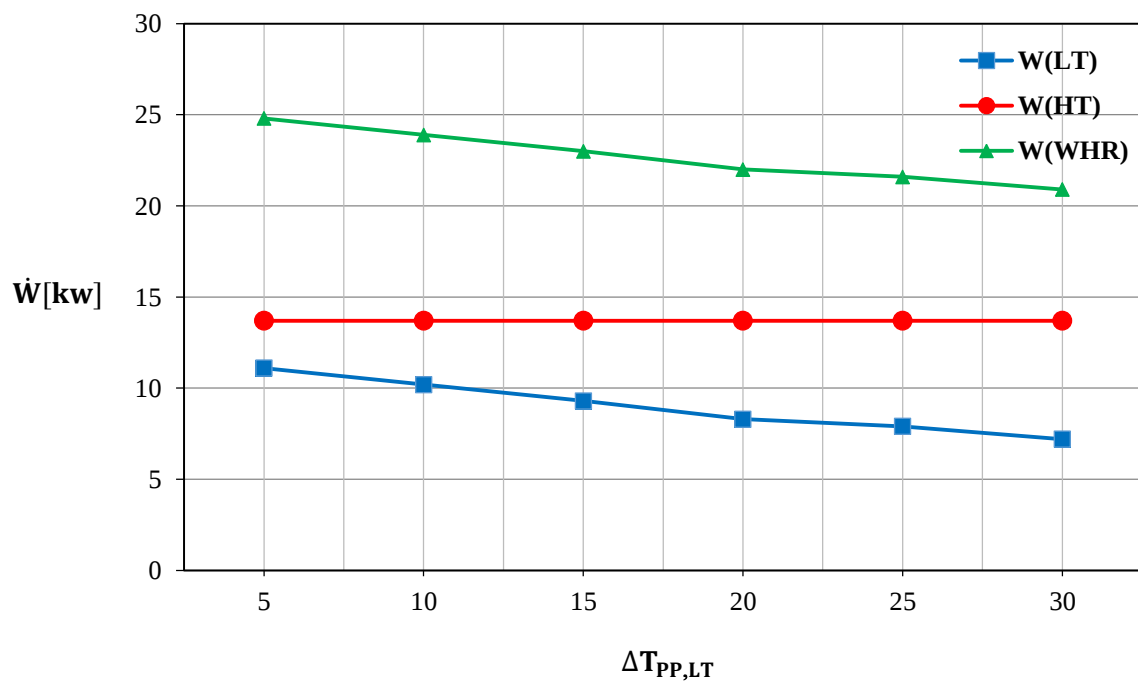
شکل ۴-۱۴- تأثیر مقادیر مختلف $\Delta T_{PP,HT}$ بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (توان)

شکل بالا نحوه‌ی تأثیر افزایش اختلاف دمای پینچ پوینت اواپراتور در بخش دما بالای سیکل را نشان می‌دهد.

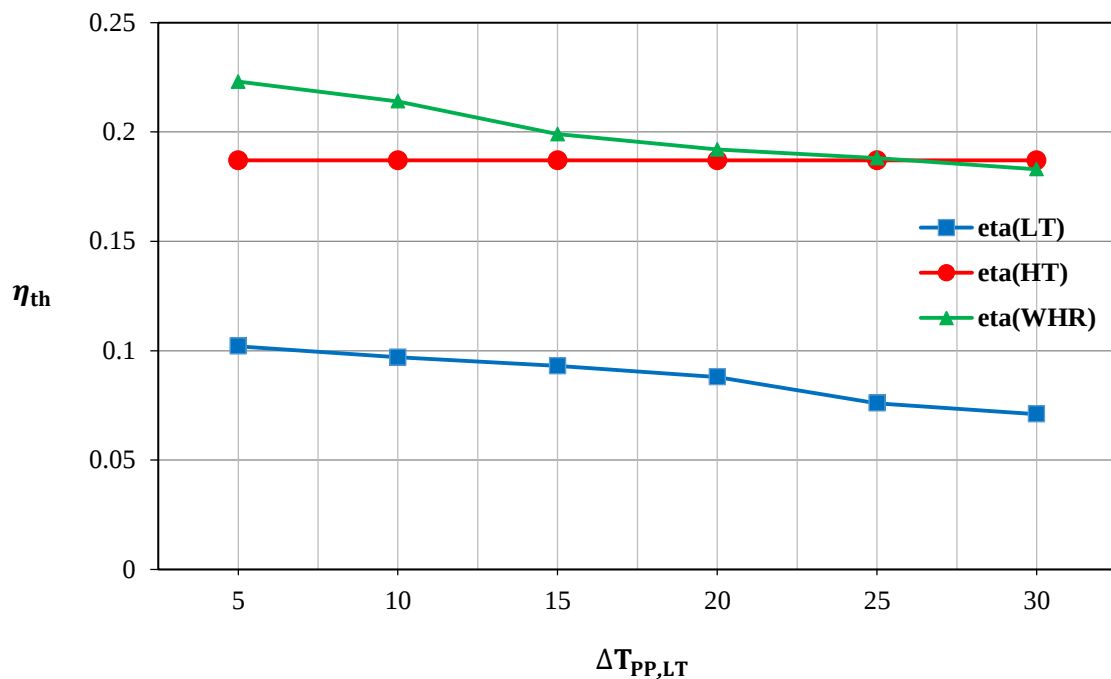
میزان توان تولیدی در هر دو بخش دما بالا و دما پایین سیکل با افزایش میزان اختلاف دمای پینچ پوینت کاهش می‌یابد. طبق شکل ۴-۱۴ با افزایش مقادیر $\Delta T_{PP,HT}$ بازدهی کل سیکل کمی کاهش را نشان می‌دهد.



شکل ۴-۱۵- تأثیر مقادیر مختلف $\Delta T_{PP,HT}$ بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (بازده)



شکل ۴-۱۶- تأثیر مقادیر مختلف $\Delta T_{PP,LT}$ بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (توان)



شکل ۴-۱۷- تأثیر مقادیر مختلف $\Delta T_{PP,LT}$ بر روی عملکردهای ترمودینامیکی سیستم (بازده)

شکل‌های بالا نشان می‌دهد که با افزایش اختلاف دمای پینچ پوینت اواپراتور بخش دما پایین سیکل، میزان توان تولیدی بخش دما بالا تقریباً ثابت می‌ماند اما توان تولیدی در بخش دما پایین سیکل کاهش می‌یابد و همین کاهش منجر به کاهش توان تولیدی کل سیکل خواهد شد. بازدهی سیکل نیز دچار کاهش خواهد شد.

۴-۵- بررسی نتایج بهینه سازی ترمودینامیکی

به منظور بهینه سازی ترمودینامیکی یعنی بیشینه کردن بازده یکم ترمودینامیکی برای چرخه‌ی ارگانیک رانکین به عنوان تابع هدف و براساس متغیرهای تصمیم $P_1, P_2, P_6, T_3, \Delta T_{PP,HT}, \Delta T_{PP,LT}$ از نرم افزار EES استفاده شده است.

که تنظیم‌های الگوریتم شبیه سازی آن به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

جدول ۴-۱ تنظیمات الگوریتم ژنتیک

پارامتر	اندازه‌ی جهت	بیش‌ترین تعداد نسل	احتمال جهش
مقدار	۵۱۲	۶۴	۰.۲۶۳

با توجه به جدول ۴-۲ و با تمرکز بر میزان کار و بازدهی هر یک از زوج سیال‌ها، زوج سیال تولوین و R245fa به عنوان سیال مناسب و بهینه برای چرخه انتخاب می‌شود.

جدول ۴-۲ نتایج بهینه‌سازی ترمودینامیکی سیکل آلی رانکین

پارامتر	متانول و R245fa	متانول و R143a	تولوین و R245fa	تولوین و R143a
T_3	۳۸۱	۳۷۹	۳۸۳	۳۸۴
P_1	۱۰۷	۱۰۹	۱۱۰	۱۰۸
P_2	۹۶۵۲	۹۶۵۸	۹۶۵۶	۹۶۶۱
P_6	۸۴۴۵	۸۴۵۲	۸۴۵۶	۸۴۵۱
$\Delta T_{PP,HT}$	۳۱	۳۱	۳۰	۳۱
$\Delta T_{PP,LT}$	۶	۵	۵	۵
$\dot{W}_{LT}$	۷.۱	۸.۱	۱۰.۴	۷
$\dot{W}_{HT}$	۱۴.۸	۱۴.۳	۱۴.۳	۱۴.۶
$\dot{W}_{net}$	۲۱.۹	۲۲.۴	۲۴.۷	۲۱.۶
η_{cycle}	۲۴.۴	۲۴.۶	۲۴.۸	۲۴.۳

۴-۶- تحلیل ترمواکونومیک

به منظور بهینه سازی ترمواکونومیکی چرخه نخست باید هزینه خریداری هریک از اجزای سامانه را بر حسب ویژگی‌های ترمودینامیکی و خود چرخه محاسبه کنیم. در مورد توربین هزینه‌های آن براساس حجم جاروب شده می‌باشد و براساس کمپرسورهای هرستیک می‌باشد. ضریب ۱.۵ در هزینه کمپرسورها به دلیل داشتن تأثیر بلوغ کمتر در ساخت تکنولوژی توربین‌ها در نظر گرفته می‌شود. هزینه‌های مبدل براساس دلار و C_1 قیمت واحد سطح انتقال گرما است. قیمت مبدل‌های گرمایی براساس سطح کل انتقال گرمای آنها می‌باشد که با توجه به پژوهش دکتر کلاهی و همکاران برای مبدل‌های گرمایی با سطح انتقال گرمای سیکل رانکین پژوهش حاضر که از جنس آلومینیوم باشند حدود $8 \text{ \$/ft}^2$ در نظر گرفته می‌شود [۳۳].

نرخ هزینه کل هم‌سطح شده مرتبط با سرمایه گذاری اولیه و تعمیر و نگهداری جزء k به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\dot{C}_k = \dot{C}_k^{in} + \dot{C}_k^{OM} \quad (۴ - ۱)$$

$$\dot{C}_k^{in} = \left(\frac{CRF}{N_{OP}} \right) \cdot C_k \quad (۴ - ۲)$$

$$CRF = \frac{i_r(1 + i_r)^n}{(1 + i_r)^n - 1} \quad (۴ - ۳)$$

در این معادله $\dot{C}_k^{in}$ هزینه سرمایه گذاری هم‌سطح شده جزء k ، $\dot{C}_k^{OM}$ هزینه تعمیر و نگهداری هم‌سطح شده جزء k ، CRF هزینه بازگشت سرمایه، N_{OP} تعداد ساعت‌های کارکرد سامانه در سال، i_r نرخ بهره‌ی سالانه (۰.۱۲)، n تعداد سالهای مفید کارکرد سامانه (۱۵ سال) و C_k هزینه اولیه جزء k است. هزینه تعمیر و نگهداری سامانه به طور معمول به صورت کسری از هزینه سرمایه گذاری در نظر گرفته می‌شود.

$$\dot{C}_k^{OM} = 0.025 \cdot \dot{C}_k^{in} \quad (۴ - ۴)$$

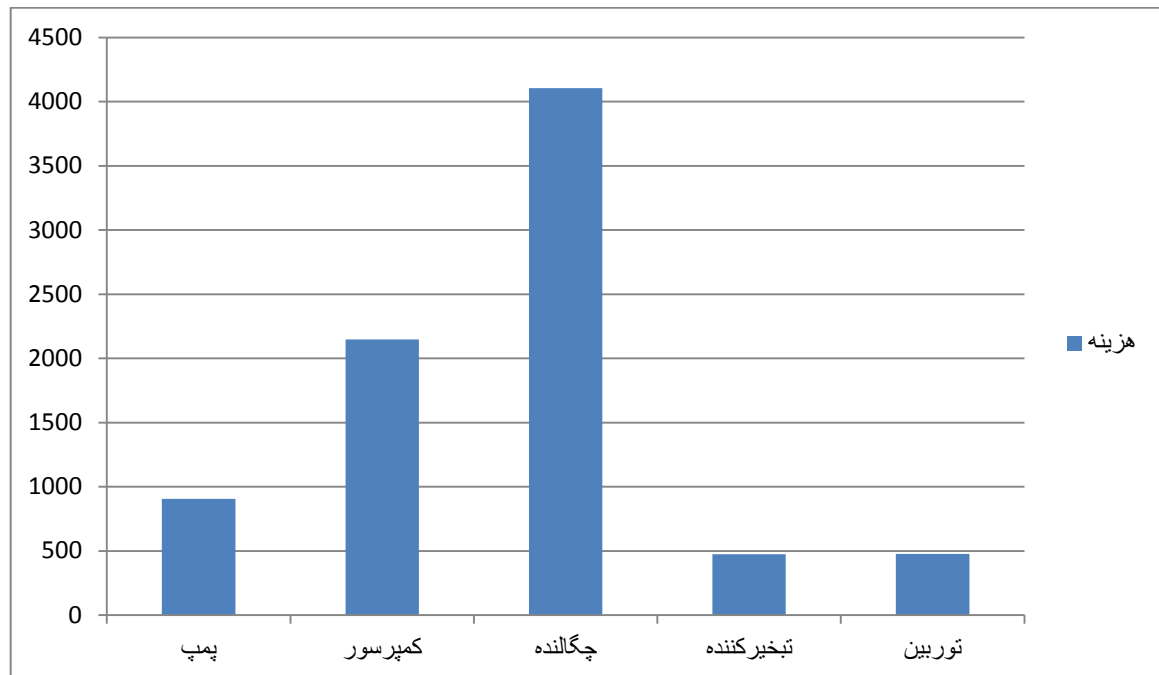
۴-۶-۱ بررسی نتایج بهینه سازی ترمو اکونومیک

نتایج تحلیل اقتصادی در بهینه سازی ترکواکونومیک در جدول (۴-۳) آورده شده است. هزینه ی خریداری و تعمیر و نگهداری و هزینه ی مجموع برای سیالات گوناگون بررسی و مقایسه شدند.

جدول (۴-۳) نتایج بهینه سازی ترمو اکونومیک سیکل رانکین آلی

پارامتر	متانول و R245fa	متانول و R143a	تولین و R245fa	تولین و R143a
$C_{PP}(\$)$	۸۴۸	۹۰۵	۷۱۸	۸۶۸
$C_{ev}(\$)$	۵۳۱	۴۵۲	۳۹۷	۵۱۸
$C_{comp}(\$)$	۲۵۲۱	۲۲۴۸	۲۰۷۸	۲۴۷۰
$C_{cd}(\$)$	۴۹۹۳	۴۶۶۴	۵۵۹۴	۵۴۹۱
$C_{exp}(\$)$	۴۱۸	۴۷۶	۳۹۰	۴۳۵
$C_{tot}(\$ / h)$	۰.۲۲۷۸	۰.۲۱۳۹	۰.۲۲۴۵	۰.۲۳۹۳

با بررسی و مقایسه ی نتایج سیالات در جدول بالا از نظر بهینه سازی ترمو اکونومیکی سیالات متانول و R143a کمترین هزینه ی مجموع یعنی تولید و نگهداری را دارند . در نمودار زیر هم سهم هر یک از اجزا در هزینه ی کل با هم مقایسه می شود.



شکل ۴-۱۸- سهم هر یک از اجزا در هزینه کل

با توجه به نمودار بالا در بین اجزای مختلف سیکل چگالنده بیشترین سهم از میزان هزینه تجهیزات را به خود اختصاص می‌دهد و تبخیر کننده کمترین سهم از هزینه کل را داراست.

فصل پنجم

نتیجه گیری و پیشنهادها

۵-۱- نتیجه‌گیری

در این پژوهش عملکرد سیکل رانکین ارگانیک در بازیافت گرمای خروجی از موتور را بررسی کردیم و با ثابت در نظر گرفتن دمای ورودی و خروجی سیال خنک‌کننده با بهینه‌سازی مقادیر مختلف پارامترهای ترمودینامیکی مؤثر، سیال بهینه برای داشتن عملکرد ترمودینامیکی بهتر معرفی شد و سپس مقادیر مختلف پارامترهای ترمودینامیکی از نظر میزان و نحوه‌ی تأثیرگذاری بر عملکردها را یک به یک مشخص کردیم.

ما با در نظر گرفتن ویژگی‌های یک موتور احتراق داخلی و سپس طراحی سیکل رانکین ارگانیک در بخش خروجی آن جهت استفاده از گرمای اتلافی آن تلاش کردیم. پس از بررسی و مقایسه‌ی سیالات مختلف سیالات تولوئن و R245fa به عنوان سیالات با بهترین عملکرد شناخته شدند. سپس ادامه‌ی پژوهش را با فرض این سیالات کاری انجام دادیم. به عبارتی با استفاده از این دو سیال در دو بخش دما بالا و دما پایین سیکل توانستیم از گرمای اتلافی موتور توان تولید کرده و از سیکل بازدهی بیشینه‌ی $24/8\%$ را دریافت کنیم. توربین بخش دما بالای سیکل به عنوان مهم‌ترین و مؤثرترین جزء سیکل جهت بازیافت گرمای اتلافی شناخته شد. ضمناً نحوه‌ی تأثیر پارامترهای $P_1, P_2, P_3, P_4, T_3, T_4, \Delta T_{PP,HT}$ و $\Delta T_{PP,LT}$ بر روی عملکردهای سیستم به خوبی نشان داد که علاوه بر انتخاب نوع سیال که در میزان توان تولیدی و بازدهی سیکل تأثیر بسیار مهمی دارد رساندن پارامترها به مقادیر مناسب در سیکل نیز نقش مهمی را ایفا می‌کند. این مطالعات در ساخت و طراحی موتورهای درون‌سوز جهت تطابق با سیاست کاهش و یا بهینه کردن مصرف سوخت می‌تواند به کار برده شود.

۵-۲- پیشنهادهایی برای پژوهش‌های آینده

- استفاده از سیالات مختلف دیگر از جمله چندجزئی در کنار سیالات موجود
- بررسی تأثیر ویژگی‌های موتورهای مختلف بر میزان کارایی سیکل رانکین ارگانیک
- در نظر نگرفتن گرمای ویژه و اختلاف دمای نقطه پینچ به عنوان مقادیر ثابت و بررسی سیکل
- تحلیل اقتصادی و عملی میزان تأثیر سیکل رانکین ارگانیک در کاهش هزینه‌ها و صرفه‌جویی

مراجع

- [1] Hung, Tzu-Chen. "Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids." *Energy Conversion and Management* 42.5 (2001): 539-553
- [2] Maizza, V. and A. Maizza. "Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems." *Applied thermal engineering* 21.3 (2001): 381-390.
- [3] Liu, Bo-Tau, Kuo-Hsiang Chien, and Chi-Chuan Wang. "Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery." *Energy* 29.8 (2004): 1207-1217.
- [4] Manolakos, D. et al. "Identification of behaviour and evaluation of performance of small scale, low-temperature Organic Rankine Cycle system coupled with a RO desalination unit." *Energy* 34.6 (2009): 767-774.
- [5] Hettiarachchi, HD Madhawa, et al. "Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources." *Energy* 32.9 (2007): 1698-1706.
- [6] Rayegan, R. and Y. X. Tao. "A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs)." *Renewable Energy* 36.2 (2011): 659-670.
- [7] Tchanche, Bertrand Fankam, et al. "Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle." *Applied Thermal Engineering* 29.11 (2009): 2468-2476.
- [8] Somayaji, Chandramohan. *First and second law analysis of Organic Rankine Cycle*. Mississippi State University, 2008.
- [9] Wei, Donghong, et al. "Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery." *Energy conversion and Management* 48.4 (2007): 1113-1119.
- [10] Mago, Pedro J. et al. "An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids." *Applied thermal engineering* 28.8 (2008): 998-1007.
- [11] Desai, Nishith B. and Santanu Bandyopadhyay. "Process integration of organic Rankine cycle." *Energy* 34.10 (2009): 1674-1686.
- [12] Mohanty, B. and G. Paloso. "Economic power generation from low-temperature geothermal resources using organic Rankine cycle combined with vapour absorption chiller." *Heat Recovery Systems and CHP* 12.2 (1992): 143-158.
- [13] Pei, Gang, Jing Li, and Jie Ji. "Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle." *Applied Thermal Engineering* 30.8 (2010): 998-1004.

- [14] Dai, Yiping, Jiangfeng Wang, and Lin Gao. "Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery." *Energy Conversion and Management* 50.3 (2009): 576-582.
- [15] Mikielwicz, Dariusz, and Jaroslaw Mikielwicz. "A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP." *Applied Thermal Engineering* 30.16 (2010): 2357-2362.
- [16] Najjar, Yousef SH. "Efficient use of energy by utilizing gas turbine combined systems." *Applied Thermal Engineering* 21.4 (2001): 407-438.
- [17] Li, W. et al. "Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic Rankine cycle." *Applied Thermal Engineering* 31.17 (2011): 4014-4023.
- [18] Heberle, Florian, Markus Preissinger, and Dieter Brüggemann. "Zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles for low-enthalpy geothermal resources." *Renewable Energy* 37.1 (2012): 364-370.
- [19] Chen, Qicheng, Jinliang Xu, and Hongxia Chen. "A new design method for Organic Rankine Cycles with constraint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatures coupling with the heat source." *Applied Energy* 98 (2012): 562-573.
- [20] Chys, Michael, et al. "Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles." *Energy* 44.1 (2012): 623-632.
- [21] منصوریم، و خلیل آریا ش (۱۳۹۷) مدلسازی چندبعدی احتراق در موتورهای rccل و تحلیل انرژی و اگزرژی آن
- [22] اکبری ع. و محمودی م (۱۳۹۲) تحلیل ترمودینامیکی و بهینه سازی سیکل ترکیبی رانکین
- نجاتم، و یاریم (۱۳۹۴) تحلیل و بهینه سازی ترمودینامیکی نیروگاههای زمین گرمایی پارسا. [23]
- مرعشی م. و مرادم (۱۳۹۶) طراحی مبدل‌های حرارتی در یک سیکل رانکین ارگانیک جهت بازیافت گرما. پارسا. [24]
- [25] A. Nemati, M. Sadeghi, M. Yari, Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of a marine engine waste heat driven RO desalination system integrated with an organic Rankine cycle using zeotropic working fluid, *Desalination*. 2017 doi:10.1016/j.desal.2017.08.012
- , [26]. B. Kölsch, J. Radulovic, Utilisation of diesel engine waste heat by Organic Rankine Cy Appl. Therm. Eng. (2015). doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.01.004
- [27] Y. Zhu, W. Li, G. Sun, H. Li, Thermo-economic analysis based on objective functions of an organic Rankine cycle for waste heat recovery from marine diesel engine, *Energy*. 158 ۳۵۶-۳۴۳ (۲۰۱۸) doi:10.1016/j.energy.2018.06.047
- [28] Stijepovic, Mirko Z. et al. "An exergy composite curves approach for the design of optimum multi-pressure organic Rankine cycle processes." *Energy* 69 (2014): 285-298.
- [29] Cengel, Yunus A. and Michael A. Boles. *Thermodynamics: an engineering approach*. Ed. Mehmet Kano?lu. Vol. 5. New York: McGraw-Hill, 2002.
- [30] Bejan, Adrian, George Tsatsaronis, and Michael J. Moran. *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons, 1996
- [31] Wall, Goran, and Mei Gong. "Exergy analysis versus pinch technology." *ECOS* 96 (1996).
- [32] Lemmon EW, Huber ML, McLinden MO. Reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, standard reference database 23, version 9.0
- [32] Farzad Mohammadkhani, Mortaza Yari employing a transcritical dual loop

Organic Rankine Cycle (ORC) for waste heat recovery from its exhaust (2018) doi 10.1016

- [33] M. Kolahi, M. Yari, S.M.S. Mahmoudi, F. Mohammadkhani, Thermodynamic and economic performance improvement of ORCs through using zeotropic mixtures: Case of waste heat recovery in an offshore platform, Case Stud. Therm. Eng. 8 (2016).
doi:10.1016/j.csite.2016.05.001.

Abstract:

Nowadays due to the economical and biological reasons there are restrictions on consumption of energy. According to this fact, recycling and reusing energies that are left in the environment without any use is becoming more and more important on day to day basis.

Among all, Internal Combustion Motors are of a great importance and also utilizing their outlet heat is important too. We can recycle the significant amount of wasted energy in motors' outlet by using organic Rankine cycle.

The low temperature of our desired heat source is why the organic type of Rankine cycle is used. Which causes better performance in organic fluid compared to the water.

In this research, we first introduced the proper working fluid for utilizing in this cycle by investigating and considering different parameters in it. Then we analyzed the effect of each parameter on thermodynamic performance like work production and efficiency.

Results show that using toluene and R245fa fluids as a working fluid in order to optimize the recycling of wasted heat in two low temperature and high temperature sections are proper. Utilizing these two fluids resulted in 24/8% efficiency in recycling cycle.

Key words: Organic Rankine cycle, organic fluid, heat recycling, power, energy efficiency.



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

**Optimization of a two-stage organic rankine cycle for heat
recovery from internal combustion engine**

By: Aziz Mehralitabar Firuzjaayi

Supervisor: Dr. Ali Abbasnejad

Februray 2021