

تحلیل عملکرد استفاده از سیالات مختلف در سیکل هیبریدی توربین گاز و رانکین

پیام هوشمند^۱، محمد یعقوب عبدالله زاده جمال آبادی^۲، حسن کاوسی بلوتکی^۳

تاریخ دریافت مقاله:

۹۵/۰۱/۱۹

تاریخ پذیرش مقاله:

۹۵/۰۴/۲۸

چکیده:

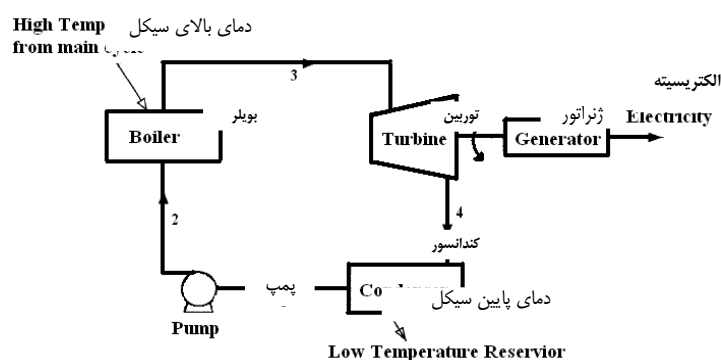
در این مقاله، استفاده از سیالات آلی مختلف در یک سیکل هیبریدی شامل سیکل آلی رانکین در ترکیب با سیکل توربین گاز بررسی شده است. تجزیه و تحلیل انجام شده، بررسی قوانین اول و دوم ترمودینامیک را برای چهارده سیال آلی ارائه می دهد. با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک، عملکرد سیکل می تواند تحت شرایط کاری گوناگون شامل دمای ورودی توربین، فشار اواپراتور و ... برای سیالات کارکن مختلف بررسی گردد. تاثیر سوپرهیت کردن بر روی برخی از سیالات آلی بررسی شده است. نتایج مناسبی برای سیکل ترکیبی با سیال R245fa، پروپان و R152a به دست آمد. نتایج نشان می دهد در درجه حرارت پایین بیشترین بازده کلی به دست می آید. همچنین نتایج در دمای بیش از ۱۰۰ درجه سانتیگراد نشان می دهد که سیکل ترکیبی با سیال R113 حداکثر بازده را دارد.

کلمات کلیدی:

سیکل ترکیبی، تحلیل ترمودینامیکی، سیکل آلی رانکین، سیکل توربین گاز، قانون اول و دوم ترمودینامیک

مقدمه

بسیاری از فرایندهای صنعتی دارای منابع حرارتی اتلافی دما پایین هستند و به دلیل نبود روش های بازیابی حرارتی موثر و اقتصادی، حرارت با تلفات اندک در برخی از صنایع به طور کلی نادیده در نظر گرفته می شود که خساراتی به محیط زیست به صورت آلودگی گرمایی وارد می کند. یک روش برای حل این مشکل، استفاده از سیکل آلی رانکین دما پایین است که از سیال آلی به عنوان سیال کارکن در سیکل استفاده می کند. سیکل آلی رانکین می تواند برای بازیابی حرارت های اتلافی دما پایین در صنایع بزرگ و متوسط (پالایشگاه نفت، پالایشگاه گاز، نیروگاه ها) مورد استفاده قرار گیرد. برای تولید توان از یک سیکل ترکیبی بر پایه توربین گازی، تقریباً تمام سیکل های پایین دست، به دلیل دارا بودن ویژگی های بسیار جذاب از قبیل یکنواختی حرارتی مناسب با چرخه توربین گازی بالا دست، قابلیت اطمینان بالا و تجربه صنعتی قابل توجه در گذشته، سیکل رانکین با بخار هستند. سیکل آلی رانکین، یک سیکل تولید توان ترمودینامیکی رانکین است که از یک سیال آلی برای تولید توان استفاده می کند. سیال کارکن در مبدل حرارتی (سیستم گرمایشی که گرما را از برخی تجهیزات اتلاف کننده حرارت بازیابی می کند) حرارت داده شده و به بخار تبدیل می شود تا برای به حرکت درآوردن یک توربین به کار رود. این توربین می تواند برای راه اندازی یک ژنراتور به منظور تبدیل کار به توان یا برای به حرکت در آوردن تجهیزات دوار مورد استفاده قرار گیرد. بخار سیال فعال به مایع چگالیده شده و در سیکل مورد استفاده مجدد قرار می گیرد. طرح شماتیک یک سیکل آلی رانکین ساده در شکل (۱) نشان داده شده است.



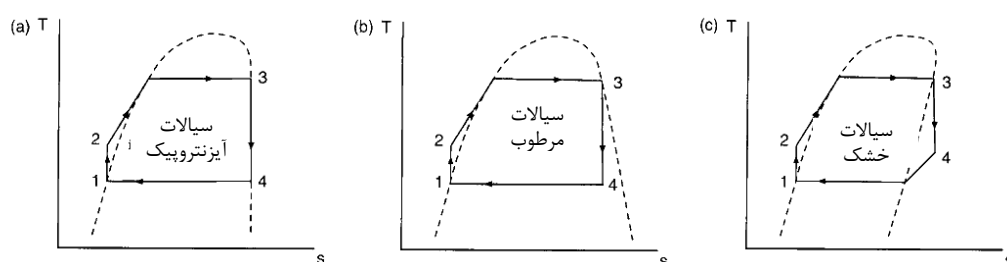
شکل (۱) شماتیک یک سیکل آلی رانکین ساده

یکی از مزایای استفاده از سیکل آلی رانکین به جای سیکل بخار رانکین این است که هنگام استفاده از سیالات آلی برای بازیابی گرمای تلف شده در دمای کمتر از ۳۰۰ درجه سانتی گراد، بازده حرارتی از لحاظ اقتصادی قابل توجه می شود زیرا نیاز به حرارت بویلر از منابع فسیلی ندارد. سیکل آلی رانکین را می توان برای بازیابی اتلاف حرارتی دما پایین در برخی

از صنایع برای افزایش بازده نیروگاه (بویژه نیروگاه هایی با توان تولید کمتر از ۲۰ مگاوات) به کار برد تا از منابع زمین گرمایی و حرارت خورشیدی تولید انرژی نماید.

بنابراین، استفاده از سیکل آلی رانکین برای بازیابی انرژی حرارتی تلف شده در بسیاری از جنبه ها قابل توجه است: استفاده بهتر و مقرون بصره تر از انرژی و نیز کاهش شدت ساطع کردن نسبت به نیروگاه های فسیلی و به دلیل کار در دمای پایین، کاهش تاثیر آب گرم خروجی به رودخانه بر زندگی ماهی ها و آبزیان بدون افزایش دبی جریان آب خنک کننده در کندها. برخی از نمونه های حرارت با اتلاف پایین (۳۰۰-۸۰ درجه سانتی گراد) عبارتند از جریان های اتلافی صنعتی، گازهای داغ خروجی از دودکش مبدل های حرارتی و هیترها، حرارت خورشیدی جمع آوری شده در کلکتورها، دود آگروز موتورهای دیزلی، زیست توده و در نهایت توربین گاز.

سیکل آلی رانکین کاربرد های بسیار زیادی دارد. در میان آنها، گسترده ترین و بهترین زمینه ها شامل سیستم بازیابی گرمای اتلافی، نیروگاه زیست توده، نیروگاه های زمین گرمایی و انرژی حرارتی خورشیدی هستند [۱۵]. در اینجا کاربرد سیکل آلی رانکین در بازیابی تلفات حرارتی از توربین گازی (برای توان کمتر از ۲۰ مگاوات) بررسی شده است. با توجه به این حقیقت که توربین های گازی زیادی با توان پایین در ایستگاه های پمپ (ایستگاه پمپ نفت یا آب) وجود دارد، استفاده از سیکل آلی رانکین به منظور آزمایش سیالات مختلف بر عملکرد سیکل بررسی شده است. تعداد زیادی از سیالات آلی وجود دارند که می توانند در سیکل استفاده شوند. خواص و ویژگی های سیالات مختلف برای سیستم های بازیابی حرارت تلف شده را می توان در منابع [۲،۳] یافت. به طور کلی، یک سیال کارکن خوب باید دارای سمیت پایین، سازگاری خوب با مواد، پایداری مناسب، اشتعال پذیری پایین، خوردگی و رسوب دهی پایینی باشد.



شکل ۲) شماتیک سه نوع سیال کارکن: (a) سیال ایزوتروپیک (b) سیال مرطوب (c) سیال خشک

میردها با توجه به ویژگی سمیت پایین، گزینه مناسبی برای کاربرد در سیکل آلی رانکین هستند. ویژگی دیگری که باید در انتخاب یک سیال آلی در نظر گرفته شود، منحنی بخار اشباع است. این ویژگی بر کاربردپذیری سیال، بازده سیکل و نحوه آرایش تجهیزات مربوطه در یک سیستم تولید توان مؤثر است. شیب منحنی اشباع در نمودار T-S بستگی به نوع

سیال بکار گرفته شده دارد. سه نوع سیال آلی در سیکل رانکین وجود دارد: سیالات خشک با شیب مثبت، سیالات مرطوب با شیب منفی و سیالات ایزوتروپیک^۱ با شیب بینهایت. شماتیک این سه نوع سیال بکار رفته در سیکل آلی رانکین در شکل (۲) نشان داده شده است. مشاهده می‌شود سیالات مرطوب در ورودی کندانسور به دوفاز تبدیل می‌شوند، سیالات خشک در ورودی کندانسور سوپرهیت شده^۲ باقی می‌ماند و سیال ایزوتروپیک در حالت اشباع باقی می‌ماند. در عمل مطلوب آن است که سیال در ورودی کندانسور در حالت سوپرهیت نباشد. در محاسبات سیکل، نشان داده شده است که سیالات خشک بهترین نتایج را به دست آورده اند.

سیال های کارکن به کاربرده شده در این مقاله به شرح زیر طبقه بندی شده اند:

R245fa، R152a، R134a، R12، R22، RC318، R143a، R32، R125 و پروپان سیالات مرطوب هستند. R245ca، R236fa، R236ea و R113 سیالات خشک هستند. در حالی که R12 و R22 را می توان سیالات مرطوب و ایزوتروپیک فرض کرد. شکل (۳) نمودار T-S را برای سیکل هیبریدی رانکین-توربین گاز نشان می دهد. سیکل نشان داده شده در شکل (۳) برای تمام تحلیل های انجام شده در این مقاله قابل اجراست.

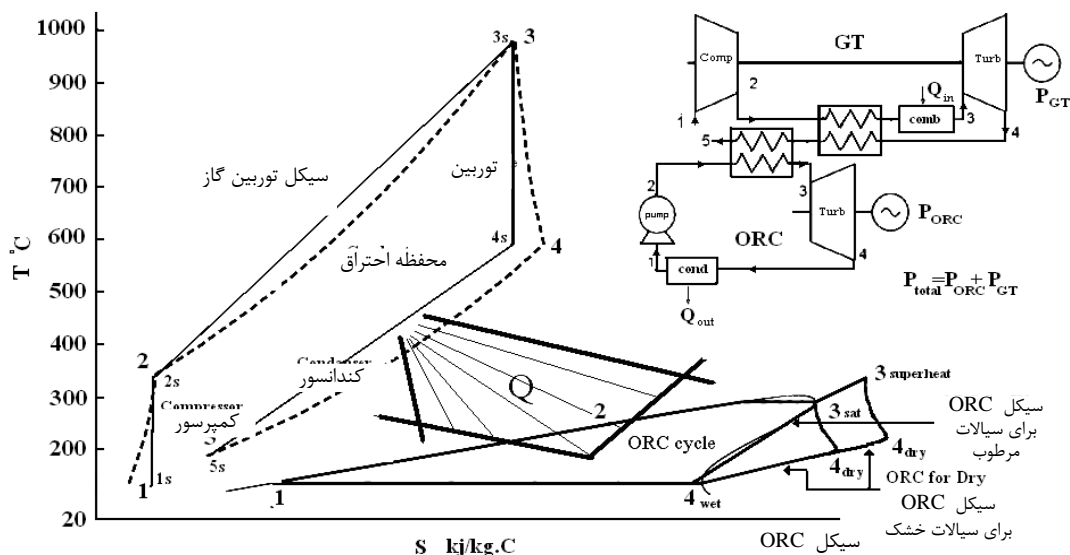
در محدوده دمایی پایین، سیکل های رانکین پایین دست، دارای عملکرد ترمودینامیکی خوبی برای چرخه های پایین دست با حداکثر دمای پایین می باشند [۱۳۶].

تمایل به سیالات آلی کارکن برای کار در سیکل های رانکین دما پایین مساله جدیدی نیست و برای کاربردهای مختلف پیشنهاد شده است: انرژی های تجدیدپذیر و بازیابی حرارتی در دمای پایین [۴،۷]. علاوه بر این، نیروگاههای تولید توان سیکل رانکین با مقیاس کوچک در حال حاضر به صورت تجاری در دسترس هستند [۱۸،۱۰].

برخی از محققان به بررسی کاربرد و عملکرد سیکل رانکین پرداخته اند. مانولاکوس و همکارانش [۱۳] پیشنهاد استفاده از فناوری سیکل رانکین را برای نمک زدایی آب دریا ارائه کردند. هانگ و همکارانش [۶،۷]، دائی و همکارانش [۴]، گارجنسی [۵]، لی و همکارانش [۹]، وی و همکارانش [۲۰]، ویجایارقوان و گوسوامی [۱۲]، مایز [۱۱،۱۹]، تجزیه و تحلیل عملکرد سیکل رانکین برای بازیابی اتلاف گرما را مورد مطالعه قرار دادند.

در مورد افزایش بازده سیستم، ماگو و همکارانش [۱۰]، فانکام و همکارانش [۱۸] و کاوشیک و همکارانش [۱۷] سیکل رانکین اصلاح شده را مورد ارزیابی قرار دادند. یاماموتو و همکارانش [۲۱] و صالح و همکارانش [۱۶] از جمله محققانی هستند که ویژگی سیالات مختلف در سیکل رانکین را از نظر کاربرد در سیکل مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند.

1) isentropic
2) Superheated



شکل ۳) سیکل هیبریدی رانکین-توربین گاز و نمودار T-S برای سیکل هیبریدی رانکین-توربین گاز

سیکل های رانکین پایین دست در نیروگاه های ترکیبی قبلا توسط نجار [۱۴] بررسی شده بود که ترکیبی از عملکرد سیالات رانکین و طرح بندی سیکل را مورد بررسی قرار داد. چاکارتگویی و همکارانش [۲،۳] آن را برای نیروگاههای انرژی خورشیدی با دمای متوسط تغییر و مورد استفاده قرار دادند. اینورنیزی و همکارانش [۸]، کارسانا و همکارانش [۱] و یاری [۲۲] از سیکل رانکین در سیکل های ترکیبی میکروتوربین استفاده کردند.

مقاله از چهار بخش اصلی تشکیل شده است. ابتدا، به بررسی سیکل رانکین و کاربردهای آن پرداخته می شود، سپس تحلیل سیکل رانکین در ترکیب با توربین گازی ارائه شده است. تحلیلی پارامتری از یک سیکل رانکین در ترکیب با سیکل توربین گازی جهت دستیابی به عملکردی بهتر برای ترکیب این دو سیکل در بخش سوم ارائه شده است. در پایان، سیالاتی که در دماهای مختلف دارای بهترین عملکرد بوده اند، انتخاب شده اند. در این مقاله، تمامی شبیه سازی ها با نرم افزار دلفی ۲۰۰۲ انجام شده است. الگوریتم اصلی بر اساس معادلات حاکم نوشته شده و داده های اصلی مورد استفاده از نرم افزار NIST 7 به دست آمده اند.

مدل سازی سیستم

سیکل آلی رانکین ارائه شده شامل مبدل های حرارتی، توربین، کندانسور و پمپ می باشد. روابط مورد استفاده برای تعیین بازده سیکل، نظیر برگشت ناپذیری سیکل در این بخش ارائه شده است. با استفاده از قوانین اول و دوم

ترمودینامیک، عملکرد سیکل می تواند تحت شرایط کاری گوناگون برای سیالات کارکن مختلف بررسی گردد. مدل ارائه شده در این مقاله در یک شرایط پایدار بررسی شده و با فرض عدم افت فشار در تبخیرکننده، کندانسور و لوله ها انجام شده است. همچنین بازده آیزوتروپیک برای توربین و پمپ در حالی در نظر گرفته شده که برگشت ناپذیری داخلی ناچیز فرض شده است. سیستم توربین گازی در نظر گرفته شده در این مقاله یک توربین گاز ساده است. فرضیات چرخه توربین گاز همانند سیکل آلی رانکین است. معادلات بدست آمده برای سیستم سیکل آلی رانکین در ادامه بیان شده است.

توربین

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{t,ideal} \eta_t = \dot{m}_{wf} (h_3 - h_{4s}) \eta_t = \dot{m}_{wf} (h_3 - h_4) \quad (۱)$$

نرخ برگشت ناپذیری برای شرایط جریان یکنواخت می تواند به صورت معادله (۲) بیان شود.

$$\dot{I} = T_o \frac{dS}{dt} = T_o \dot{m} \left[\sum s_{exit} - \sum s_{inlet} + \frac{ds_{system}}{dt} + \sum_j \frac{q_j}{T_j} \right] \quad (۲)$$

که در آن، زیر نویس j نشانگر انتقال حرارت برای سایر منابع و عبارت $\frac{ds_{system}}{dt} = 0$ برای شرایط حالت پایدار است.

در توربین، نرخ برگشت ناپذیری می تواند به صورت معادله (۳) بیان شود.

$$\dot{I}_t = T_o \dot{m} (s_4 - s_3) \quad (۳)$$

کندانسور

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{wf} (h_1 - h_4) \quad (۴)$$

$$\dot{I}_c = T_o \dot{m} \left[(s_1 - s_4) - \frac{h_1 - h_4}{T_L} \right] \quad (۵)$$

اوپراتور

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{wf} (h_3 - h_2) \quad (۶)$$

$$\dot{I}_e = T_o \dot{m}_{wf} \left[(s_3 - s_2) - \frac{h_3 - h_2}{T_H} \right] \quad (۷)$$

پمپ

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{W}_{p,ideal}}{\eta_p} = \frac{\dot{m}_{wf} (h_1 - h_{2s})}{\eta_p} \quad (۸)$$

$$\dot{I}_p = T_o \dot{m}_{wf} (s_2 - s_1) \quad (۹)$$

بازده قانون اول

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_e} \quad (10)$$

بازده قانون دوم

بازده قانون دوم را می توان با استفاده از معادله (۱۱) محاسبه کرد.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_e \left(1 - \left(\frac{T_L}{T_H} \right) \right)} = \frac{\eta_{th}}{\left(1 - \left(\frac{T_L}{T_H} \right) \right)} \quad (11)$$

برگشت ناپذیری کل سیستم

برگشت ناپذیری کل سیستم را می توان بر اساس رابطه (۱۲) به دست آورد.

$$\dot{I}_{tot} = \sum_j \dot{I}_j = T_o m_{wf} \left[-\frac{h_3 - h_2}{T_H} - \frac{h_1 - h_4}{T_L} \right] \quad (12)$$

پارامترهای توربین گاز در نظر گرفته شده در جدول (۱) بیان شده است.

جدول (۱) مشخصات توربین گاز بکار رفته در سیکل آلی رانکین (solar4500)

مشخصات توربین گاز	مقادیر
نرخ دبی جرمی	۱۷/۹ کیلوگرم بر ثانیه
نسبت فشار	۱۰
دمای ورودی توربین	۹۸۰ درجه سانتی گراد
دمای خروجی توربین	۴۲۵ درجه سانتی گراد
توان خالص	۳۶۳۴ کیلو وات
بازده خالص	۲۸/۳٪ درصد

نتایج و بحث

برای اهداف این مطالعه، ۱۴ سیال آلی با خواص مختلف در سه گروه (با توجه به محدوده دمای کاربرد) استفاده شد. این سیالات آلی شامل R152a, R134a, R12, R22, RC318, R143a, R32, R125 و پروپان (سیالات مرطوب) و R245fa, R245ca, R236fa, R236ea و R113 (سیالات خشک) هستند. نتایج برای سیالات آلی مختلف در سه گروه با یکدیگر مقایسه شدند. برخی از خواص سیالات مورد استفاده در این تحقیق در جدول (۲) ارائه شده است.

جدول (۲) خواص فیزیکی و بحرانی سیالات کارکن

داده های فیزیکی	نقاط بحرانی		سیالات بکار گرفته	
	دمای (درجه سانتی گراد)	فشار (مگاپاسکال)		
۶۶/۰۵۱	۱۱۳/۲۶	۴/۵۱۶۸	R152a	۱
۱۰۲/۰۳	۱۰۱/۰۶	۴/۰۵۹۳	R134a	۲
۱۲۰/۹۱	۱۱۱/۹۷	۴/۱۳۶۱	R12	۳
۸۶/۴۶۸	۹۶/۱۴۵	۴/۹۹	R22	۴
۲۰۰/۰۳	۱۱۵/۲۳	۲/۷۷۷۵	RC318	۵
۴۴/۰۹۶	۹۶/۶۷۵	۴/۲۴۷۱	Propane	۶
۸۴/۰۴۱	۷۲/۷۰۷	۳/۶۷۱	R143a	۷
۵۲/۰۲۴	۷۸/۱۰۵	۵/۷۸۲	R32	۸
۱۲۰/۰۲	۶۶/۰۲۳	۳/۶۱۷۷	R125	۹
۱۳۴/۰۵	۱۵۴/۰۵	۳/۶۴	R245fa	۱۰
۱۳۴/۰۵	۱۷۴/۴۲	۳/۹۲۵	R245ca	۱۱
۱۵۲/۰۴	۱۲۴/۹۲	۳/۲	R236fa	۱۲
۱۵۲/۰۴	۱۳۹/۲۹	۳/۵۰۲	R236ea	۱۳
۱۸۷/۳۸	۲۱۴/۰۶	۳/۳۹۲۲	R113	۱۴

نتایج برای سیکل آلی رانکین

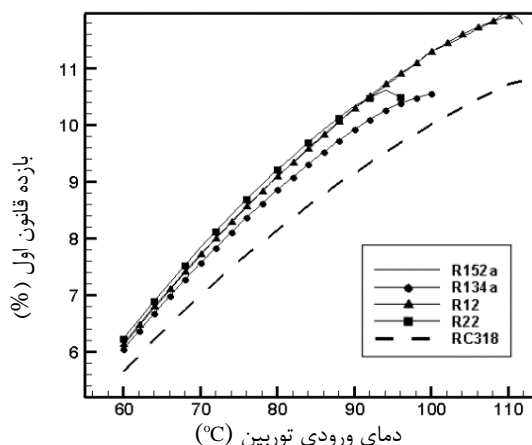
- شرایط عملیاتی سیکل آلی رانکین به همراه ویژگی های توربین و پمپ در زیر آورده شده است. در ابتدا، پارامترهای سیکل در نظر گرفته شدند. شرایط عملیاتی کلی سیکل به شرح زیر ارائه می شوند.
- دمای پایین (دمای کندانسور) در ۳۰ درجه سانتیگراد ثابت در نظر گرفته شده است.
 - دمای بالا (دمای تبخیرکننده) از ۶۰ درجه سانتیگراد تا دمای تبخیر هر سیال فعال تغییر می کند.

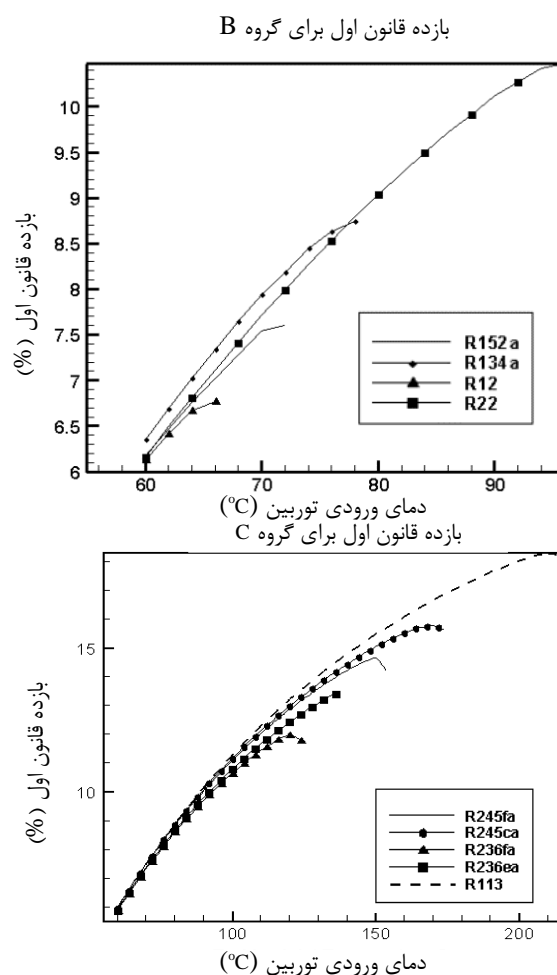
- بازده آیزوتروپیک توربین و پمپ هر دو ۸۵ درصد در نظر گرفته شده است.
 - اختلاف دمایی در تمامی موارد ۱۰ درجه سانتیگراد نگه داشته شد (کندانسور توسط هوای محیط سرد شد).
 - سیستم در ناحیه ای در نظر گرفته شده است که دمای متوسط در حدود ۲۰ درجه سانتیگراد باشد.
 - راندمان مکانیکی توربین و ژنراتور ۸۵ درصد در نظر گرفته شده است.
 - رفتار سیال فعال، حقیقی فرض شده است.
- شرایط عملیاتی سیستم توربین گاز به شرح زیر است:
- دما و فشار توربین گاز در تمام نقاط ثابت فرض شده است.
 - بازده آیزوتروپیک توربین و کمپرسور به ترتیب ۸۲ و ۸۵ درصد در نظر گرفته شده است.
 - فرض بر این است که ۹۰ درصد گرمای خروجی از دودکش توربین توسط سیکل آلی رانکین دریافت می شود.

بازده چرخه

راندمان حرارتی سیستم در محدوده ۵/۶۶۸ درصد برای RC318 تا ۱۸/۲۸۹ درصد برای R113 در نظر گرفته شده است. شکل (۴) اثر تغییرات دمای ورودی توربین را نشان می دهد. میزان اختلاف درجه حرارت در ۱۰ درجه سانتیگراد ثابت نگه داشته و بخار در ورودی توربین اشباع می شود. به طور کلی، بازده حرارتی سیستم با افزایش دمای ورودی توربین افزایش می یابد. در دمای کمتر از ۱۰۰ درجه سانتیگراد، سیالاتی مانند R236fa, R245ca, R236ea, R245fa, پروپان، RC318, R113, R22, R12, R134A, R152a, بازده حرارتی مشابهی دارند، اما در دمای بیش از ۱۰۰ درجه سانتیگراد سیالات خشک دارای بازده حرارتی مناسب هستند.

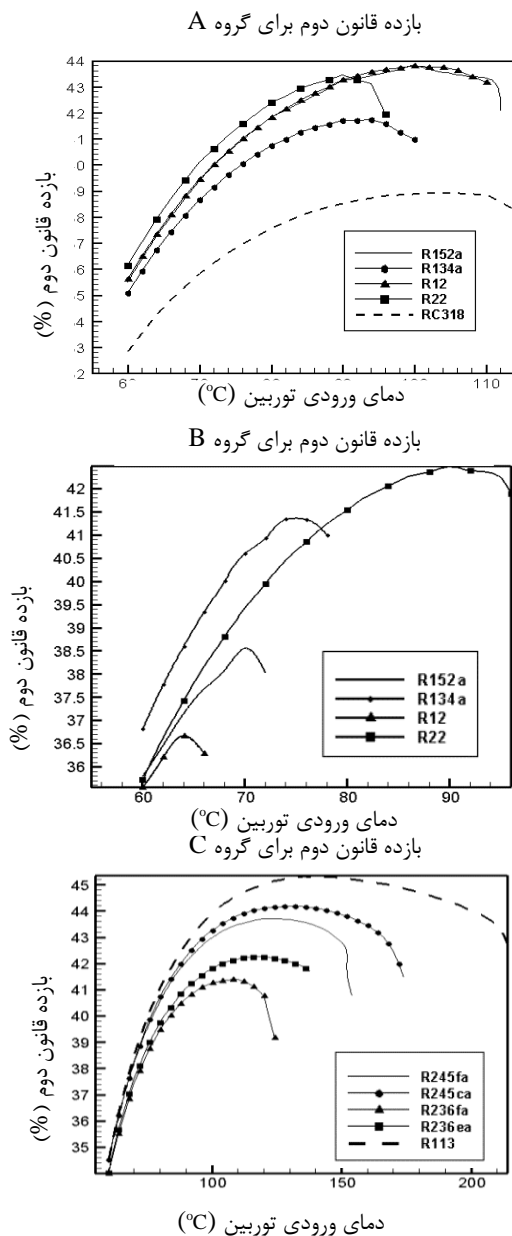
بازده قانون اول برای گروه A





شکل ۴) راندمان حرارتی سیستم در مقابل دمای ورودی توربین برای سیالات کارکن در سه گروه A، B و C

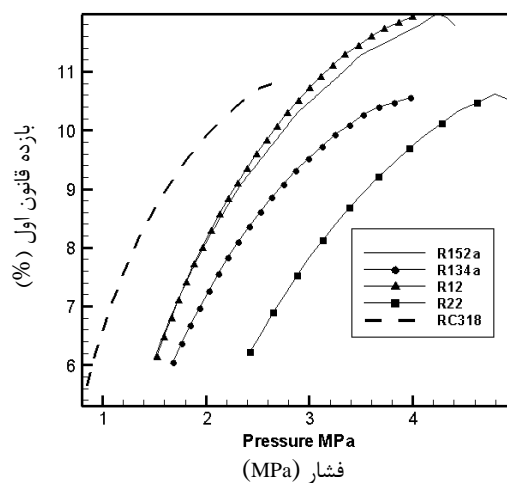
راندمان قانون دوم از $34/002$ درصد برای R236ea تا $45/342$ درصد برای R113 متفاوت است. تاثیر دمای ورودی توربین بر راندمان قانون دوم سیستم را می توان در شکل (۵) مشاهده کرد. برای سیالات گروه سوم (سیالات خشک)، بازده قانون دوم، بین دمای 120 درجه سانتیگراد تا 160 درجه سانتیگراد به حداکثر رسیده و پس از آن کاهش می یابد. بنابراین، در دمای کمتر از 76 درجه سانتیگراد، R125 و R143a حداقل مقدار را دارند.



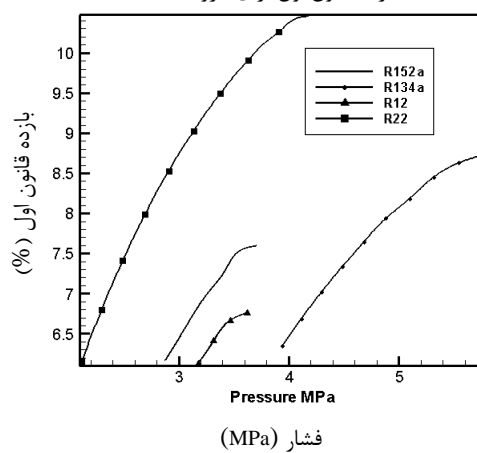
شکل ۵) بازده قانون دوم سیستم در مقابل دمای ورودی توربین برای سیالات کارکن در سه گروه A، B و C

شکل ۶) بازده حرارتی (بازده قانون اول) را برحسب فشار اواپراتور برای سیالات کارکن نشان می دهد. در گروه اول RC318، در گروه دوم پروپان و در گروه سوم R113 دارای بیشترین مقدار بازده نسبت به سایر سیالات در همان فشار می باشند. در سیالات مرطوب، با افزایش راندمان حرارتی نمودار تقریباً مانند یک سهمی رفتار می کند اما در سیالات خشک شیب در شرایط کم فشار تند بوده و پس از آن فروکش می کند.

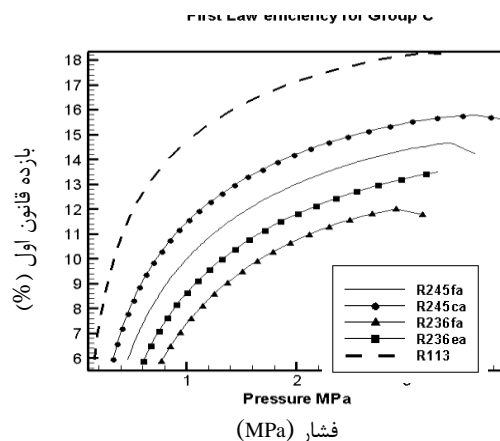
بازده قانون اول برای گروه A



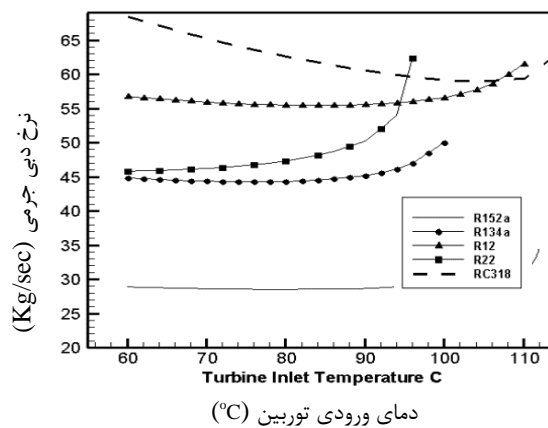
بازده قانون اول برای گروه B



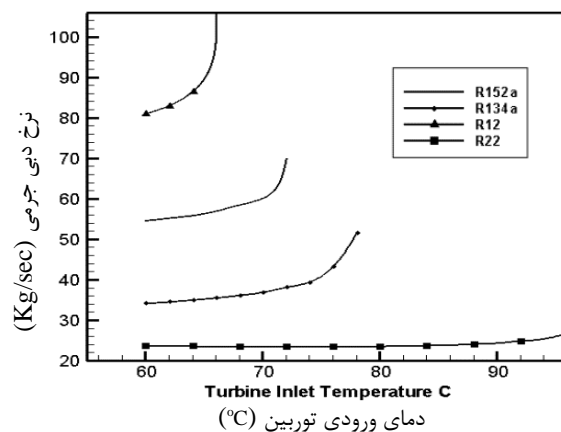
بازده قانون اول برای گروه C

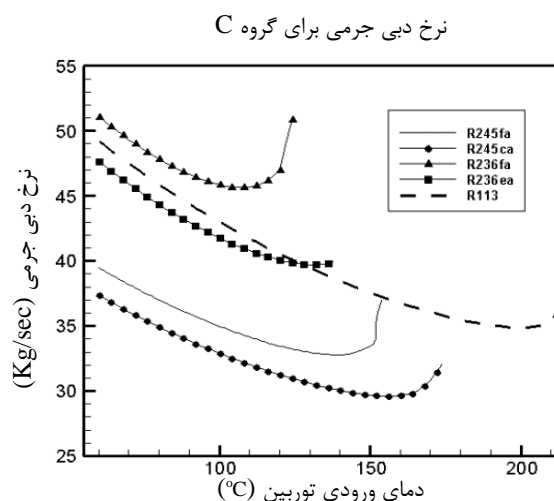


شکل ۶) راندمان حرارتی سیستم در مقابل فشار اواپراتور برای سیالات کارکن در سه گروه A، B و C نرخ دبی جرمی برای گروه A



نرخ دبی جرمی برای گروه B





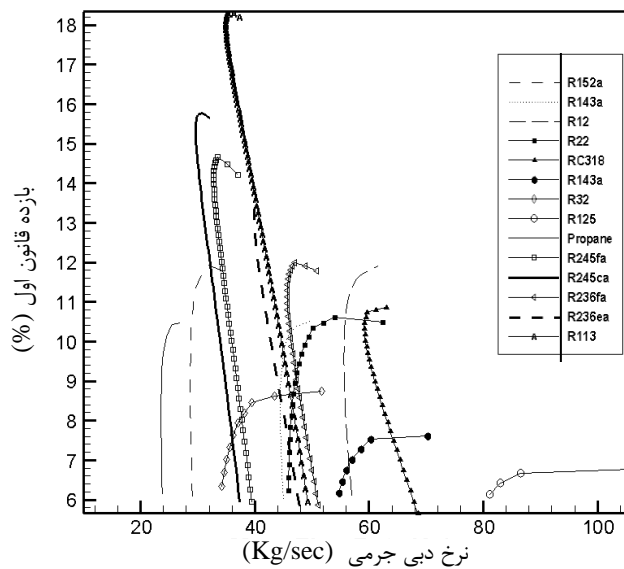
شکل ۷) نرخ دبی جرمی در مقابل دمای ورودی توربین برای سیالات کارکن در سه گروه A، B و C

نرخ دبی جرمی

شکل ۷) اثر دمای ورودی توربین بر نرخ دبی جرمی سیال کارکن را نشان می دهد. نرخ دبی جرمی سیالات مرطوب تقریباً ثابت است، اما در دمای بالا افزایش می یابد. بنابراین، نرخ دبی جرمی RC318 با رسیدن به حداکثر دمای آن کاهش یافته است. برای سیالات خشک، با افزایش دمای ورودی توربین، نرخ دبی جرمی کاهش می یابد.

R12 و R152a رفتار مشابهی در راندمان حرارتی و راندمان قانون دوم دارند و محدوده فشار و دمای آنها تقریباً یکسان است، اما در تمامی دماها، نرخ دبی جرمی R152 کمتر از R12 است. شکل ۸) نرخ دبی جرمی را برحسب بازده حرارتی برای تمام سیالات کارکن نشان می دهد. R125 دارای حداکثر نرخ دبی جرمی و پروپان دارای حداقل نرخ دبی جرمی در تمامی راندمان های حرارتی است. نحوه تغییر بازده قانون اول در شکل ۸) نشان داده شده است و مقادیر مربوطه از نمودار قابل استخراج است.

نرخ دبی جرمی در مقابل بازده قانون اول

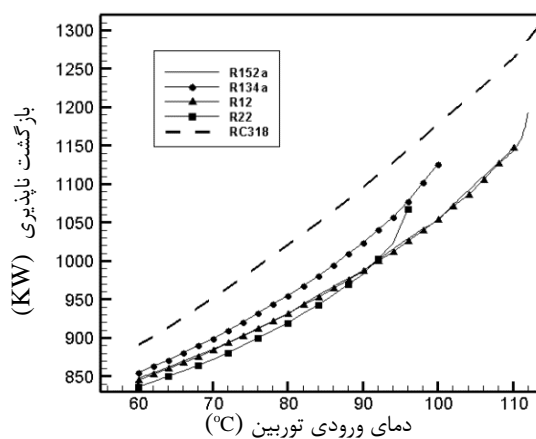


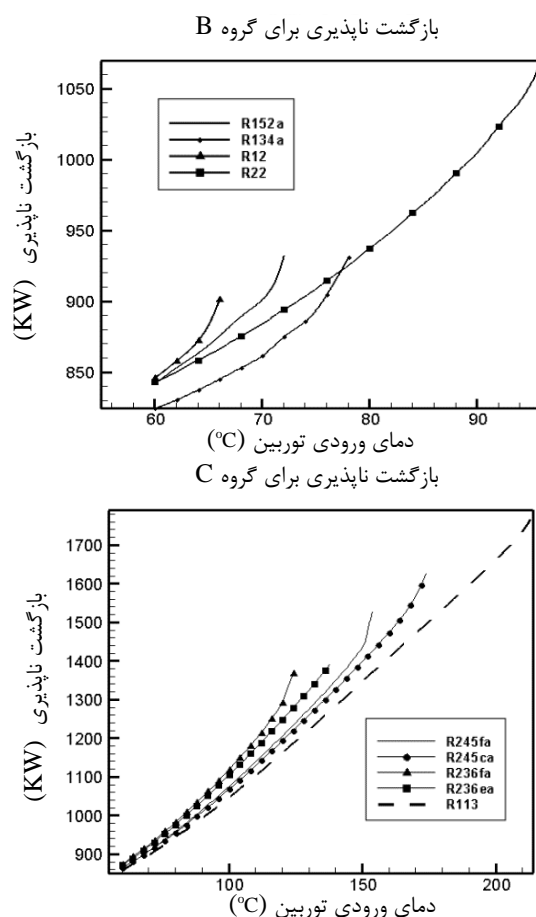
شکل ۸) بازدهی گرمایی سیستم در مقابل نرخ دبی جرمی برای سیالات کارکن

برگشت ناپذیری کل

شکل (۹) نشان می دهد وقتی دمای ورودی توربین افزایش می یابد، برگشت ناپذیری کل نیز افزایش می یابد. واضح است که بازده قانون دوم با برگشت ناپذیری ارتباط عکس داشته و هر سیالی با بازدهی بیشتر قانون دوم، برگشت ناپذیری کمتری دارد.

بازگشت ناپذیری برای گروه A

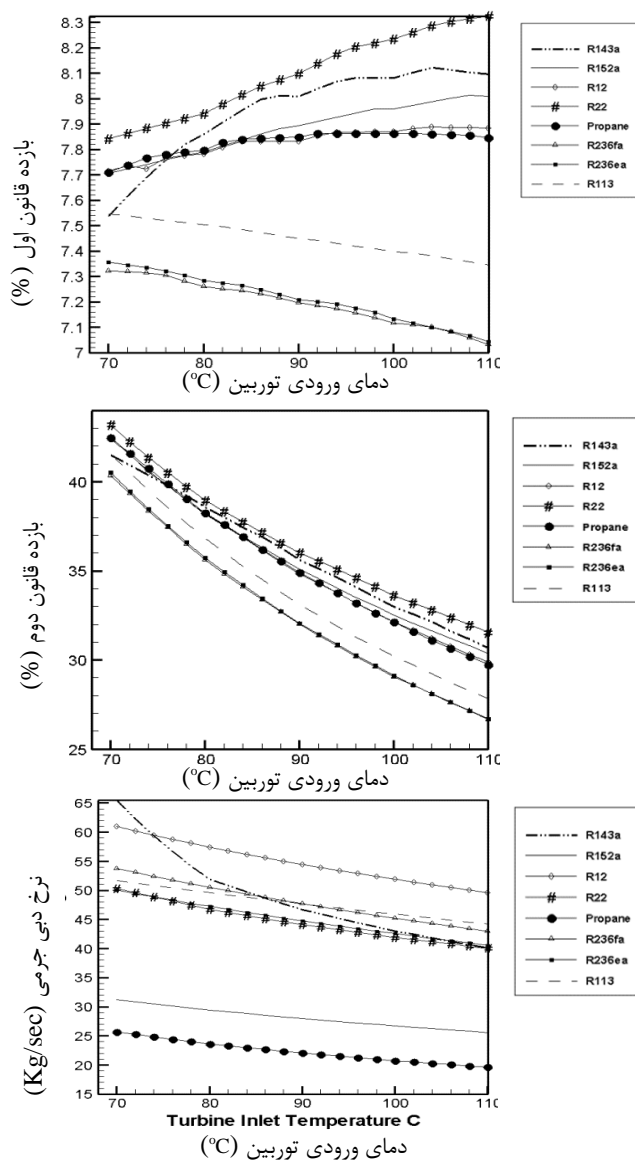




شکل ۹) برگشت ناپذیری کل سیستم در مقابل دمای ورودی توربین گاز برای سیالات کارکن

تأثیر سوپرهیت کردن

تأثیر سوپرهیت کردن بر روی برخی از سیالات آلی در شکل (۱۰) نشان داده شده است. بازده حرارتی کمی افزایش یافته و بازده قانون دوم کاهش می یابد. بنابراین، نرخ دبی جرمی نیز کاهش می یابد، اما سوپرهیت کردن برای سیکل آلی رانکین مقرون بصره نیست زیرا به منظور سوپرهیت کردن علاوه بر مبدل های حرارتی، نیاز به تجهیزات تکمیلی می باشد. از شکل (۱۰) همچنین مشاهده می شود که پروپان حداقل نرخ دبی جرمی را دارد و در این شرایط R22 حداکثر بازده را نشان می دهد و می توان دید که بازده حرارتی سیالات خشک با افزایش دما کمی کاهش یافته است و برای سیالات مرطوب بالعکس.



شکل ۱۰) تاثیر سوپرهیت کردن بر سیکل رانکین (A) بازده قانون اول (B) بازده قانون دوم (C) دبی نرخ جریان

نتایج سیستم برای سیکل هیبریدی توربین گاز - رانکین

در این بخش، مزیت ترکیب نمودن چرخه پایین دست با دمای کم با توربین گازی با دمای آگزوز پایین بررسی شده است. بهینه سازی پارامتری سیکل پایین دست، بر اساس دمای ورودی توربین چرخه پایین دست برای سیالات کارکن مختلف ارائه شده است. انتخاب سیکل های دارای سیالات آلی خشک و محدودیت کار سیالات کارکن نزدیک به شرایط بخار اشباع در ورودی توربین، همانطور که پیش تر ذکر شد، اجازه انبساط بیشتر یا استفاده از رکوپراتور را در چرخه بالا دست می دهد. کارایی RVGH و مبدلهای حرارتی نزدیک به ۹۰ درصد فرض شده است.

بازده و عملکرد کل سیستم

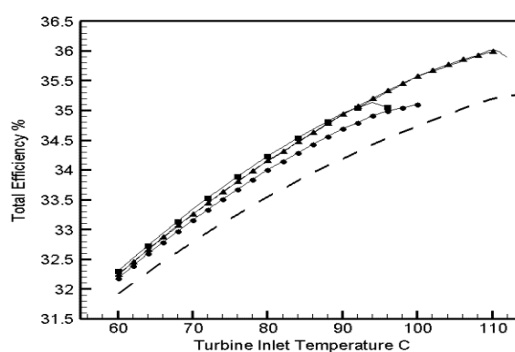
شکل (۱۱) بازده حرارتی کل را برحسب دمای ورودی توربین در سیکل رانکین نشان می دهد. محدوده راندمان حرارتی کل از ۳۱/۹۴ درصد برای RC318 تا ۴۰/۰۸۷ درصد برای R113 تغییر می کند. بازده حرارتی توربین گاز بین ۳/۶۵۷۹ درصد تا ۱۱/۸۰۵ درصد بدون اعمال هیچ روشی در چرخه توربین گاز افزایش یافته است.

کار خالص کل

به منظور نشان دادن نحوه تغییر کار خالص کل با توجه به نحوه تغییر نرخ دبی جرمی هر سیال کارکن، شکل (۱۲) ارائه شده است. همچنین به نظر می رسد که قبل از رسیدن به حد دمای بالا، با وجود کاهش نرخ دبی جریان سیالات خشک، کار خالص کل برای سیالات مرطوب ثابت باقی خواهد ماند. علاوه بر این، همانطور که در این نمودارها نشان داده شده است، پروپان و R125 به ترتیب دارای کمترین و بیشترین نرخ دبی جرمی هستند.

توان خروجی کل برای گروه A

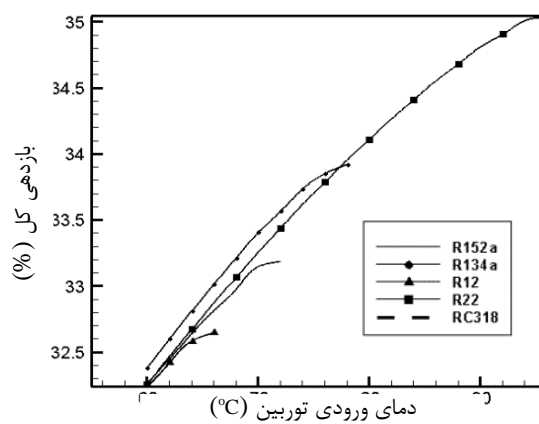
Total Net Power for Group A

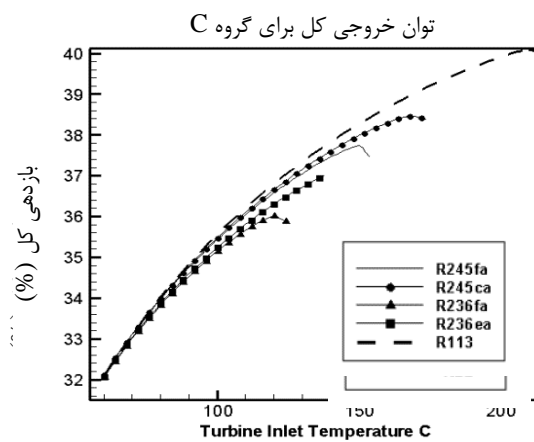


دمای ورودی توربین (°C)

توان خروجی کل برای گروه B

Total Efficiency for Group B

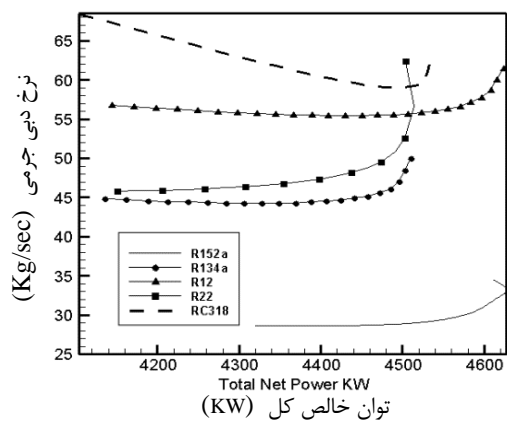




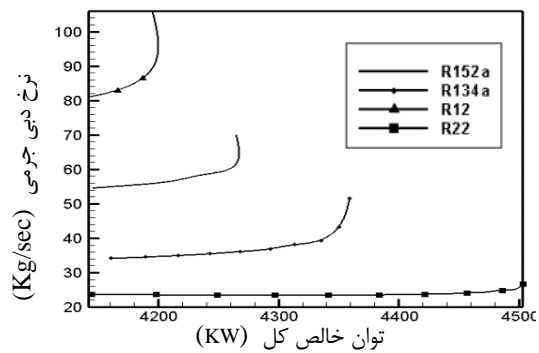
دمای ورودی توربین (°C)

شکل (۱) بازده حرارتی کل را برحسب دمای ورودی توربین در سیکل رانکین برای سیالات کارکن سه گروه A، B و C

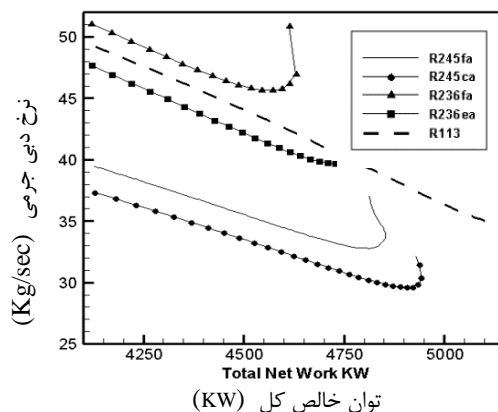
توان خروجی کل برای گروه A



توان خروجی کل برای گروه B



توان خروجی کل برای گروه C



شکل ۱۲) میزان توان خالص سیستم بر اساس تغییر نرخ دبی جرمی در سیکل رانکین برای سیالات کارکن سه گروه A، B و C با تجزیه و تحلیل سیکل هیبریدی رانکین و توربین گاز نتیجه گیری می شود که استفاده از پروپان، R152a و سایر سیالات خشک دیگری که در این تحقیق بررسی شده اند، با توجه به نتایج بدست آمده، کارایی و عملکرد بهتری دارند. علاوه بر این، با توجه به منحنی های ارائه شده، حداکثر درصد افزایش کار خالص کل در این چرخه ترکیبی برای R52، R12، R245fa، R245ca، R236fa، R236ea، پروپان و R113 عبارتند از ۲۷، ۲۷، ۳۳، ۳۶، ۲۷، ۳۰/۶، ۲۴ و ۴۱/۷ درصد که در دماهای ۱۱۲، ۱۰۸، ۱۵۲، ۱۷۲، ۱۲۴، ۱۳۶، ۹۶ و ۲۱۲ درجه سانتیگراد می باشد.

نتیجه گیری

عملکرد سیکل هیبریدی توربین گاز و رانکین با استفاده از R143a، RC318، R22، R12، R134a، R152a، R125، R32، پروپان، R245fa، R245ca، R236fa، R236ea و R113 به عنوان سیالات کارکن در این مطالعه مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. پس از آن، مقایسه بین این نتایج در شرایط یکسان ارائه شد. این تحلیل ها بر اساس قوانین اول و دوم ترمودینامیک انجام شده اند. از این رو، پارامترهایی نظیر راندمان حرارتی و برگشت ناپذیری با یکدیگر مقایسه شدند. این نتیجه بدست آمد که با بهره گیری از حرارت تلف شده دمای پایین و با استفاده از سیالات کارکن پیشنهادی، تولید برق امکان پذیر خواهد بود.

با بررسی نتایج بدست آمده و نتایجی که در [۱۸]، [۱۷]، و [۲۱] ارائه شده اند، دقت بالای این مطالعه ثابت شده است.

نتایج اصلی این تحقیق به شرح زیر مشخص می شود:

- با توجه به این نکته که بازده سیکل حرارتی تقریباً ثابت باقی می ماند، هنگامی که دمای ورودی توربین افزایش می یابد،

نیازی به سوپرهیت کردن سیالات ارگانیک نمی باشد. به هر حال، با استفاده از تجزیه و تحلیل قانون دوم می توان دید که سوپرهیت کردن سیالات آلی باعث افزایش میزان برگشت ناپذیری می شود. بنابراین، به منظور کاهش برگشت ناپذیری کل سیستم، سیالات آلی باید در شرایط اشباع کار کنند.

• سیالات خشک (R245fa, R245ca, R236fa, R236ea و R113) دارای عملکرد بهتری نسبت به سیالات مرطوب هستند. برخلاف سیالات خشک که پس از عبور از توربین چگالیده نمی شوند، سیالات مرطوب تقطیر می گردند.

• با توجه به نتایج بدست آمده، استفاده از یک سیال خاص برحسب شرایط، اقدامی منطقی و اقتصادی است زیرا مقادیر افزایش متوسط قدرت خالص سیکل ترکیبی از ۲۵ درصد تا ۴۲ درصد متفاوت است و انتخاب سیال برای سیکل از این رو به دمای خروجی توربین گازی وابسته است.

• در شرایط مختلف بررسی شده در این مقاله، بهترین راندمان حرارتی سیستم هیبریدی با استفاده از R113 به دست می آید که محدوده دمای کاربرد گسترده ای دارد در حالی که سایرین عملکرد ضعیف تری دارند.

• به منظور بهبود فناوری پیشنهادی در تولید برق در مقیاس متوسط و بزرگ، چالش های اصلی عبارتند از توسعه توربین های بخار محوری قابل اعتماد، افزایش کارایی بازیاب های حرارتی، اندازه بزرگ نیروگاه و مقدار نرخ دبی جرمی. همچنین این توسعه را می توان در بکارگیری سایر ژنراتور های نیرو مانند تاسیسات حرارتی خورشیدی پیاده سازی نمود.

منابع

- [1] Caresana F, Comodi G, Pelagalli L, and Vagni S. Micro combined plant with gas turbine and Organic Cycle. In: *Proc. of ASME Turbo Expo 2008*, Berlin, GT2008-51103; 2008.
- [2] Chacartegui R, Sanchez D, Jiménez F, and Sanchez T. Analysis of intermediate temperature combined cycles with a carbon dioxide topping cycle. In: *Proc. Of ASME Turbo Expo 2008*, Berlin, GT2008-51053; 2008.
- [3] Chacartegui, R., Sanchez, D., Munoz, J. M., and Sanchez, T. Alternative ORC bottoming cycle FOR combined cycle power plants. *Applied Energy.*, 2009, 86(10), pp 2162-2170.
- [4] Dai, Y., Wang, J. and Gao, L. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 2009, 50(3), pp 576-582.
- [5] Gurgency, H. performance of power plants with organic Rankine cycles under part-load and off-design conditions. *Solar Energy*, 1986, 36(1), pp 45-52.
- [6] Hung, T. C., Shal, T. Y., and Wang, S. K. A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy journal, Elsevier*, 1997, 22(7), pp 661-667.
- [7] Hung, T. C. waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids. *Energy Conversion and Management*, 2001, 42, pp 539-553.
- [8] Invernizzi C, Iora P, and Silva P. Bottoming micro-Rankine Cycles for micro-gasturbines, *Appl Therm Eng*, 2007;27, pp 100-10.
- [9] Lee, K. M., Kue, S. F., Chien, M. L., and Shih, Y. S. Parameters analysis on organic Rankine cycle energy recovery system. *Energy Conversion and Management*, 1988, 28(2), pp 129-136.
- [10] Mago, P. J., Chamra, L. M., and Somayaji, C. Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycles. *Power and Energy*, 2006, (221), pp 255-264.
- [11] Maizza, V. and Maiza, A. Unconventional working fluids in organic Rankine cycles for waste energy recovery system. *Applied Thermal Engineering*, 2001, 21(3), pp 381-390.
- [12] Maizza, V. and Maiza, A. Working fluids in non-steady flow for waste energy recovery system. *Applied Thermal Engineering*, 1996, 16 (7), pp 579-590.
- [13] Manolakos, D., Kosmadakis, G., Kyritsis, S., and Papadakis, G. Identification of behaviour and evaluation of performance of small scale, low-temperature Organic Rankine Cycle system coupled with a RO desalination unit. *Energy journal, Elsevier*, 34(6), 2009, pp 767-774.
- [14] Najjar YSH. Efficient use of energy by utilizing gas turbine combined systems. *Appl Therm Eng* 2001;21: pp 407-38.
- [15] Quoilin S and Lemort V. Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems. *5th European Conference Economic and Management of Energy in Industry 2009*.
- [16] Saleh B, Koglbauer G, Wendland M, Fischer J. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy journal, Elsevier*, 2007; 32, pp 1210-21.

-
- [17].C. Kaushik, A. Dubey, M. Singh, Steam rankine cycle cooling system: analysis and possible refinements, *Energy Conversion and Management*, 35 (1994), pp 871–886.
- [18]Tchanche, B. F., Papadakis, G., Lambrinos, G. and Frangoudakis, A. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(11), pp 2468-2476.
- [19]Vijayaraghavan, S. and Goswami, D. Y. Organic working fluids for a combined power and cooling cycle. *ASME j. Energy Resource technology*, 2005, 127, pp 125-130.
- [20]Wei D, Lu X, Lu Z, Gu J. Performance analysis and optimization of Organic Rankine Cycle (ORC) for waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 2007;48: pp 1113–9.
- [21] Yamamoto, T., Furuhashi, T., Aral, N., and Mori, K. Design and testing of the organic Rankine cycle. *Energy journal, Elsevier*, 2001, 26(3), pp 239-251.
- [22]Yari M. Thermodynamic analysis of a combined micro turbine with a micro ORC. *In: Proc. of ASME Turbo Expo 2008*, Berlin, GT2008-51163; 2008.

جدول علائم

kJ/kg	سیکل آلی رانکین آنتالپی ویژه	ORC h
kW	نرخ بازگشت ناپذیری	\dot{I}
kg/mol	وزن مولکولی	M
kg/s	نرخ دبی جرمی	\dot{m}
	بازده	η
kJ/kg	حرارت ویژه	q
kW	نرخ انتقال حرارت	\dot{Q}
kJ/K	آنتروپی	S
$kJ/kg K$	آنتروپی ویژه	s
K	دما	T
kW	توان	\dot{W}
K	دمای مخزن دما پایین	T_L
K	دمای مخزن دما بالا	T_H
		زیر نویس ها
	کندانسور	c
	چرخه	cycle
	اواپراتور	e
	شرایط در خروج	exit
	پمپ	p
	توربین	t