

بهینه‌سازی ترمودینامیکی و ترموآکونومیک چرخه رانکین آلی برای بازیافت گرمایی از کارخانه سیمان

احسان کرمی

دانشکده محیط زیست و انرژی، واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد، تهران، ایران

محمد رضا جعفری نصر*⁺

دانشکده فنی و مهندسی، واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد، تهران، ایران

سهیل پرخيال

سازمان انرژی‌های نو، تهران، ایران

چکیده: در این پژوهش از یک چرخه رانکین آلی (ORC) به منظور بازیافت گرمایی از کارخانه سیمان تهران بهره گرفته شد. همچنین با ارایه بهینه‌سازی‌های هم‌زمان ترمودینامیکی و ترموآکونومیکی از بین سه سیال مورد بررسی، سیال مناسب با بالاترین بازده انتخاب و معرفی شد. به منظور طراحی چرخه رانکین آلی دو روش که یکی شامل مبدل احیاکننده و دیگری بدون مبدل می‌باشد، در نظر گرفته شد. با مطالعه‌ی مقاله‌های گذشته و بررسی سیال‌های استفاده شده، تصمیم گرفته شد که از بین سیال‌هایی که از منظر بهینه‌سازی ترمودینامیکی در مقاله‌های گذشته، بهترین سیال معرفی شده اند، سه نوع سیال آلی R123، R245fa و نورمال پنتان در تحلیل‌های ترمودینامیکی و ترموآکونومیک مورد بحث و مقایسه قرار بگیرند. نتیجه‌ها نشان داد که در بهینه‌سازی ترمودینامیکی با مبدل احیاکننده سیال R123 با ۱۷٫۷۶ درصد بیش‌ترین بازده نسبت به دو سیال دیگر دارا است و بدون مبدل احیاکننده دوباره سیال R123 با بازده ۲۰ درصد، بالاترین نرخ بازده اول را دارا است. همچنین نتیجه‌های بهینه‌سازی اقتصادی بیانگر آن است که سیال R123 با هزینه‌ی کل تولید توان برابر با 0.199 €/h و 0.315 €/h به ترتیب در چرخه بدون احیاکننده و چرخه با احیاکننده کم‌ترین هزینه‌ی تولید را نسبت به دو سیال دیگر دارد. در کل می‌توان نتیجه گرفت به منظور بازیافت گرمایی از منابع دما متوسط، چه از منظر بهینه‌سازی ترمودینامیکی و چه از نظر بهینه‌سازی ترموآکونومیک سیال R123 می‌تواند انتخاب مناسبی برای چرخه‌های ORC باشد.

واژه‌های کلیدی: بهینه‌سازی ترمودینامیکی؛ بهینه‌سازی ترموآکونومیک؛ چرخه‌ی رانکین آلی؛ کارخانه‌ی سیمان.

KEYWORDS: Thermodynamic optimization; Thermoeconomic optimization; Organic Rankine Cycle; Cement plant; Genetic Algorithm.

مقدمه

جدول ۱- مقایسه چرخه‌های تولید توان یا یکدیگر.

| نام پارامتر | Single flash | ORC | Kalina |
|-------------------------------|--------------|-------|--------|
| کار خالص خروجی (کیلووات ساعت) | ۱۰۳۲۰۰ | ۹۹۸۲۸ | ۸۹۳۱۹ |
| راندمان انرژی (%) | ۴۲٫۳ | ۴۰٫۹ | ۳۶٫۶ |

طبق بررسی‌های انجام گرفته، انرژی مصرفی در بخش صنعت به تقریب چیزی در حدود ۳۰٪ تا ۷۰٪ از انرژی مورد نیاز در برخی از کشورها را شامل می‌شود. انرژی مصرفی در صنعت سیمان حدود ۱۲ تا ۱۵ درصد از انرژی مصرفی در صنعت است. بنابراین یک بازنگری در مصرف انرژی و همچنین صرفه جویی انرژی در این بخش صنعتی مهم و ضروری به نظر می‌رسد. به لحاظ نظری، تولید یک تن کلینکر نیازمند حداقل ۱/۶ GJ/ton گرما است، اگرچه در حقیقت، متوسط مصرف انرژی ویژه^(۱) حدود ۲/۹۵ GJ/ton به ازای هرتن سیمان تولیدی در کارخانه‌های پیشرفته است، ولی در کارخانه‌های قدیمی این رقم به میزان چشمگیری (۳/۵ تا ۵ GJ/ton) افزایش می‌یابد [۱].

این فرصت وجود دارد که از گرمای اتلافی در کارخانه‌ی سیمان به منظور تولید الکتریسیته استفاده نمود. مطالعه‌ها نشان می‌دهد در دسترس‌ترین تلفات گرمایی در کارخانه‌ی سیمان گرمای اتلافی در کلینکر کولر و گازهای خروجی از کوره می‌باشند. گازهای خروجی از کوره دمایی حدود ۳۱۵ درجه سلسیوس دارند در حالی که هوای خروجی از یک کلینکر کولر در حدود ۳۰۰ تا ۴۰۰ درجه سلسیوس است. هر دوی جریان‌های اتلافی می‌توانند از یک سامانه بازیافت گرمایی (WHRS)^(۲) عبور داده شوند و سپس انرژی قابل بازیافت به آب (سیال عامل) انتقال داده می‌شود و این بخار تولیدی می‌تواند توربین بخاری که ژنراتور تولید برق را می‌چرخاند، حرکت دهد. برق تولیدی می‌تواند منجر به کاهش برق مصرفی کارخانه و در نتیجه صرفه جویی اقتصادی شود. به منظور تولید توان می‌توان از چرخه‌ی رانکین بخار و یا چرخه‌ی رانکین آلی استفاده نمود. شکل‌های ۳ و ۴ به ترتیب نمایی از بازیافت گرمایی از گازهای داغ کارخانه سیمان را توسط نیروگاه بخار و چرخه رانکین آلی نمایش می‌دهند. کامپانا و همکاران^(۳) دریافتند که با در نظر گرفتن سناریوهای گوناگون به منظور بازیافت گرمایی از کارخانه‌های سیمان در اروپا و با استفاده از تکنولوژی ORC، تا ۲۰۰۰۰ Gw انرژی گرمایی در سال می‌تواند بازیافت شود افزون بر آن از آزاد شدن ۷/۶ M ton کربن دی اکسید به اتمسفر جلوگیری می‌شود [۲].

چن و همکاران^(۴) کارایی یک چرخه‌ی قدرت فوق بحرانی توسط گاز CO₂ را در مقایسه با یک چرخه‌ی رانکین آلی با سیال عامل R123 مورد بررسی قرار داد. او دریافت که توان تولیدی توسط چرخه‌ی فوق بحرانی CO₂ از توان چرخه‌ی رانکین آلی مبرد R123 بیش‌تر است [۳].

کارلاس و همکاران^(۵) به منظور بازیافت گرمایی از کارخانه سیمان از یک چرخه‌ی رانکین با سیال آب و بار دیگر چرخه‌ی ORC بهره گرفتند و نتیجه‌های تحلیل‌های انرژی و اگزرژی این دو چرخه را مقایسه نمودند و دریافتند که بازیافت گرمایی از کارخانه‌های سیمان همراه با کاهش مصرف انرژی می‌تواند با یک دوره‌ی بازگشت ۵ ساله در حوزه‌ی صرفه جویی انرژی بسیار مورد توجه باشد [۴].

وانگ و همکاران^(۶) به منظور بازیافت گرما از گازهای خروجی از دودکش پیش گرمکن و گازهای خروجی از خنک کن کلینکر از یک چرخه بخار با تبخیر تک مرحله‌ای^(۷) و چرخه رانکین آلی و چرخه‌ی کالینا استفاده نمود. این پژوهشگران کارایی بهینه‌ی هر کدام از سامانه‌های تولید برق به طور جداگانه و در شرایط یکسان مورد بررسی قرار دادند و نتیجه‌های زیر به دست آمد [۵]. (جدول ۱) *اوی ویون می و همکاران*^(۸) با مطالعه چرخه‌های ORC زیر بحرانی و فوق بحرانی دریافتند که چرخه‌های زیر بحرانی کم هزینه‌تر هستند و افزون بر آن استفاده از سیال‌های خالص نسبت به سیال‌های مختلط هزینه‌ی ویژه سرمایه‌گذاری کم‌تری در پی خواهد داشت [۶].

در این پژوهش، از یک چرخه رانکین آلی برای بازیافت گرمایی از گریت کولر واحد هشتم (۳۴۰۰ تن) کارخانه سیمان تهران استفاده شد. طراحی این چرخه به صورت زیر بحرانی^(۹) است و در دو حالت با مبدل

(۱) Specific Energy Consumption

(۲) Waste Heat Recovery System

(۳) Campana et al

(۴) Chen et al

(۵) Karellas et al

(۶) Wang J. et al.

(۷) Single flash

(۸) Oyewunmi et al

(۹) Sub critical

استفاده می‌شود. ماده سیال کاری متداول که در نیروگاه‌های چرخه رانکین آلی استفاده می‌شود از سیال‌های خنک کننده (مبرد) به نام‌های تولوئن^(۳)، زیلن^(۴)، نرمال پنتان^(۵)، نرمال بوتان^(۶)، R-11، R-22، R-248fa، R-245fa و غیره هستند.

نیروگاه تولید توان که با چرخه‌ی رانکین آلی کار می‌کند از سه حلقه‌ی اصلی تشکیل شده است.

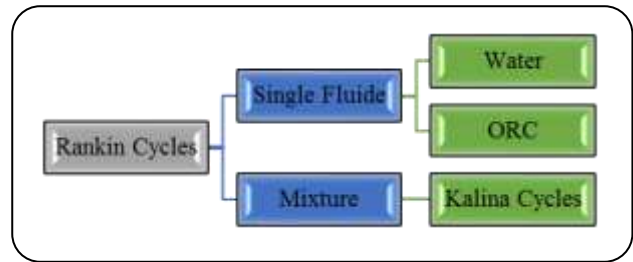
- حلقه اول سیال واسط (آب پر فشار یا روغن گرمایی) به منظور دریافت گرما از منبع گرمایی (بویلر زیست توده، انرژی خورشیدی و یا منابع اتلاف انرژی).
- حلقه دوم شامل سیال آلی و چرخه‌ی رانکین برای تولید کار مکانیکی.
- حلقه سوم که حلقه‌ی خنک کن سیال آلی می‌باشد.

بخش نظری

اعمال قانون اول ترمودینامیک و بقای جرم

در این پژوهش از یک چرخه‌ی رانکین آلی برای بازیافت گرمایی از کارخانه‌ی سیمان بهره گرفته شده است. همچنین کارخانه‌ی سیمان تهران که در شهر تهران واقع است به عنوان مورد مطالعه تعیین شده است. در شکل ۳ و ۴ می‌توانید نمای کلی سامانه مورد مطالعه را ببینید. برای پرداختن به تحلیل اقتصادی و در نتیجه تحلیل ترموآکونومیک، نیاز به دانستن بسیاری از ویژگی‌های سامانه است. با اعمال قانون اول ترمودینامیک و موازنه جرم برای سامانه و زیر سامانه‌های آن می‌توان دماها و شدت جریان‌های جرمی همه نقطه‌های سامانه را محاسبه نمود. در تحلیل سامانه فرضیه‌های زیر در نظر گرفته شده است:

- تمام فرایندها به صورت پایا^(۷) می‌باشند و از انرژی‌های و از انرژی‌های پتانسیل و جنبشی جریان سیال صرف نظر شده است.
- سیال‌های کاری در نظر گرفته شده برای این پژوهش سیال واقعی هستند و ویژگی‌های ترمودینامیکی و رابطه‌های حاکم بر آن‌ها از نرم افزار EES استخراج شده است.
- چرخه‌ی رانکین آلی زیر بحرانی^(۸) فرض شده است.
- کلیه مبدل‌های سامانه از نوع صفحه‌ای گسترش یافته^(۹) می‌باشند.
- از افت فشار داخل چرخه‌ی اصلی آلی رانکین کلیه‌ی مبدل‌ها صرف نظر شده است.



شکل ۱- انواع چرخه رانکین.

احیاکننده و بدون آن، بهینه‌سازی ترمودینامیکی و ترموآکونومیک بر روی چرخه صورت گرفت. همچنین در طراحی مبدل‌های گرمایی از مبدل‌های موثر صفحه‌ای پرهدار^(۹) استفاده شد و به منظور مقایسه تأثیر انتخاب سیال بر روی پارامترهای طراحی چرخه، از سه نوع سیال آلی R123، R245fa و نرمال پنتان^(۵) بهره گرفته شد.

چرخه‌های رانکین

انواع چرخه رانکین را می‌توان از لحاظ سیال کاری به دو گروه کلی تقسیم کرد:

۱- سیال واحد

۲- سیال مخلوط

چرخه رانکین و چرخه آلی رانکین در گروه اول و چرخه کالینا در گروه دوم قرار می‌گیرد که در شکل ۱ انواع چرخه را نشان می‌دهد. بیش‌تر چرخه‌هایی که از نیروی بخار استفاده می‌کنند، رانکین هستند که به تقریب ۸۵ درصد از الکتریسیته سراسر دنیا را تولید می‌کنند. چرخه رانکین آلی نامی برای چرخه‌هایی است که در آن‌ها از سیال آلی، استفاده شده است. سیال آلی با جرم مولکولی بالا و با تغییر فاز مایع - بخار که در دمای پایین‌تر از تغییر فاز آب - بخار اتفاق می‌افتد. ماده سیال باعث می‌شود که چرخه رانکین گرمایی خود را از منابع دماهای پایین مانند احتراق زیست توده، گرمای تلف شده صنعتی، حرارت زمین گرمایی، گرمای خورشیدی و غیره به دست بیاورد. گرمای دما پایین به کار محوری تبدیل می‌شود و از آن می‌توان برای تولید الکتریسیته استفاده نمود. از چرخه‌های رانکین آلی اغلب برای تولید الکتریسیته از منابع گرمایی دما پایین یا کاربردهای در مقیاس کوچک (به طور معمول کم‌تر از ۵ مگاوات)

(۱) Plate-fin

(۲) n-pentane

(۳) Toluene

(۴) Xylene

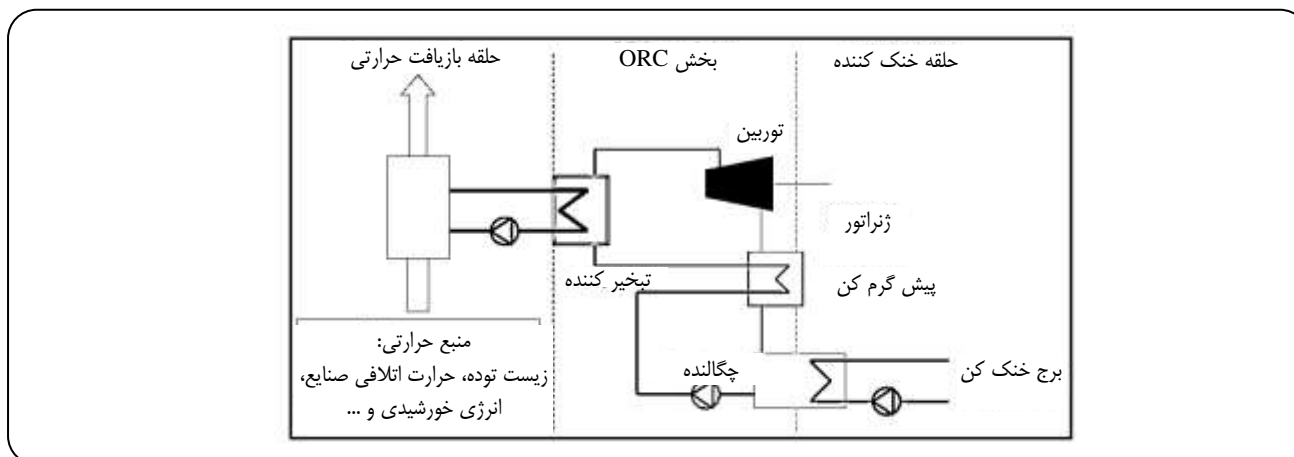
(۵) n-pentane

(۶) n-Butane

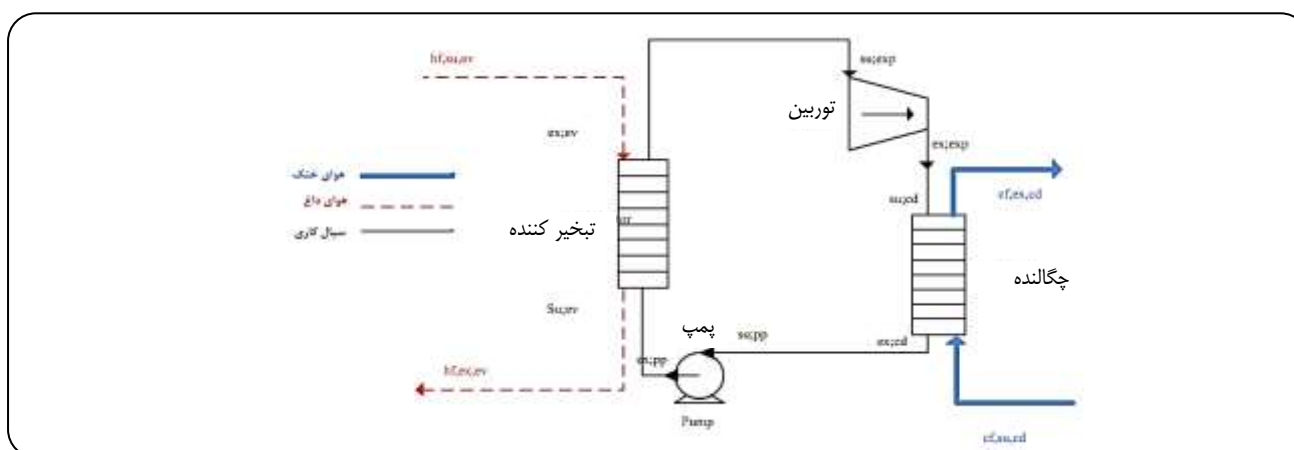
(۷) Steady state

(۸) Sub Critical

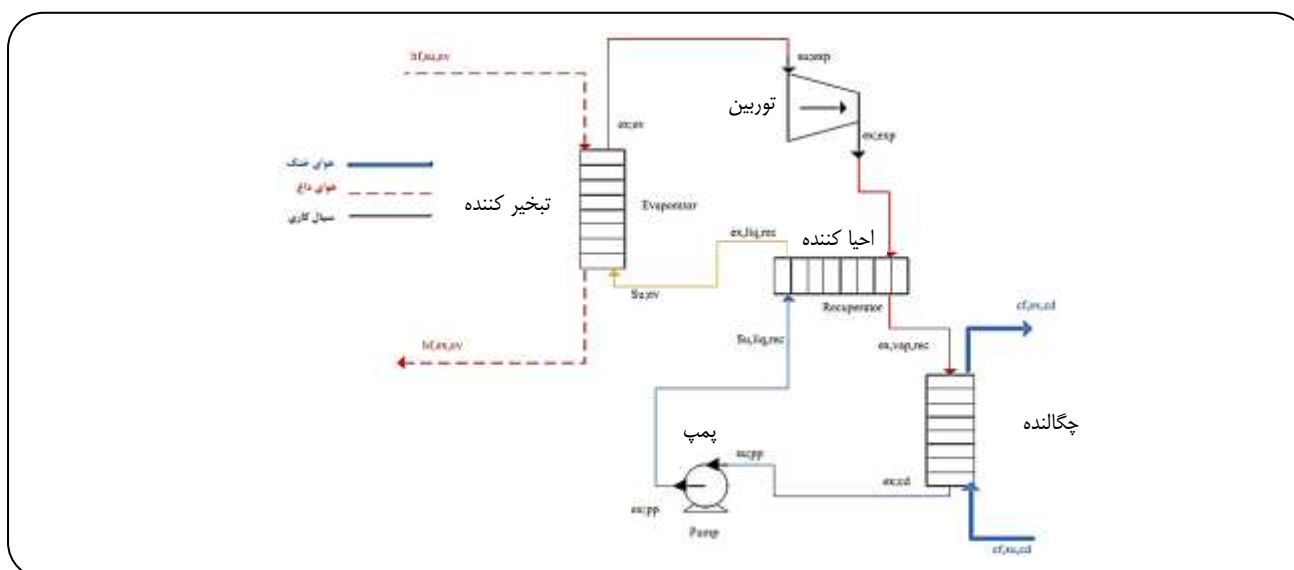
(۹) Plate_fin Heat Exchangers



شکل ۲- طرح کلی توصیفی چرخه رانکین آلی.



شکل ۳- چرخه رانکین آلی گرم شده توسط هوای داغ خروجی از گریت کولر - بدون احیا کننده.



شکل ۴- چرخه رانکین آلی گرم شده توسط هوای داغ خروجی از گریت کولر- با احیا کننده.

جدول ۲- ویژگی‌های هندسی پره.

| مقدار فرضی | پارامترهای هندسی پره |
|------------|---|
| ۷۸۲ | فرکانس پره (f_{fin}) |
| ۰٫۰۳۱۷۵ | طول پره (l_{fin}) |
| ۰٫۰۰۰۱۲ | ضخامت پره (t_{fin}) |
| ۰٫۰۰۹۳ | ارتفاع پره (h_{fin}) |
| ۵ | تعداد لایه‌ها (سمت سیال گرم) (n_{ht}) |

عدد رینولدز:

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{A_{ffh}} \quad (2)$$

عدد رینولدز بحرانی به منظور محاسبه ی افت فشار و ضریب انتقال گرما طبق معادله‌ی زیر محاسبه می شود:

$$Re^* = 257 \left(\frac{l_{fin}}{s_{fin}} \right)^{1,23} \cdot \left(\frac{t_{fin}}{l_{fin}} \right)^{0,58} \quad (3)$$

$$D_h \left(t + 1,328 \left(\frac{Re}{L \cdot D_h} \right)^{0,5} \right)^{-1}$$

معادله‌ی ضریب گرمایی کالبرن (j) و ضریب اصطکاک فیننگ (f) براساس رابطه‌های تجربی *Joshi and Webb* به صورت زیر داده شده است [۷]:

برای جریان آرام ($Re < Re^*$):

$$J = 0,53 (Re)^{-0,5} \cdot \left(\frac{1}{D_h} \right)^{-0,15} \cdot \left(\frac{s}{h} \right)^{-0,14} \quad (4)$$

$$f = 8,12 (Re)^{-0,74} \cdot \left(\frac{1}{D_h} \right)^{-0,41} \cdot \left(\frac{s}{h} \right)^{-0,2} \quad (5)$$

برای جریان آشفته ($Re > Re^* + 1000$):

$$J = 0,21 (Re)^{-0,4} \cdot \left(\frac{1}{D_h} \right)^{-0,24} \cdot \left(\frac{s}{h} \right)^{0,2} \quad (6)$$

$$f = 8,12 (Re)^{-0,36} \cdot \left(\frac{1}{D_h} \right)^{-0,65} \cdot \left(\frac{s}{h} \right)^{0,17} \quad (7)$$

- سیال خروجی از تبخیرکننده بخار اشباع در نظر گرفته شده است.
- برای خروجی تبخیرکننده ۵ درجه سلسیوس بیش گرمی^(۱) در نظر گرفته شده است.
- سیال خروجی از چگالنده مایع اشباع در نظر گرفته شده است.
- برای خروجی چگالنده ۵ درجه سلسیوس مادون سردی^(۲) در نظر گرفته شده است.
- بازده توربین و پمپ و احیاکننده ۸۰٪ در نظر گرفته شده است.
- کمپرسور از نوع اسکرال و با بازده ۸۵٪ در نظر گرفته شده است.

مرحله‌های طراحی مبدل

در این پژوهش مبدل‌های گرمایی استفاده شده به عنوان تبخیرکننده، چگالنده و احیاکننده همگی از نوع صفحه ای پره دار می‌باشد و مراحل طراحی آن‌ها به طور کامل یکسان می‌باشد. در عصر حاضر به دلیل کمبود در منابع آب در طراحی چگالنده‌ها اقبال بیش‌تری برای چگالنده‌های هوا خنک وجود دارد. در این پژوهش نیز با همین رویکرد از چگالنده هوایی به منظور دفع گرما از سامانه بهره گرفته شده است.

نخست به منظور مشخص کردن هندسه مبدل گرمایی پارامترهای هندسی مبدل فرض می‌شوند. با توجه به این که نرم افزار EES در بخش انتقال گرمایی خود هندسه مدل های زیادی از این نوع مبدل ها را درج نموده است، بنابراین در این مقاله ویژگی‌های هندسه‌ی مبدل‌ها براساس مدل Sf_Plate-fin_18-1986 نرم افزار EES فرض شده است.

با فرض اولیه‌ی مشخصه‌های اصلی مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار که در جدول ۲ تعیین شده است، سایر پارامترهای این نوع از مبدل‌ها قابل محاسبه است.

ویژگی‌های فیزیکی جریان‌ها در دمای متوسط:

با محاسبه‌ی دمای متوسط جریان‌ها ی سرد و گرم ویژگی‌های فیزیکی مانند ظرفیت گرمایی ویژه (C_p) ویسکوزیته (μ)، عدد پراتنل (Pr) و چگالی سیال (ρ) قابل محاسبه می‌باشد.

محاسبه‌ی ضریب انتقال گرما و بازده سطح پره:

محاسبه‌ی ضریب انتقال گرما برای هر دو سمت مبدل یکسان است: سرعت جرمی در هسته:

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{ffh}} \quad (1)$$

(۱) Super Heating

(۲) Sub cooling

و Q برای گرما نشان می دهیم.
برای یک جزء k در یک سامانه، معادله ی موازنه هزینه ها به صورت زیر است:

$$\sum \dot{C}_{o,k} + \dot{C}_{w,k} = \sum \dot{C}_{i,k} + \dot{C}_{Q,k} + \dot{C}_k \quad (9)$$

نرخ هزینه کل هم سطح شده مرتبط با سرمایه گذاری اولیه و تعمیر و نگهداری جزء K می باشد و به صورت زیر تعریف می شود:

$$\dot{C}_k = \dot{C}_k^{in} + \dot{C}_k^{OM} \quad (11)$$

$$\dot{C}_k^{in} = \left(\frac{CRF}{N_{op}} \right) \cdot C_k \quad (12)$$

$$CRF = \frac{i_r (1+i_r)^n}{(1+i_r)^n - 1} \quad (13)$$

در این معادله \dot{C}_k^{in} هزینه ی سرمایه گذاری هم سطح شده ی جزء k ، \dot{C}_k^{OM} هزینه ی تعمیر و نگهداری هم سطح شده جزء k ، CRF ضریب بازگشت سرمایه، N_{op} تعداد ساعت های کارکرد سامانه در سال، i_r نرخ بهره ی سالیانه (۰/۱۲)، n تعداد سال های مفید کارکرد سامانه (۱۵ سال) و C_k هزینه ی اولیه ی جزء k است. هزینه ی تعمیر و نگهداری سامانه به طور معمول به صورت کسری از هزینه ی سرمایه گذاری در نظر گرفته می شود. در این پژوهش هزینه ی سالانه تعمیرها و نگهداری ۰/۲۵ هزینه ی سرمایه گذاری در نظر گرفته شده است.

$$\dot{C}_k^{OM} = ۰/۲۵ \cdot \dot{C}_k^{in} \quad (14)$$

اکسرژی ورودی به سامانه ناشی از گرمای گازهای داغ خروجی کارخانه ی سیمان و انرژی الکتریکی می باشد که هزینه ی هر واحد اکسرژی ورودی ناشی از گازهای داغ برابر صفر و هزینه ی اکسرژی ورودی به شکل انرژی الکتریکی همان هزینه ی برق مصرفی (با توجه به متوسط قیمت برق در بخش صنعت که برابر ۵۰۰ Rial/kWh می باشد بنابراین برابر است با ۰/۰۱۶ €/kWh) می باشد.

متغیرهای تصمیم در بهینه سازی

در پژوهش حاضر متغیرهای تصمیم شامل موارد زیر می باشند: در این بخش به تشریح اطلاعات ترمودینامیکی هوای داغ خروجی از کلینکر کاخانه ی سیمان تهران پرداخته می شود. به منظور دستیابی به این اطلاعات از نتیجه های استخراج شده

ضریب انتقال گرما جابه جایی سیال را می توان از معادله ی زیر محاسبه نمود:

$$h = \frac{J.C.G}{(Pr)^{۰.۶۶۷}} \quad (8)$$

پارامتر پره نیز از معادله ی زیر به دست می آید:

$$M = \sqrt{\frac{(2 \times h)}{(K_f \times t_{fin})}} \quad (9)$$

که در معادله ی فوق K_f ضریب رسانش گرمایی جنس پره (آلومینیوم) می باشد.

تحلیل ترمو اکونومیک

محاسبه ی هزینه ی خریداری تجهیزات

به منظور بهینه سازی ترمو اکونومیکی چرخه نیاز به محاسبه ی اجزای سامانه بر حسب ویژگی های ترمودینامیکی و ویژگی های سامانه است. مرجع محاسبه ی قیمت تجهیزات استفاده از کاتالوگ سازندگان است ولی در صورت دسترسی نداشتن به چنین اطلاعاتی می توان از اطلاعات موجود در مراجع استفاده کرد.

در مورد توربین، هزینه ی آن بر اساس هزینه ی کمپرسورهای هرمتیک و بر اساس همان حجم جاروب شده می باشد. به منظور تأثیر بلوغ کمتر در ساخت تکنولوژی توربین ها، ضریب ۱/۵ در هزینه ی کمپرسور لحاظ شده است.

هزینه ی خریداری مبدل بر اساس دلار و C_1 قیمت واحد سطح انتقال گرما می باشد. قیمت مبدل های گرمایی بر اساس سطح کل انتقال گرمای آن ها برای مبدل های با سطح انتقال گرما کمتر از ۱۰۰۰۰ فوت مربع (۹۲۹ متر مربع) که از آلومینیوم ساخته می شوند در حدود $۱۵-۶$ \$/ft² می باشد که در این مقاله ۱۰ \$/ft² در نظر گرفته شد است.

مدل اقتصادی هزینه مخصوص اکسرژی و تابع اقتصادی

مطابق با این جریان های جرم انرژی، می توان جریان های اکسرژی به داخل و خارج سامانه هم داشت و به طور همزمان به دلیل برگشت ناپذیری های موجود در سامانه اتلاف اکسرژی هم وجود خواهد داشت. از آنجا که اکسرژی نشان دهنده ارزش ترمودینامیکی یک جریان است، طبیعی است که هزینه این جریان را به نرخ انتقال اکسرژی آن مرتبط نماییم. بسته به منشا هزینه ها آن را با اندیس i برای ورودی، o برای خروجی، w برای کار

جدول ۳- محاسبه‌ی هزینه‌ی خریداری تجهیزات [۸].

| متغیر مستقل | هزینه‌ی خریداری بر حسب (یورو) | نام تجهیز |
|---|--|-------------|
| توان مصرفی کمپرسور (hp) | $C_{in,comp} = \exp\{7.7661 + 0.7243 [\ln P_{comp}]\}$ | کمپرسور |
| نرخ حجمی سیال در ورودی توربین (m^3/s) | $C_{in,exp} = 1.5 \{225 + 170 \times \dot{V}_{su,exp}\}$ | توربین |
| توان مصرفی پمپ (W) | $C_{in,pp} = 900 \cdot (\dot{W}_{pp}/300)^{1.25}$ | پمپ |
| سطح کل انتقال گرما (m^2) | $C_{in,HEX} = C_1 A_{tot}^{C_2}$ | مبدل حرارتی |

جدول ۴- متغیرهای تصمیم در بهینه‌سازی.

| بیش‌ترین مقدار | کم‌ترین مقدار | نام متغیر |
|----------------|---------------|--|
| ۱۵۴ | ۸۰ | دمای اشباع تبخیرکننده ($^{\circ}C$) |
| ۸۰ | ۶ | دمای اشباع چگالنده ($^{\circ}C$) |
| ۱۵.۲ | ۰ | شدت جریان سیال داغ (kg/s) |
| ۲۰ | ۵ | اختلاف دمای پینچ مبدل تبخیرکننده ($^{\circ}C$) |
| ۲۰ | ۵ | اختلاف دمای پینچ مبدل چگالنده ($^{\circ}C$) |
| ۵ | ۰.۱ | طول مبدل تبخیرکننده ($^{\circ}C$) |
| ۵ | ۰.۱ | طول مبدل چگالنده ($^{\circ}C$) |
| ۵ | ۰.۱ | طول مبدل احیاکننده ($^{\circ}C$) |
| ۲۰۰ | ۱ | تعداد لایه‌های صفحات سمت داغ تبخیرکننده |
| ۲۰۰ | ۱ | تعداد لایه‌های صفحات سمت داغ چگالنده |
| ۲۰۰ | ۱ | تعداد لایه‌های صفحات سمت داغ احیاکننده |

به دمای بحرانی آن‌ها باشد که نتیجه‌های به دست آمده در نمودارهای ۱ و ۲ این موضوع را نشان می‌دهند.

از دستگاه‌های اندازه‌گیری در اتاق کنترل استفاده شده است. در جدول ۵ این اطلاعات ارائه شده است.

سیال کاری

برای بررسی و تجزیه و تحلیل چرخه‌ی بازیافت گرمایی از کارخانه‌ی سیمان از ۳ سیال آلی با دماهای بحرانی متفاوت استفاده می‌شود تا میزان بازیافت گرمایی آن‌ها با یکدیگر مقایسه کنیم. اطلاعات این سیال‌ها در جدول ۶ آمده است.

تأثیر برخی از متغیرهای تصمیم بر عملکرد سامانه

اثر دمای اشباع تبخیرکننده

با توجه به نمودارهای ۲-۴ و ۳-۴ پیش‌بینی می‌شود برای هر سه سیال مقدار T_{ev} در طراحی بهینه ترمودینامیکی نزدیک

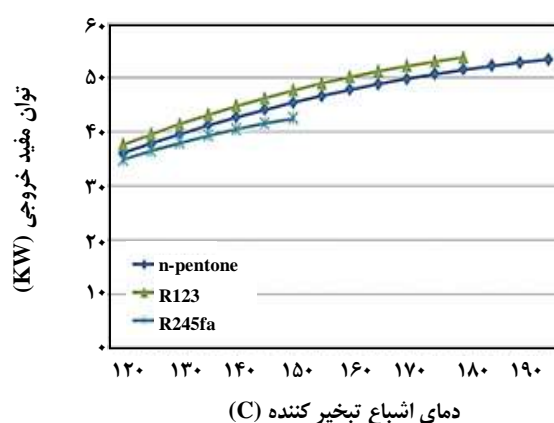
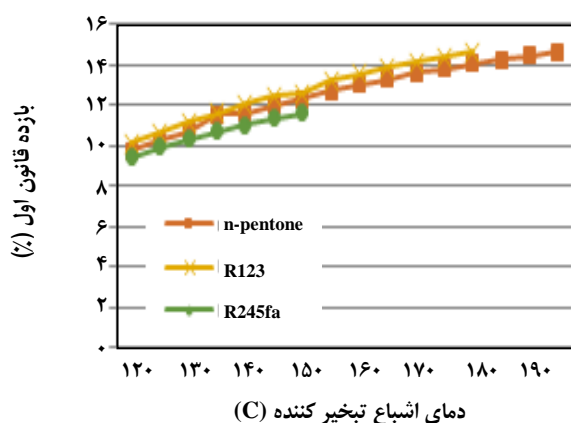
تأثیر نرخ جرمی جریان هوای داغ ورودی به تبخیرکننده با توجه به نمودار ۵ می‌توان پیش‌بینی کرد که مقدار $\dot{M}_{hf, ev}$ برای طراحی بهینه‌ی ترمودینامیکی نزدیک به کم‌ترین مقدار خود یعنی ۰.۱ باشد. که نتیجه‌های جدول ۸ این موضوع را نشان می‌دهد. همچنین نمودار ۶ نشان می‌دهد که برای هر سه سیال مقدار هزینه‌ی کل تولید به ازای یک $\dot{M}_{hf, e}$ مشخص کمینه می‌شود پس انتظار می‌رود در طراحی ترموآکونومیک نقطه‌ی بهینه‌ی نزدیک به این نرخ شدت جریان باشد.

جدول ۵ - اطلاعات ترمودینامیکی هوای داغ خروجی از خنک کن کارخانه سیمان.

| | |
|----------------------------|---|
| مقدار اندازه گیری شده | کمیت ترمودینامیکی |
| ۱۱۸۵ (m) | ارتفاع از سطح دریای کارخانه |
| ۶۶۵ (mmhg) | فشار هوای محیط |
| ۶ (°C) | متوسط دمای خشک شهر تهران در زمستان |
| ۱۱۰۰۰۰ (m ³ /h) | شدت جریان حجمی هوای داغ خروجی از کلینکر |
| ۳۰۰ (°C) | دمای هوای داغ خروجی از کلینکر |
| ۱۵/۲ (Kg/s) | شدت جریان جرمی هوای داغ خروجی از کلینکر |

جدول ۶ - ویژگی‌های سیال کاری استفاده شده در چرخه بازیافت.

| | | | |
|----------------------|---------------------|-----------|------|
| P _c (bar) | T _c (°C) | نام سیال | ردیف |
| ۳۶/۴ | ۱۵۴/۱ | R245-fa | ۱ |
| ۳۶/۶۸ | ۱۸۳/۷ | R123 | ۲ |
| ۳۳/۷۸ | ۱۹۶/۵۵ | n-pentane | ۳ |



نمودار ۲- اثر دمای اشباع تبخیرکننده بر بازده قانون اول در چرخه آلی رانکین.

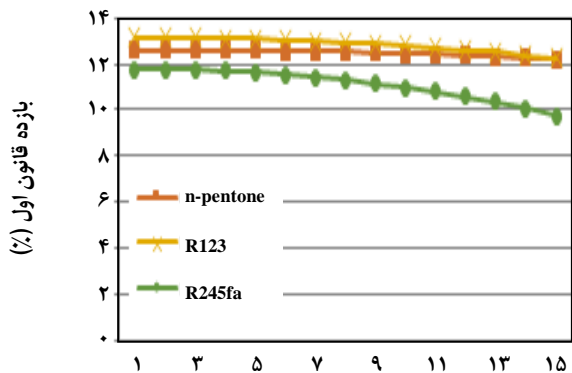
نمودار ۱- اثر دمای اشباع تبخیرکننده بر توان مفید خروجی در چرخه آلی رانکین.

در بین سیال‌های مورد مطالعه سیال R123 با بازده ترمودینامیکی ۱۷/۷۶ درصد بالاترین نرخ بازده را دارد و سیال‌های نرمال پنتان با ۱۷/۷۴ درصد و R245fa با ۱۵ درصد در مکان‌های بعدی قرار دارند. به طور کلی هر چه دمای بحرانی سیال عامل در چرخه‌ی آلی بیشتر باشد، بازده چرخه افزایش می‌یابد همان‌گونه که سیال‌های R123 و نرمال پنتان نسبت به سیال R245fa بازده بالاتری دارند. از سوی دیگر بالا بودن فشار بحرانی

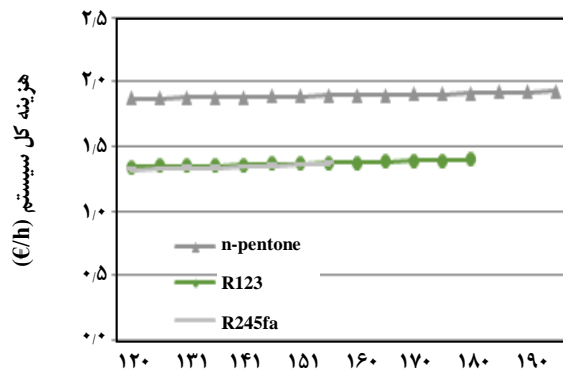
بررسی نتیجه‌های بهینه‌سازی ترمودینامیک

منظور از بهینه‌سازی ترمودینامیکی بیش‌ترین کردن بازده اول ترمودینامیک برای چرخه‌ی آلی رانکین به عنوان تابع هدف و براساس متغیرهای تصمیم‌فهرست شده است. برای بهینه‌سازی در این پژوهش از نرم افزار EES^(۱) استفاده شده است که تنظیم‌های الگوریتم بهینه‌سازی را می‌توانید در جدول ۷ ببینید. همان‌گونه که نتیجه‌های جدول ۸ نشان می‌دهد،

(۱) Engineering Equation Solver



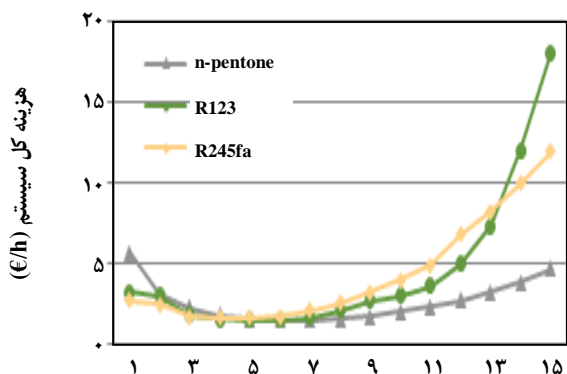
شده جریان جرمی هوای داغ ورودی به تبخیر کننده (kg/s)



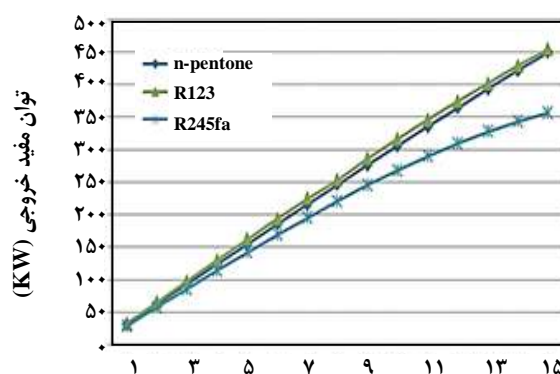
دمای اشباع تبخیر کننده (C)

نمودار ۵ - تأثیر شدت جریان جرمی هوای داغ ورودی به تبخیر کننده بر بازده قانون اول در چرخه آلی رانکین.

نمودار ۳- اثر دمای اشباع تبخیر کننده بر هزینه‌ی کل سامانه.



شده جریان جرمی هوای داغ ورودی به تبخیر کننده (kg/s)



شده جریان جرمی هوای داغ ورودی به تبخیر کننده (kg/s)

نمودار ۶ - تأثیر شدت جریان جرمی هوای داغ ورودی به تبخیر کننده بر هزینه‌ی کل سامانه.

نمودار ۴- تأثیر شدت جریان جرمی هوای داغ ورودی به تبخیر کننده بر توان مفید خروجی چرخه آلی رانکین.

بدون مبدل احیاکننده و با مبدل احیاکننده صورت گرفته است. در نمودار ۷ و نمودار ۸ مقدارهای توان تولیدی، مصرفی، مفید و بازده سه سیال را قابل دیدن است.

بررسی نتیجه‌های بهینه‌سازی ترموآکونومیک

در جدول ۹ می‌توان نتیجه‌های تحلیل اقتصادی در بهینه‌سازی ترموآکونومیک را دید در این جدول ویژگی‌های مربوط به سطح تبادل گرما مبدل‌های گرمایی، هزینه‌ی خریداری اجزای سامانه، هزینه‌ی تعمیر و نگهداری، هزینه‌ی الکتریسیته و هزینه تولید فراورده است. در این جدول نتیجه‌های به دست آمده از بهینه‌سازی اقتصادی سه سیال با هم مقایسه می‌شود.

سیال در چرخه‌های ORC باعث بهبود در بازدهی قانون اول می‌شود. که همین موضوع موجب برتری R123 نسبت به نرمال پنتان که دمای بحرانی بالاتری دارد، شده است. این در حالی است که در چرخه بازایافت گرمایی با مبدل احیاکننده سیال دوباره سیال R123 با بازده ترمودینامیکی ۲۰ درصد بهترین راندمان را تولید می‌کند. در مجموع از نقطه نظر ترمودینامیکی، سیال R123 انتخاب بهتری نسبت به دو سیال دیگر می‌باشد.

نکته چشمگیر آن است که استفاده از مبدل احیاکننده در چرخه بازایافت موجب شده است که بازده قانون اول برای هر سه سیال مورد بررسی افزایش یابد. در نمودار زیر به مقایسه‌ی بازده قانون اول در طراحی بهینه ترمودینامیکی در دو حالت

جدول ۷- تنظیم‌های الگوریتم ژنتیک.

| پارامترهای تنظیم شده | اندازه‌ی جمعیت | بیش‌ترین تعداد نسل | احتمال جهش |
|----------------------|----------------|--------------------|------------|
| مقدار | ۵۱۲ | ۶۴ | ۰٫۲۶۳ |

جدول ۸- نتیجه‌های به دست آمده از بهینه‌سازی ترمودینامیکی چرخه آلی رانکین - بدون احیاکننده.

| نام پارامتر | R245fa | R123 | n-pentane |
|---------------------------|--------|-------|-----------|
| $\dot{M}_{hf, ev}$ (kg/s) | ۰٫۸۷۹ | ۱٫۸۵ | ۴٫۳۹ |
| \dot{M}_{wf} (kg/s) | ۰٫۸۶۳ | ۱٫۹۳۵ | ۱٫۹۰۶ |
| $\dot{M}_{cf, cd}$ (kg/s) | ۳٫۵۳۸ | ۸٫۰۲ | ۱۰٫۲۷ |
| T_{ev} (°C) | ۱۵۲٫۲ | ۱۷۵٫۲ | ۱۹۶٫۵ |
| T_{cd} (°C) | ۳۱٫۷۷ | ۳۰٫۳۱ | ۳۰٫۸۹ |
| P_{ev} (bar) | ۳۵٫۲۱ | ۳۲٫۰۴ | ۳۳٫۶۲ |
| P_{cd} (bar) | ۱٫۸۸۶ | ۱٫۱۱ | ۰٫۸۵۳ |
| $Pinch_{ev}$ (°C) | ۱۷٫۱۵ | ۱۶٫۴۶ | ۱۲٫۷۸ |
| $Pinch_{cd}$ (°C) | ۵٫۶۴۵ | ۱۲٫۰۸ | ۶٫۸۴۳ |
| L_{ev} (m) | ۵ | ۳٫۹۵ | ۵ |
| L_{cd} (m) | ۲٫۵۸۹ | ۴ | ۴٫۰۶۶ |
| $\eta_{hf, ev}$ | ۱۶ | ۱۱ | ۳۴ |
| $\eta_{hf, cd}$ | ۱۰٫۷ | ۱۷۵ | ۱۹۹ |
| \dot{W}_{pp} (kW) | ۲٫۶۹۵ | ۵٫۱۱ | ۱۲٫۵۹ |
| \dot{W}_{comp} (kW) | ۰٫۰۴۸ | ۰٫۱ | ۰٫۲۵۴ |
| \dot{W}_{exp} (kW) | ۳۶٫۸ | ۹۰٫۷۸ | ۲۱۹٫۶ |
| \dot{W}_{net} (kW) | ۳۴٫۰۵ | ۸۵٫۵۷ | ۲۰۶٫۷ |
| \dot{Q}_{ev} (kW) | ۱۱۵٫۵ | ۲۳۷٫۱ | ۱۷۹٫۲ |
| η_{cycle} | ۱۵ | ۱۷٫۷۶ | ۱۷٫۷۴ |

در طراحی بهینه‌ی ترمودینامیکی نسبت به طراحی بهینه ترموآکونومیک بیش‌تر است. به طور طبیعی به دلیل تمرکز طراحی بهینه ترموآکونومیک بر روی کاهش هزینه‌ها، انتظار چنین روندی منطقی است. از سوی دیگر در مورد هر سه سیال، هزینه برق مصرفی در طراحی بهینه‌ی ترمودینامیکی نسبت به طراحی بهینه ترموآکونومیک پایین‌تر است، علت آن تمرکز طراحی بهینه ترمودینامیکی بر روی کاهش توان مصرفی چرخه است.

با بررسی نتیجه‌های جدول‌های ۱۰ و ۱۱ در می‌یابیم که در چرخه بازیافت بدون مبدل احیاکننده، از نظر بهینه‌سازی ترموآکونومیک سیال R123 با هزینه 0.1996 €/k نسبت به دو سیال دیگر دارای کم‌ترین هزینه تولید فرآورده است. این در حالی است که در چرخه بازیافت با مبدل احیاکننده دوباره سیال R123 با هزینه 0.315 €/k کم‌تری در تولید فرآورده دارد. همچنین در مورد هر سه سیال، هزینه‌ی خریداری تجهیزات

در نمودارهای ۱۰ و ۱۱ نتیجه‌های مربوط به بازده ترمودینامیکی چرخه را در طراحی بهینه‌ی ترمودینامیکی و ترموآکونومیک برای هر سیال آمده است.

با مقایسه‌ی هزینه تولید فراورده در چرخه‌ی بازیافت گرمایی با مبدل احیاکننده نسبت به زمانی که چرخه فاقد این مبدل است، می‌توان دریافت که در طراحی با مبدل احیاکننده هزینه نهایی بهینه شده نسبت به چرخه بدون احیاکننده بیشتر است. دلیل این موضوع افزوده شدن هزینه خریداری مبدل احیاکننده در این طراحی می‌باشد. نتیجه‌های این مقایسه را در نمودار ۱۲ می‌بینید.

همچنین در نمودار ۱۳ و ۱۴ نمودار مربوط به هزینه تولید فراورده در طراحی بهینه‌ی ترمودینامیکی و ترموآکونومیک برای هر سیال دیده می‌شود.

در نمودارهای بعدی می‌توان سهم هر یک از تجهیزها در هزینه‌ی کل سامانه در طراحی بهینه ترمودینامیکی و ترموآکونومیک برای هر سه سیال را دید.

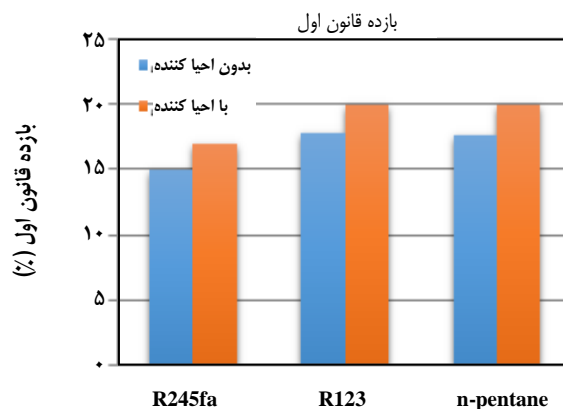
دیده می‌شود که در بین تجهیزها، چگالنده بیش‌ترین سهم را در هزینه‌ی خریداری تجهیزها دارد. این در حالی است که استفاده از مبدل احیاکننده کمی از بار چگالنده کاهش می‌دهد و هزینه‌ی چگالنده در طراحی چرخه با استفاده از مبدل احیاکننده کم‌تر است.

اعتبارسنجی

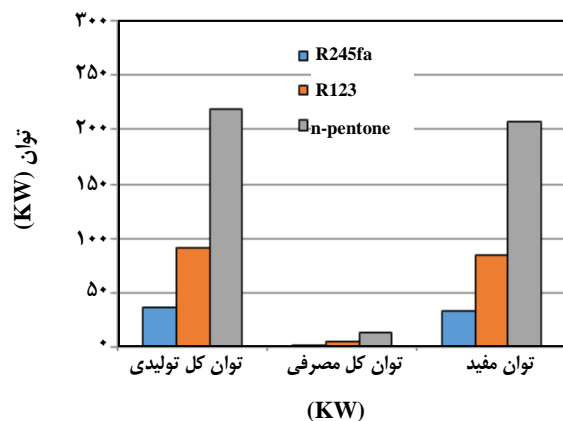
کوئیلین و همکاران^(۱) به بهینه‌سازی ترمودینامیکی و ترموآکونومیک چرخه رانکین آلی پرداختند. ایشان برای بهینه‌سازی ترمودینامیکی، راندمان قانون اول را بیشینه و برای بهینه‌سازی ترموآکونومیک هزینه‌ی ویژه سرمایه‌گذاری را کمینه نمودند [۹]. در جدول‌های ۱۲ و ۱۳ نتیجه‌های این مطالعه در شرایط طراحی بدون احیاکننده، با مقاله نام برده شده مورد مقایسه قرار گرفته است.

شایان ذکر است که تفاوت در نتیجه‌های بهینه‌سازی‌ها به دلیل تمایز در شرایط ترمودینامیکی طرح‌ها و فرضیه‌ها و تجهیزها استفاده شده می‌باشد. کوئیلین و همکاران^(۱) در طراحی چرخه بازیافت از یک چرخه‌ی واسط با سیال روغن که وظیفه‌ی انتقال گرما از منبع گرم به سیال عامل چرخه آلی رانکین را داشت بهره گرفتند. همچنین سیال خنک کن را آب با دمای °C ۱۵ و

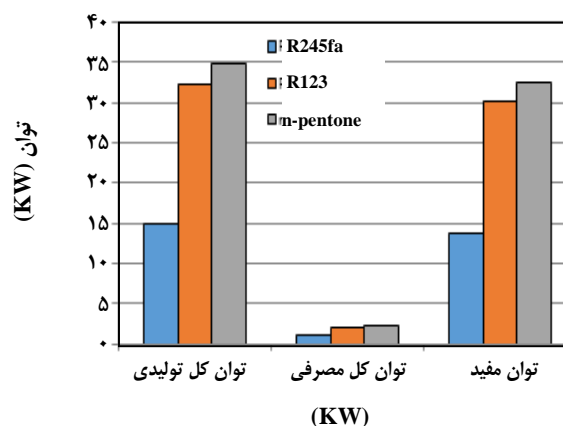
(۱) Quoilin et al.



نمودار ۷- بازده قانون اول در طراحی بهینه ترمودینامیکی.



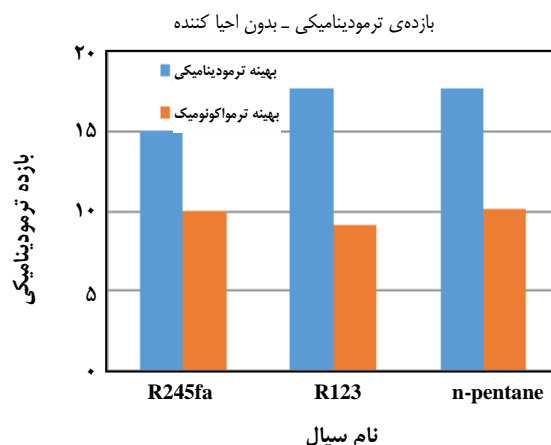
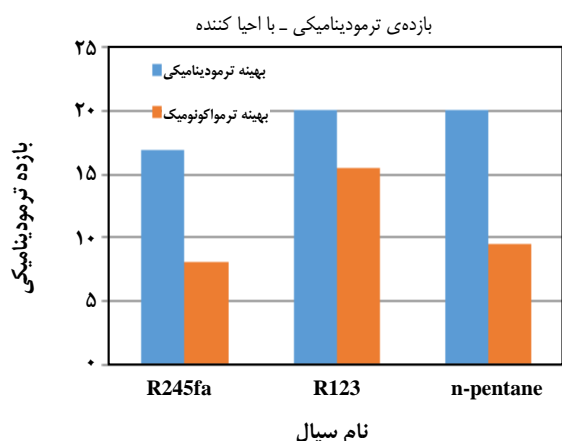
نمودار ۸ - مقایسه‌ی سیال‌ها در ارتباط با توان تولیدی، مصرفی و کل بدون احیاکننده.



نمودار ۹- مقایسه توان کل تولیدی، توان کل مصرفی و توان مفید برای هر سه سیال.

جدول ۹- نتیجه‌های به دست آمده از بهینه‌سازی ترمودینامیکی چرخه آلی رانکین - با احیاکننده.

| نام پارامتر | R245fa | R123 | n-pentane |
|---------------------------|--------|--------|-----------|
| $\dot{M}_{hf, ev}$ (kg/s) | ۰٫۳۱۶۱ | ۰٫۵۵۶۹ | ۰٫۶۰۸ |
| \dot{M}_{wf} (kg/s) | ۰٫۳۴۲۱ | ۰٫۶۷۵ | ۰٫۷۳۲ |
| $\dot{M}_{cf, cd}$ (kg/s) | ۳٫۵۵۴ | ۶٫۲۱۳ | ۷٫۸۶ |
| T_{ev} (°C) | ۱۵۲٫۴ | ۱۸۳٫۵ | ۱۸۲٫۳ |
| T_{cd} (°C) | ۳۰٫۰۵ | ۳۰٫۳۵ | ۳۰٫۳۸ |
| P_{ev} (bar) | ۳۵٫۳۹ | ۳۶٫۵۴ | ۳۵٫۹۰ |
| P_{cd} (bar) | ۱٫۷۷۵ | ۱٫۱۱۱ | ۱٫۱۱۲ |
| pinch _{ev} (°C) | ۱۹٫۷۵ | ۶٫۵۶۹ | ۸٫۳۷۴ |
| pinch _{cd} (°C) | ۵٫۴۹۱ | ۵٫۴۹۵ | ۸٫۲۱۵ |
| L_{ev} (m) | ۵ | ۳٫۹۴۷ | ۵ |
| L_{cd} (m) | ۲٫۵۸۹ | ۴ | ۴٫۰۵ |
| L_{rec} (m) | ۳ | ۲٫۹۹ | ۳ |
| $\eta_{hf, ev}$ | ۱۶ | ۱۱ | ۳۴ |
| $\eta_{hf, cd}$ | ۱۰٫۷ | ۱۷۵ | ۱۹۸ |
| $\eta_{hf, rec}$ | ۱۷ | ۱۵ | ۱۷ |
| \dot{W}_{pp} (kW) | ۱٫۰۴۷ | ۲٫۰۴۳ | ۲٫۱۷۵ |
| \dot{W}_{comp} (kW) | ۰٫۰۵ | ۰٫۰۶۶ | ۰٫۱۰۶ |
| \dot{W}_{exp} (kW) | ۱۴٫۹۲ | ۳۲٫۲۷ | ۳۴٫۹۲ |
| \dot{W}_{net} (kW) | ۱۳٫۷۹ | ۳۰٫۱۶ | ۳۲٫۶۳ |
| \dot{Q}_{pp} (kW) | ۸۱٫۳۶ | ۱۵۰٫۲ | ۱۶۲٫۹ |
| η_{cycle} | ۱۶٫۹۵ | ۲۰٫۰۷ | ۲۰٫۰۳ |



نمودار ۱۱- نمودار مربوط به بازدهی ترمودینامیکی چرخه برای بهینه سازی ترمودینامیکی و ترموآکونومیک - با احیا کننده.

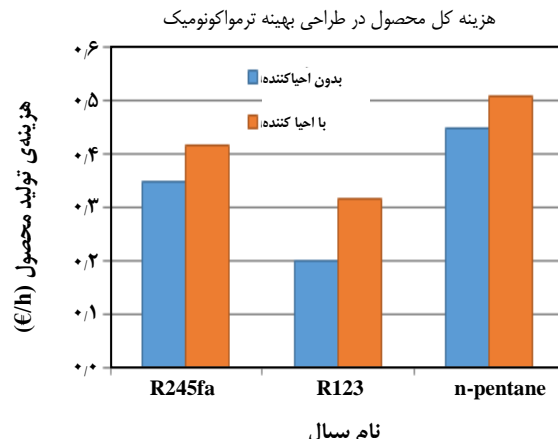
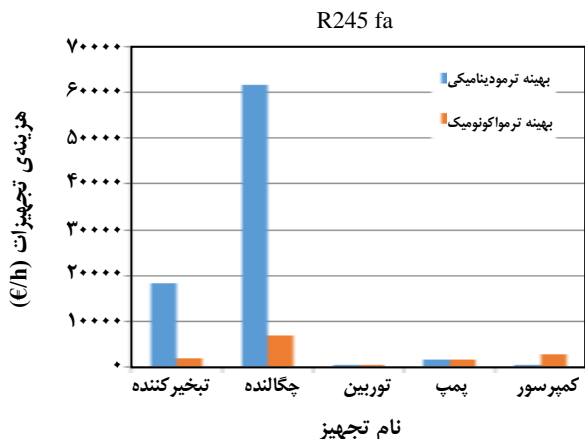
نمودار ۱۰- نمودار مربوط به بازدهی ترمودینامیکی چرخه برای بهینه‌سازی ترمودینامیکی و ترموآکونومیک - بدون احیا کننده.

جدول ۱۰ - نتیجه‌های به دست آمده از بهینه‌سازی ترموآکونومیک چرخه‌ی آلی رانکین - بدون احیاکننده.

| نام پارامتر | R245fa | R123 | n-pentane |
|----------------------------|--------|--------|-----------|
| A_{ev} (m ²) | ۲۰,۴۷ | ۸,۵۱۹ | ۴,۳۳۹ |
| A_{cd} (m ²) | ۷۴,۸۲ | ۳۳,۸ | ۱۰,۹ |
| C_{exp} (€) | ۳۳۹,۲ | ۳۴۱ | ۳۴۶,۷ |
| C_{pp} (€) | ۱۴۶۳ | ۱۰۵۳ | ۱۴۴۷ |
| C_{comp} (€) | ۲۷۲۱ | ۱۹۶۹ | ۳۶۳۲ |
| C_{ev} (€) | ۱۸۶۷ | ۷۶۶,۷ | ۳۹۰,۵ |
| C_{cd} (€) | ۶۷۳۴ | ۳۰۴۲ | ۹۸۰,۷ |
| Total capital cost (€/h) | ۰,۳۲۱۱ | ۰,۱۷۵۵ | ۰,۳۸۲۳ |
| OM cost (€/h) | ۰,۰۰۸ | ۰,۰۰۴ | ۰,۰۰۹ |
| Electricity cost (€/h) | ۰,۰۰۵ | ۰,۰۱۸ | ۰,۰۵۷ |
| Total product cost (€/h) | ۰,۳۷۹۵ | ۰,۱۹۹۶ | ۰,۴۴۹ |
| η_{cycle} | ۹,۹۶۲ | ۹,۱۷۶ | ۱۰,۱۲ |

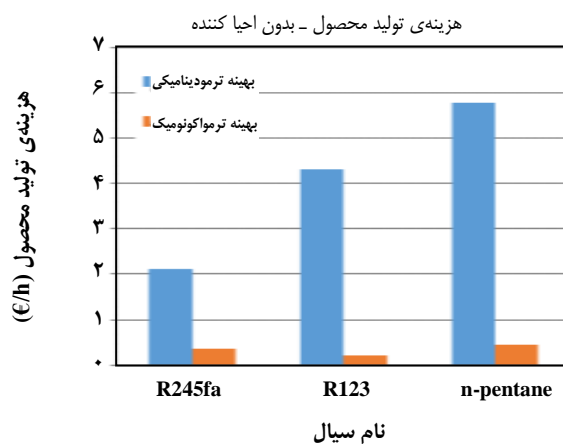
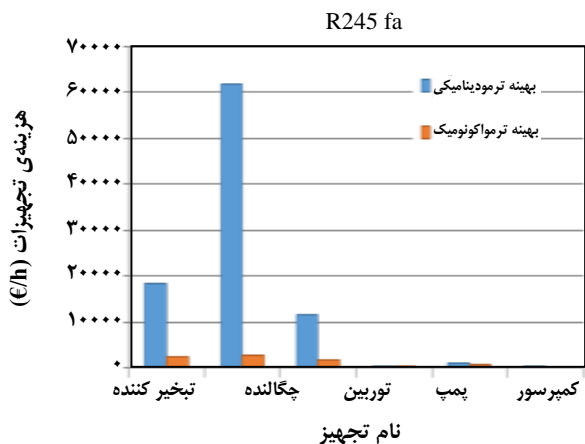
جدول ۱۱ - نتیجه‌های به دست آمده از بهینه‌سازی ترموآکونومیک چرخه‌ی آلی رانکین - با احیاکننده.

| نام پارامتر | R245fa | R123 | n-pentane |
|-----------------------------|--------|--------|-----------|
| A_{ev} (m ²) | ۲۸,۵۱ | ۱۱,۷۷ | ۵,۱۸۴ |
| A_{cd} (m ²) | ۳۰,۴۹ | ۶۲,۵۸ | ۱۷۸,۸ |
| A_{rec} (m ²) | ۲۰,۳۶ | ۱۰,۷۸ | ۲۳,۲۳ |
| C_{exp} (€) | ۳۳۷,۹ | ۳۳۸,۵ | ۳۳۹,۶ |
| C_{pp} (€) | ۷۱۳,۷ | ۱۲۲۵ | ۸۹۶,۲ |
| C_{comp} (€) | ۳۰۹,۳ | ۲۱۸۳ | ۱۷۸,۲ |
| C_{ev} (€) | ۲۵۶۶ | ۱۰۵۹ | ۴۶۶,۵ |
| C_{cd} (€) | ۲۷۴۴ | ۵۶۳۲ | ۱۶۰۹۶ |
| C_{rec} (€) | ۱۸۳۳ | ۹۶۹,۸ | ۲۰۹۹ |
| Total capital cost (€/h) | ۰,۴۰۸ | ۰,۲۷۹ | ۰,۴۹۱۳ |
| OM cost (€/h) | ۰,۰۰۵ | ۰,۰۰۶۹ | ۰,۰۱۲۲ |
| Electricity cost (€/h) | ۰,۰۰۲۷ | ۰,۰۲۸۸ | ۰,۰۰۵۱ |
| Total product cost (€/h) | ۰,۴۱۶ | ۰,۳۱۵ | ۰,۵۰۸۷ |
| η_{cycle} | ۸,۱۱۲ | ۱۵,۵۲ | ۹,۴۳۳ |



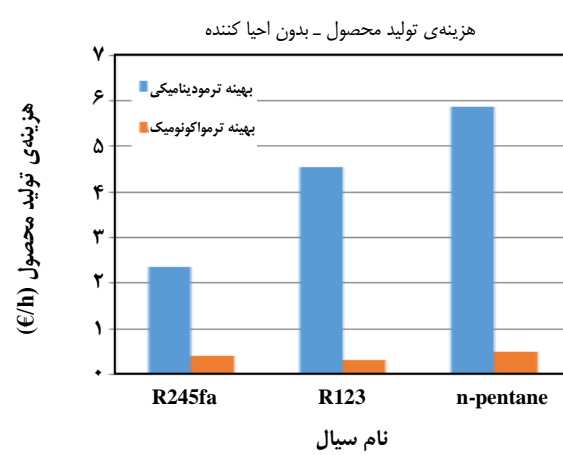
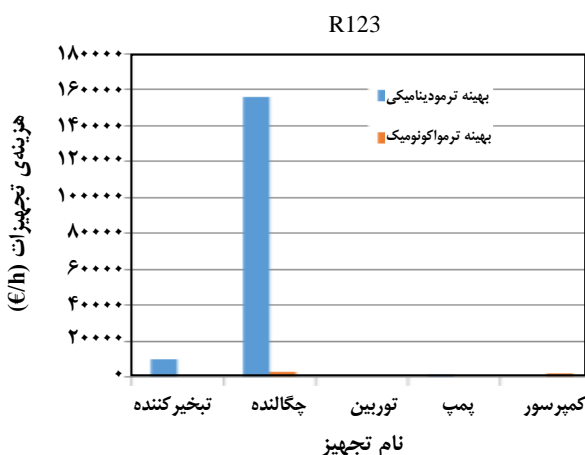
نمودار ۱۵- سهم هر یک از تجهیزها در هزینه کل سامانه در طراحی بهینه ترمودینامیکی و ترمواکونومیک- سیال R245fa (بدون احیاکننده).

نمودار ۱۲- هزینه کل محصول در طراحی بهینه ترمواکونومیک در دو حالت بدون مبدل احیا کننده و با احیاکننده.



نمودار ۱۶ - سهم هر یک از تجهیزها در هزینه کل سامانه در طراحی بهینه ترمودینامیکی و ترمواکونومیک- سیال R245fa (با احیاکننده).

نمودار ۱۳ - نمودار مربوط به هزینه ی تولید فراورده در چرخه برای بهینه سازی ترمودینامیکی و ترمواکونومیک - بدون احیاکننده.

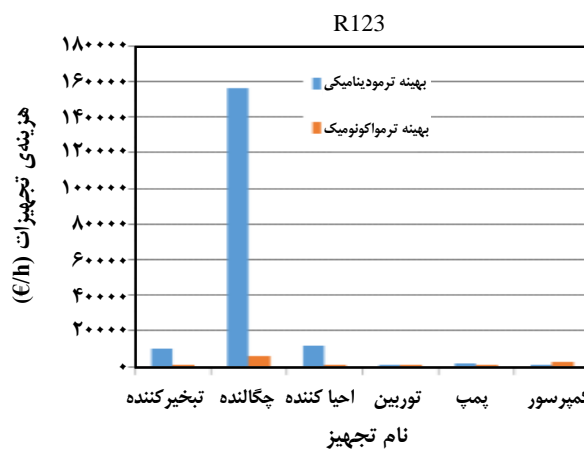
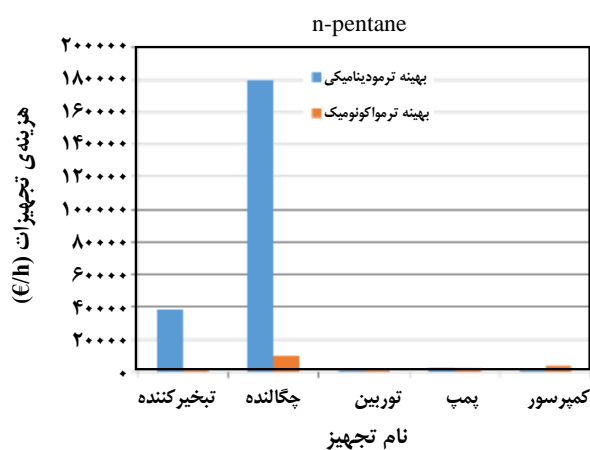


نمودار ۱۷- سهم هر یک از تجهیزها در هزینه کل سامانه در طراحی بهینه ی ترمودینامیکی و ترمواکونومیک - سیال R123 (بدون احیاکننده).

نمودار ۱۴- نمودار مربوط به هزینه ی تولید محصول چرخه برای بهینه سازی ترمودینامیکی و ترمواکونومیک - چرخه با احیاکننده.

جدول ۱۲- اعتبارسنجی در طراحی بهینه ترمودینامیکی.

| مطالعه حاضر | | | مرجع [۱۵] | | | نام پارامتر |
|-------------|-------|---------|-----------|-------|---------|-----------------------|
| n-pentane | R123 | R245 fa | n-pentane | R123 | R245 fa | |
| ۳۰۰ | ۳۰۰ | ۳۰۰ | ۱۸۰ | ۱۸۰ | ۱۸۰ | دمای سیال داغ (°C) |
| ۴,۴ | ۱,۹ | ۰,۹ | ۰,۳ | ۰,۳ | ۰,۳ | دبی سیال داغ (kg/s) |
| ۱۹۶,۵ | ۱۷۵,۲ | ۱۵۲,۵ | ۱۱۱,۶ | ۱۱۱,۸ | ۱۱۳,۵ | دمای تبخیرکننده (°C) |
| ۳۰,۹ | ۳۰,۳ | ۳۱,۸ | ۱۵ | ۱۵ | ۱۵ | دمای چگالنده (°C) |
| ۱۰,۳ | ۸ | ۳,۶ | ۰,۵ | ۰,۵ | ۰,۵ | دبی چگالنده (kg/s) |
| ۲۰۶,۷ | ۸۵,۶ | ۳۴,۱ | ۴,۶ | ۴,۷ | ۴,۸ | توان خالص تولیدی (kW) |
| ۱۷,۷ | ۱۷,۷۶ | ۱۵ | ۸,۱ | ۸,۴ | ۶,۹ | راندمان قانون اول (%) |



نمودار ۱۹- سهم هر یک از تجهیزها در هزینه‌ی کل سامانه در طراحی بهینه ترمودینامیکی و ترموآکونومیک - سیال نرمال پنتان (بدون احیاکننده).

نمودار ۱۸- سهم هر یک از تجهیزها در هزینه‌ی کل سامانه در طراحی بهینه ترمودینامیکی و ترموآکونومیک - سیال R123 (با احیاکننده).

سیال نرمال پنتان کم‌ترین هزینه ویژه سرمایه‌گذاری را کسب نموده است.

شدت جریان ۰/۵ kg/s فرض کردند. میدل‌های استفاده شده در چرخه از نوع صفحه‌ای می‌باشد. همچنین دمای منبع گرم را ۱۸۰ °C و شدت جریان آن را ۰/۳ kg/s در نظر گرفتند.

نتیجه‌گیری

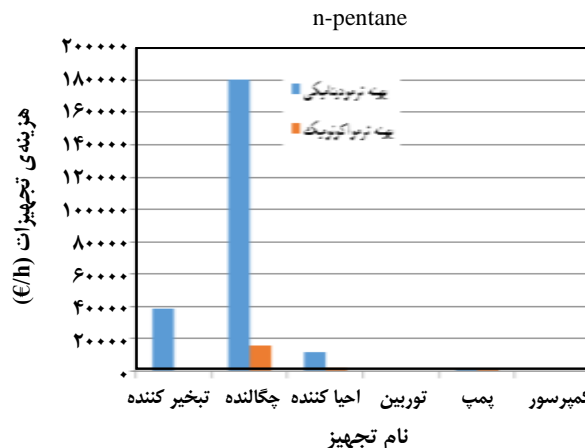
در این مطالعه به بهینه‌سازی یک چرخه‌ی رانکین آلی که به منظور بازیافت گرمایی از کارخانه‌ی سیمان تهران به کار گرفته شد، پرداخته شد و در پایان بین سه سیال مورد بررسی بهترین سیال از منظر بهینه‌سازی ترمودینامیکی و ترموآکونومیکی معرفی شد. نخست سامانه از نقطه نظر ترمودینامیکی مدل‌سازی شد و سرانجام از روش هزینه‌ی ویژه اکسرژی به منظور تحلیل ترموآکونومیک

این در حالی است که در مطالعه پیش رو منبع گرمایی هوای داغ با دمای ۳۰۰ °C با شدت جریان بیش‌تر ۱۵/۲ kg/s و سیال خنک‌کننده هوای محیط با دمای ۶ °C در نظر گرفته شده است. میدل استفاده شده نیز از نوع صفحه‌ای پره دار می‌باشد. به هر حال با مقایسه نتیجه‌های به دست آمده از بهینه‌سازی ترمودینامیکی در هر دو مطالعه، سیال R123 بیش‌ترین راندمان را داشته است. همچنین در هر دو مطالعه در بهینه‌سازی ترموآکونومیک،

جدول ۱۳- اعتبارسنجی در طراحی بهینه ترموآکونومیک.

| مطالعه حاضر | | | مرجع [۱۲] | | | نام پارامتر |
|-------------|-------|---------|-----------|-------|---------|---------------------------------|
| n-pentane | R123 | R245 fa | n-pentane | R123 | R245 fa | |
| ۳۰۰ | ۳۰۰ | ۳۰۰ | ۱۸۰ | ۱۸۰ | ۱۸۰ | دمای سیال داغ (°C) |
| ۲٫۲ | ۰٫۷ | ۰٫۹ | ۰٫۳ | ۰٫۳ | ۰٫۳ | شدت جریان سیال داغ (kg/s) |
| ۱۲۹٫۷ | ۱۱۱٫۸ | ۱۳۳ | ۱۳۹٫۹ | ۱۴۱٫۴ | ۱۳۵٫۹ | دمای تبخیرکننده (°C) |
| ۵۹٫۹ | ۵۵٫۳ | ۵۹ | ۱۵ | ۱۵ | ۱۵ | دمای چگالنده (°C) |
| ۵٫۲ | ۲٫۲ | ۳٫۲ | ۰٫۵ | ۰٫۵ | ۰٫۵ | شدت جریان چگالنده (kg/s) |
| ۱۶٫۶ | ۱۰٫۹ | ۹٫۶ | ۴ | ۵۱٫۶ | ۷٫۸ | دمای پینچ تبخیرکننده (°C) |
| ۶٫۵ | ۶٫۳ | ۱۴٫۵ | ۲۱٫۸ | ۱۳٫۴ | ۲۸٫۳ | دمای پینچ چگالنده (°C) |
| ۳۰۵٫۱ | ۴۷۶٫۵ | ۵۶۵٫۷ | ۲۵۰٫۵ | ۲۹۱۶ | ۲۷۰۰ | هزینه ویژه سرمایه‌گذاری (€/kwh) |

در تحلیل ترمودینامیکی سامانه و بر اساس بالاترین مقدار بازده قانون اول ترمودینامیک، در چرخه ی بدون مبدل احیاکننده سیال‌ها به ترتیب R123، نرمال پنتان و R245fa رده بندی می‌شوند که در بین آن‌ها R123 با بازده ۱۷٫۷۶ درصد بهترین سیال است و در چرخه با مبدل احیاکننده، دوباره سیال R123 با بازده ۲۰ درصد، بالاترین نرخ بازده اول را داشت. ولی در تحلیل ترموآکونومیک و بر اساس کم‌ترین مقدار هزینه تولید فراورده، در چرخه ی بدون مبدل احیاکننده سیال‌ها به ترتیب R123، R245fa و نرمال پنتان رتبه بندی می‌شوند که در بین آن‌ها R123 با هزینه ی نهایی €/k ۰٫۱۹۹ بهترین نتیجه را به دنبال داشت و در چرخه با مبدل احیاکننده، دوباره سیال R123 با هزینه ی نهایی €/k ۰٫۳۱۵ کم‌ترین هزینه تولید را نشان داد.



نمودار ۲۰- سهم هر یک از تجهیزات در هزینه ی کل سامانه در طراحی بهینه ترمودینامیکی و ترموآکونومیک - سیال نرمال پنتان (با احیاکننده).

استفاده شد. در طراحی چرخه ORC یکبار چرخه باز یافت بدون مبدل احیاکننده و بار دیگر با مبدل احیاکننده در نظر گرفته شد. به منظور بهینه‌سازی ترمودینامیکی تابع هدف با رویکرد پیشینه کردن راندمان قانون اول ترمودینامیک و در نظر گرفتن یک تابع هدف اقتصادی و با رویکرد کمینه کردن هزینه ی کل تولید فراورده با قیدهای مربوطه استفاده شد. برای انتخاب سیال مناسب برای هر کدام از طراحی‌های بهینه نیز سه سیال R123، R245fa و نرمال پنتان مورد بررسی و مقایسه قرار گرفتند. در بهینه‌سازی ترمودینامیکی تمرکز بر روی کاهش اتلاف‌های انرژی است در حالی که در بهینه‌سازی ترموآکونومیک به دنبال کاهش منابع اقتصادی طرح می‌باشد.

تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۴/۲۱ ؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۴/۲۷

مراجع

- [1] Engin T., Ari V., [Energy Auditing and Recovery for Dry Type Cement Rotary Kiln Systems](#), *Energy Conversion and Management*, **46**: 551–562 (2005).
- [2] Campana F., Bianchi M., Branchini L., De Pascale A., Peretto A., Baresi M., Fermi A., Rossetti N., Vescovo R., [ORC Waste Heat Recovery in European Energy Intensive Industries: Energy and GHG Savings](#), *Energy Conversion and Management*, **76**: 244-252 (2013).
- [3] Chen Y., Lundqvist P., Johanson A., Platell P., [A Comparative Study of the Carbon Dioxide Transcritical Power Cycle Compared with an Organic Rankine Cycle with R123 as Working Fluid in Waste Heat Recovery](#), *Applied Thermal Energy*, **26**(17-18): 2142-2147 (2006).
- [4] Karellas S., Leontaritis A.D., Panousis G., Bellos E., Kakaras E., [Energetic and Exergetic Analysis of Waste Heat Recovery Systems in the Cement Industry](#), *Energy*, **58**: 147-156 (2013).
- [5] Wang J., Dai Y., Gao L., [Energy Analyses and Parametric Optimizations for Different Cogeneration Power Plants in Cement Industry](#), *Applied Energy*, **86**(6): 941-948 (2009).
- [6] Oyewunmi O.A., Ferré-Serres S., Lecompte S., Den Broek M., De Papepe M., Markides C.N., [An Assessment of Subcritical and Trans-critical Organic Rankine Cycles for Waste-Heat Recovery](#), *Energy Procedia.*, **105**: 1870-1876 (2017).
- [7] Sidramappa A., [“Experimental Studies on Plate Fin Heat Exchangers”](#), A Thesis Submitted for Award of the Degree of Doctor of Philosophy, Mechanical Engineering Department National Institute of Technology Rourkela, India (2012).
- [8] Manolakos D., Papadakis G., Kyritsis S., K.Bouzianas., [Experimental Evaluation of an Autonomous Low-Temperature Solar Rankine Cycle System for Reverse Osmosis Desalination](#), *Desalination*, **203**: 366-374 (2007).
- [9] Quoilin S., Declay S., F.Tchanche B., Lemort V., [Thermo-economic Optimization of Waste Heat Recovery Organic Rankine Cycles](#), *Applied Thermal Engineering*, **31**: 2885-2893 (2011).