نشریه علمی‌پژوهشی مهندسی و مدیریت انرژی
سال پنجم، شمارهٔ اول/ بهار 1394/ صفحه 54ـ65

تحلیل پارامتری و بهینه‌سازی سیکل رانکین آلی بازیاب با محرک انرژی خورشیدی

محمد ذوقی[1*]، کوروش جواهرده[2]

[1] کارشناس ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت، ایران
Mohamadzoghi65@yahoo.com
[2] دانشیار، دانشکده مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت، ایران
javaherdeh@Guilan.ac.ir

چکیده: **با توجه به افزایش روزافزون مصرف و هزینهٔ انرژی‌های تجدیدناپذیر مانند گاز طبیعی و الکتریسیته، استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر مانند انرژی گرمایی خورشید، موجب کاهش مصرف انرژی‌های تجدیدناپذیر می‌شود. در این تحقیق، ابتدا سیکل رانکین آلی بازیاب با محرک کلکتور خورشیدی صفحهٔ تخت شبیه‌سازی شده و سپس تأثیر موارد مختلف از جمله دما و فشار ورودی به توربین و دمای کندانسور سیکل رانکین آلی، مساحت کلکتور صفحهٔ تخت، دمای محیط و شدت تابش خورشیدی بر روی بازده انرژی و بازده اگزرژی کلی سیستم سیکل رانکین آلی و کلکتور صفحهٔ تخت با استفاده از هفت سیال آلی مختلف بررسی شده است. در انتها بهینه‌سازی سیستم با استفاده از پارامترهای طراحی مذکور و یک بار نسبت به تابع هدف بازده انرژی و یک بار هم نسبت به تابع هدف بازده اگزرژی انجام می‌شود. نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهد که در بین سیالات انتخابی که عبارت‌اند از: R290, R717, R12, R134a, R32, R113, R141b، بهترین و بدترین عملکرد را به‌ترتیب R113 و R32 دارند.**

واژگان کلیدی: **کلکتور صفحهٔ تخت، سیکل رانکین آلی بازیاب، شبیه‌سازی ترمودینامیکی، تحلیل پارامتری، بهینه‌سازی.**

* نویسندهٔ مسئول

1. مقدمه

در سال‌های اخیر، استفادهٔ فزاینده از سوخت‌های فسیلی مشکلات زیست‌محیطی فراوانی مانند آلودگی شهرها، تخریب لایهٔ اُزن، باران‌های اسیدی و... را در پی داشته است. علاوه بر این با افزایش مراکز صنعتی و مصرف بیشتر این سوخت‌ها، دورنمای پایان ذخایر انرژی‌های فسیلی واضح‌تر شده است. با توجه به موارد گفته‌شده، استفاده از منابع انرژی پاک و تجدیدپذیر مانند انرژی خورشیدی، انرژی زمین‌گرمایی، انرژی باد و همچنین انرژی گرمای اتلافی برای تولید الکتریسیته بسیار مورد توجه قرار گرفته است.

تولید الکتریسیته به‌وسیلهٔ انرژی خورشیدی امروزه بسیار متداول شده و باور غالب استفاده از سیستم خورشیدی بزرگ و دمابالا برای افزایش بازده اقتصادی و انرژی است که از جملهٔ آن می‌توان به ترکیب کلکتور سهمی خطی و سیکل رانکین آب-بخار اشاره کرد. عیب اصلی استفاده از سیال عامل آب در سیکل رانکین این است که به دمای بسیار بالا (حدود 600 درجه سلسیوس) در مرحلهٔ فوق گرمایش نیاز دارد و از سوی دیگر بازده سیکل رانکین آب-بخار با محرک انرژی خورشیدی دماپایین کم است. انرژی موجود خورشیدی در بسیاری از موقعیت‌های جغرافیایی کم است و درنتیجه برای دستیابی به دمای بالا برای سیکل رانکین آب-بخار به کلکتورهای تمرکزی با ضریب تمرکز بالا نیاز است. این نوع سیستم‌ها عیب‌های اصلی به شرح زیر دارند:

1. هزینهٔ ابتدایی بسیار بالایی دارند.
2. نیاز به سیستم‌های ردیاب خورشید دارند.
3. قادر به دریافت تشعشع پراکندهٔ خورشید نیستند.
4. اجزای ذخیره‌کنندهٔ انرژی دما بالای تجاری موجود نیست.

یکی از مزیت‌های اصلی سیکل رانکین آلی، استفاده از انرژی دماپایین خورشیدی تولیدشده به‌وسیلهٔ کلکتور صفحهٔ تخت یا لولهٔ خلأ است که در این صورت، اکثر معایب ذکرشدهٔ فوق برطرف می‌شود. سیکل رانکین آلی یکی از نویددهنده‌ترین تکنولوژی‌های تبدیل این انرژی دماپایین به انرژی الکتریکی است، بنابراین توجه بسیاری از محققان به این تکنولوژی جلب شده و تحقیقات بسیاری دربارهٔ انتخاب سیال آلی و بهینه‌سازی پارامتری آن انجام شده است. سیکل رانکین آلی سیکل رانکینی است که در آن، از سیال آلی یا سیالات غیرمتداول به‌جای ترکیب آب-بخار استفاده می‌شود. همان‌طور که گفته شد، این سیکل چندین مزیت نسبت به سیکل بخار متداول دارد که از جملهٔ آن می‌توان به استفادهٔ کارآمد از منابع انرژی دماپایین، ساده و کوچک‌تر بودن سیستم و عملکرد اقتصادی بهتر اشاره کرد. همچنین مشکل اصلی استفاده از سیکل رانکین آلی، بازده انرژی کم، محدودیت راه‌های موجود برای افزایش کار خروجی، انتخاب سیال آلی مناسب، انتخاب پارامترهای طراحی به‌طوری‌که باعث ماکزیمم شدن توابع هدف مورد نظر شود و هماهنگی دمای اجزای سیکل با دمای منبع و چاه گرمایی است [1]. سیکل رانکین آلی یک تکنولوژی پذیرفته‌شده در دنیاست که با استفاده از منبع انرژی دماپایین بازده نسبتاً خوبی نسبت به سایر سیکل‌های تولید قدرت دارد. این سیکل همچنین دارای محدودیت‌های ترمودینامیکی است. بدین صورت که مقدار گرمای دریافتی از منابع دماپایین محدود است. این محدودیت در واقع تابعی از دمای منبع و چاه گرمایی است. آنالیز ترمودینامیکی سیکل‌های تولید قدرت دو مورد را برای عملکرد بهتر سیستم یادآوری می‌کند که اولی بهبود گرما و اگزرژی ورودی به سیستم و دیگری افزایش قابلیت تبدیل گرمای ورودی به کار خروجی در سیستم است [2].

همان‌طور که گفته شد، در گذشته تحقیقاتی دربارهٔ انتخاب سیال آلی مناسب سیکل رانکین آلی انجام شده است؛ برای مثال، هتیراچی و همکاران عملکرد اقتصادی سیکل رانکین آلی با سیالات HFC123، R717 و همچنین ان پنتان (N-pentane) را بررسی کردند [3]. نافی و شرف عملکرد 16 سیال آلی مختلف را در سیکل رانکین آلی با محرک انرژی خورشیدی بررسی کردند [4]. هبرل و بوگمن یک الگوریتم برای بهینه‌سازی قدرت خروجی سیکل رانکین آلی طراحی کردند و R227ea و ایزوپنتان (Isopentane) را به‌عنوان بهترین سیالات معرفی کردند [5]. دای و همکاران عملکرد 10 سیال آلی مختلف را در سیکل رانکین آلی بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که با استفاده از R236ea می‌توان به بالاترین بازده اگزرژی دست یافت [6]. الکساندرا و همکاران عملکرد سیکل رانکین آلی با محرک انرژی زمین گرمایی در رنج 80 تا 120 درجهٔ سلسیوس را بررسی کردند و R236fa را به‌عنوان بهترین سیال معرفی نمودند [7]. گو و همکاران عملکرد سیکل رانکین آلی با محرک آب گرم در رنج دمای 75 تا 100 درجهٔ سلسیوس را آزمایش و R600a را به‌عنوان بهترین سیال معرفی کردند [8]. ژانک و همکاران سیکل رانکین خورشیدی با سیال دی‌اکسیدکربن را مورد بررسی تحلیلی و آزمایشگاهی قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که این سیکل قابلیت بالایی برای تولید الکتریسیته از انرژی دماپایین خورشیدی دارد [9]. لی یو و چن اثر تغییر سیال آلی مورداستفاده در سیکل رانکین آلی را بر روی بازده انرژی سیکل بررسی کردند و نشان دادند سیالات آلی‌تر[1] برای استفاده در این سیکل،

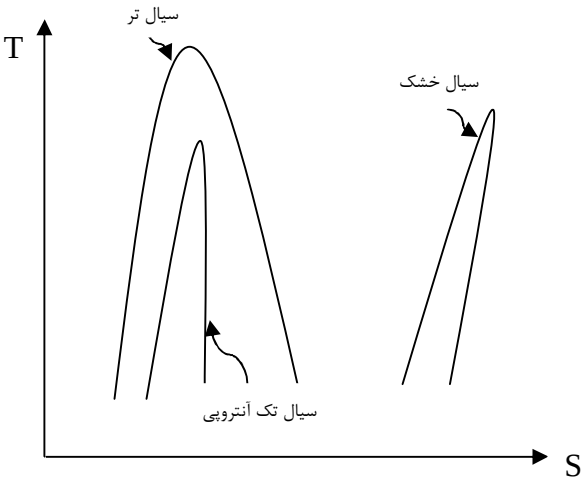
1. Wet Fluid

چندان مناسب نیستند [10]. هونگ یک مطالعه بر مبنای مقایسهٔ عملکرد سیال آلی خشک[1]، تر و تک‌آنتروپی[2] در سیکل رانکین آلی انجام داد و سیال آلی تک‌آنتروپی را به‌عنوان بهترین انتخاب معرفی کرد [11]. تچانچ و همکاران عملکرد و خواص ترمودینامیکی 20 سیال مختلف را در سیکل رانکین آلی خورشیدی دماپایین بررسی و R134a را به‌عنوان بهترین گزینه معرفی کردند [12]. هونگ و همکاران بازده انرژی و برگشت‌ناپذیری را در سیکل رانکین آلی با محرک گرمای اتلافی بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که p-xylene بهترین عملکرد را دارد [13]. الجوندی بازده انرژی و بازده اگزرژی را در مورد عملکرد سیکل ملاک قرار داد و به این نتیجه رسید که در بین سیالات موردمطالعه ان هگزان (n-hexane) بهترین و R-277ea بدترین عملکرد را دارند [14]. چن و همکاران نشان دادند که سیکل فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن در مقایسه با سیکل R123 عملکرد بهتری درخصوص قدرت خروجی دارد [15]. روی و همکاران بهینه‌سازی پارامتری را دربارهٔ سیکل رانکین آلی با محرک گرمای اتلافی انجام دادند و به این نتیجه رسیدند که R123 بهترین عملکرد را از منظر بازده دارد [1]. رشیدی و همکاران عملکرد سیکل رانکین آلی بازیاب را نسبت به توابع هدف بازده انرژی و بازده اگزرژی بهینه‌سازی پارامتری کردند [16]. هی و همکاران یک رابطه تئوری برای به‌دست‌آوردن دمای مناسب در اواپراتور سیکل رانکین آلی ارائه کردند [17]. وانگ و همکاران یک سیکل ترکیبی متشکل از سیکل رانکین آلی و سیکل تراکمی بخار را از منظر بازده انرژی بررسی کردند [18]. لی و همکاران یک سیکل رانکین آلی همراه با اجکتور را بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که به‌کمک اجکتور می‌توان به بازده و کار خروجی بالاتری دست یافت [19]. ال سلیمان و همکاران عملکرد سیکل سه‌گانه (با قابلیت تولید سرما، گرما و آب گرم) با کمک سیکل رانکین آلی را از منظر انرژی و اگزرژی‌ـاقتصادی بررسی کردند [20]. وانگ و همکاران ترکیب کلکتور صفحهٔ تخت و سیکل رانکین آلی بازیاب را از منظر انرژی و با استفاده از سیالات مختلف بهینه‌سازی کردند [21]. الامام و دینسر سیکل رانکین آلی با استفاده از سیال ایزوبوتان (Isobutane) و با انرژی محرک زمین‌گرمایی در محدودهٔ 160 تا 175 درجهٔ سلسیوس را از منظر اگزرژی اقتصادی بررسی و تحلیل پارامتری کردند [22].

در این تحقیق، ابتدا سیکل رانکین آلی بازیاب با محرک کلکتور صفحهٔ تخت و با استفاده از سیالات آلی مختلف شبیه‌سازی می‌شود. دقت شود که در اکثر تحقیقات پیشین مربوط به ترکیب انرژی خورشیدی و سیکل رانکین آلی از نتایج تست به‌منظور شبیه‌سازی کلکتور استفاده شده است، اما در این تحقیق، کلکتور صفحهٔ تخت با استفاده از معادلات تبادل انرژی و انتقال حرارت در قسمت‌های مختلف آن شبیه‌سازی می‌شود. سپس تأثیر تغییر پارامترهای مختلف بر روی بازده انرژی و بازده اگزرژی کل سیستم بررسی شده و در نهایت، بهینه‌سازی تک‌هدفه یک بار نسبت به تابع هدف بازده انرژی و یک بار نسبت به تابع هدف بازده اگزرژی انجام می‌گیرد. همچنین ذکرشدنی است که بازه‌های درنظرگرفته‌شده به‌منظور بهینه‌سازی با توجه به اطلاعات نویسندگان، تاکنون در تحقیق دیگری مشاهده نشده است.

2. ملاحظاتی دربارهٔ سیال آلی انتخابی

براساس شیب بخار اشباع در نمودار T-S، سیالات آلی که دارای شیب مثبت، منفی و بدون شیب هستند، به‌ترتیب سیالات آلی خشک، تر و تک‌آنتروپی نام‌گذاری می‌شوند. در شکل (1)، نمودار T-S انواع سیالات آلی را مشاهده می‌کنید.



شکل (1): نمودار T-S انواع سیالات آلی

نوع شیب سیال در نمودار T-S یک پارامتر اساسی در کاربرد سیال، بازده سیستم، کار خروجی و نوع پیکره‌بندی اجزای مختلف در سیکل است؛ برای مثال، در صورت استفاده از سیال خشک، جریان خروجی از توربین همواره در ناحیهٔ فوق گرم بوده است. این امر استفاده از مبدل حرارتی بازیاب را برای استفاده از انرژی گرمایی این جریان فوق گرم امکان‌پذیر می‌سازد. همچنین تأثیر این سیالات آلی بر روی محیط با مفاهیمی مانند ODP[3] و GWP[4] بررسی می‌شوند. ODP در واقع توانایی یک مولکول از سیال آلی مورد نظر برای تخریب لایهٔ اُزن است و مقدار

1. Dry Fluid
2. Isentropic Fluid

3. Ozone Depletion Potential
4. Global Warming Potential

کمتر این پارامتر به معنی کم‌خطر بودن آن برای لایهٔ اُزن و محیط اطراف است GWP نیز یک مقدار اندازه‌گیری شده است (معمولاً در یک دورهٔ صدساله) که میزان اثر تخریبی سیال آلی بر روی محیط را در مقایسه با دی‌اکسیدکربن بیان می‌کند. در این باره نیز مقدار خطر کمتری برای محیط‌زیست وجود دارد [1]. همچنین استفاده از یک سیال آلی با چگالی بخار بالا نیز مناسب به نظر می‌رسد، به‌دلیل اینکه استفاده از این سیال، امکان کاهش سایز توربین و مساحت مبدل حرارتی را امکان‌پذیر می‌سازد. علاوه بر موارد گفته‌شدهٔ فوق، مواردی مانند قابلیت اشتعال‌پذیری، میزان سمی بودن، قیمت سیال آلی و پایداری شیمیایی سیال نیز می‌تواند شود. برای انتخاب سیال آلی در تحقیقات پیشین، موارد مختلفی ذکر شده؛ از جمله در سیکل رانکین آلی خورشیدی با محرک آب گرم 90 درجهٔ سلسیوس معیار انتخاب سیال آلی این است که دمای بحرانی بالای 75 درجهٔ سلسیوس باشد [12]. در تحقیق دیگری که محرک سیکل گرمای اتلافی 180 درجهٔ سلسیوس است، معیار انتخاب سیال آلی کمتر بودن دمای بحرانی از 200 درجهٔ سلسیوس و ODP کمتر از 1 عنوان شده است [23].

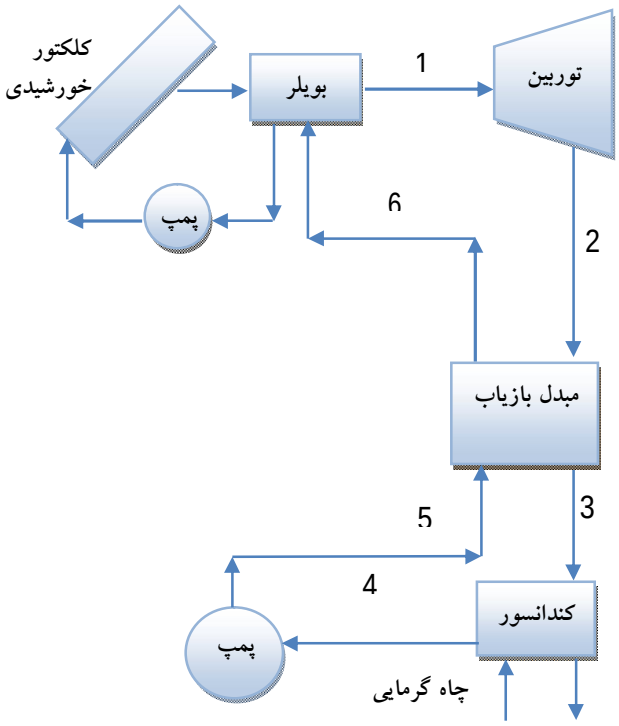
در این تحقیق، 7 نوع سیال آلی مختلف به‌منظور تعیین بهترین کارکرد سیکل رانکین آلی از منظر بازده انرژی و اگزرژی بررسی شده است. خواص ترموفیزیکی و پارامترهای زیست‌محیطی این سیالات در جدول (1) ارائه شده است.

3. شبیه‌سازی ریاضی و ترمودینامیکی سیستم

در شکل (2) طرح شماتیکی سیکل رانکین آلی بازیاب با محرک کلکتور صفحهٔ تخت را مشاهده می‌کنید. در این بخش به معرفی و بررسی کلکتور و سیکل رانکین آلی به‌طور جداگانه خواهیم پرداخت.

جدول (1): خواص سیالات آلی انتخابی

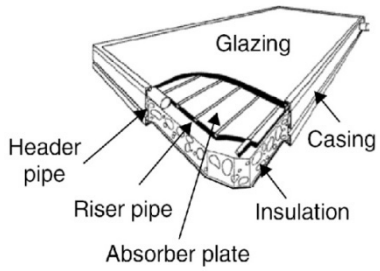
سیال	جرم مولکولی ($gr.mol^{-1}$)	دمای جوش نرمال (^oC)	دمای بحرانی (^oC)	فشار بحرانی (Mpa)	ODP	GWP
R290	44/1	-42/1	96/6	4/247	0	20
R717	17/03	-33/3	132/3	11/33	0	1
R12	120/91	-29/8	112	4/114	1	10/89
R143a	84/04	-47/2	72/1	3/76	0	-
R32	52/02	-51/7	78/11	5/78	0	675
R113	183/3	47/6	214/1	3/439	1	6130
R141b	116/9	32	204/2	4/249	0/12	725



شکل (2): طرح شماتیکی سیکل رانکین بازیاب با محرک کلکتور صفحهٔ تخت

1.3. کلکتور صفحهٔ تخت

تصویر یک نوع متداول کلکتور صفحهٔ تخت در شکل (3) نشان داده شده است [24]:



شکل (3): تصویر یک نوع کلکتور صفحهٔ تخت متداول

در این نوع کلکتور تابش خورشیدی، از یک پوشش (معمولاً شیشه) عبور کرده و به یک صفحهٔ تخت با قابلیت بالای جذب تابش خورشیدی برخورد می‌کند، سپس حرارت حاصل به سیال درون لوله‌های کلکتور منتقل می‌شود. این لوله‌ها به طرق مختلف (جوشکاری، لحیم‌کاری و...) می‌توانند به صفحهٔ تخت جذب‌کننده متصل شوند. قسمت‌های غیرمطلوب اطراف صفحهٔ جذب‌کننده (طرفین و پایین) به‌منظور کاهش اتلاف حرارت رسانشی به خوبی عایق می‌شوند. در نهایت، لوله‌های حامل سیال به‌وسیلهٔ یک سر لوله[1] به دو سمت متصل می‌شوند. سر لوله به‌منظور ورود و

1. Header

خروج سیال به داخل لوله‌ها به‌کار می‌رود. پوشش کلکتور از طریق حبس کردن هوای ساکن بین خود و صفحهٔ جذب‌کننده باعث کاهش اتلاف حرارت جابه‌جایی از کلکتور می‌شود. این پوشش معمولاً شیشه‌ای با مقدار آهن کم است که ضریب عبور (τ) بالا (حدود 0/85-0/95) برای امواج با طول موج کوتاه خورشیدی دارد و همچنین ضریب عبور آن برای امواج با طول موج بلند که از صفحهٔ جذب‌کنندهٔ کلکتور به‌سمت بالا ساطع می‌شود، نزدیک به صفر است. این موضوع باعث کاهش اتلاف حرارتی تشعشی از کلکتور می‌شود. صفحهٔ جذب‌کنندهٔ کلکتور معمولاً از جنس مس یا آلومینیوم بوده و وظیفهٔ جذب بیشترین مقدار ممکن تشعشع خورشیدی را دارد. به این منظور صفحهٔ جذب‌کننده معمولاً یک لایه پوششی با ضریب جذب (α) بالا برای تشعشع خورشیدی و ضریب بازتاب (ρ) کم برای امواج با طول موج بلند ساطع‌شونده از سطح صفحهٔ جذب‌کننده دارد. پیش‌بینی عملکرد کلکتور به اطلاعاتی درخصوص نحوهٔ جذب تشعشع خورشیدی به‌وسیلهٔ سطح جذب‌کنندهٔ کلکتور نیاز دارد. تشعشع خورشیدی که به سطح معمولاً شیب‌دار کلکتور برخورد می‌کند، از سه بخش تشکیل شده است: تابش مستقیم خورشید، تابش پراکنده خورشید و تابش پراکنده ناشی از انعکاس از سطح زمین. در این حالت، جذب انرژی توسط صفحهٔ جذب‌کنندهٔ کلکتور از رابطهٔ زیر به‌دست می‌آید [24]:

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \frac{(1+\cos\beta)}{2} + (I_b + I_d)(\tau\alpha)_g \rho_g \frac{(1+\cos\beta)}{2} \quad (1)$$

در معادلهٔ (1)، اندیس‌های g, d, b به‌ترتیب مربوط به تابش مستقیم، پراکنده از آسمان و تابش پراکندهٔ ناشی از انعکاس سطح زمین است. $I(w.m^{-2})$ شدت تابش روی سطح افق برای سه جزء و $(\tau\alpha)$ حاصل جذب-عبور است که محصول جذب مؤثر پوشش شیشه‌ای و صفحهٔ جذب‌کننده را نمایندگی می‌کند. همچنین β برابر شیب کلکتور و ρ_g ضریب بازتاب سطح زمین است.

در کلکتور خورشیدی انرژی جذب‌شده به‌وسیلهٔ صفحهٔ جذب‌کننده به دو بخش انرژی مفید سیال در لوله‌های کلکتور و اتلاف حرارتی به‌سمت بالا، پایین و کناره‌های صفحهٔ جذب‌کننده تقسیم می‌شود. با این فرض که صفحهٔ جذب‌کننده کلکتور در دمای $T_p(°C)$ باشد، اتلاف حرارتی کلی کلکتور از رابطهٔ زیر به‌دست می‌آید [24]:

$$\dot{Q}_{loss} = U_L A (T_p - T_a) \quad (2)$$

در این رابطه، $U_L(w.m^{-2}.k^{-1})$ ضریب کلی انتقال حرارت، $A(m^2)$ مساحت کلکتور و $T_a(°C)$ دمای محیط هستند و برای به‌دست آوردن ضریب کلی انتقال حرارت، رابطهٔ زیر برقرار است [24]:

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (3)$$

که $U_t(w.m^{-2}.k^{-1})$ ضریب اتلافی از بالا بوده و از رابطهٔ زیر به‌دست می‌آید [24]:

$$U_t = \frac{C}{T_p}\left(\frac{T_p - T_a}{1+f}\right)^{0.33} + \frac{1}{h_w} + \frac{\sigma(T_p{}^2 + T_a{}^2)(T_p + T_a)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0.05(1-\varepsilon_p)} + \frac{1+f}{\varepsilon_c} - 1} \quad (4)$$

و همچنین داریم [24]:

$$C = 365.9(1 - 0.00883\beta + 0.0001298\beta^2) \quad (5)$$

$$f = 1.091(1 - 0.04h_w + 0.0005h_w{}^2) \quad (6)$$

در رابطهٔ (4)، $h_w(w.m^{-2}.k^{-1})$ ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری بین پوشش شیشه‌ای در معرض هوای محیط و ε_p ، ε_c به‌ترتیب ضریب نشر صفحهٔ جذب‌کننده و پوشش شیشه‌ای برای امواج مادون قرمز هستند و U_b ، U_e اتلاف از کناره‌ها و پایین از روابط زیر به‌دست می‌آیند:

$$U_b = \frac{k_b}{L_b} \quad (7)$$

$$U_e = \frac{k_e}{L_e} \quad (8)$$

در روابط فوق، $k_b(w.m^{-1}.k^{-1})$ ، $L_b(m)$ به‌ترتیب ضخامت و ضریب انتقال حرارت رسانشی عایق قرارگرفته در زیر صفحهٔ جذب‌کننده و k_e ، L_e ضخامت و ضریب انتقال حرارتی رسانشی عایق قرار گرفته در کناره‌های صفحهٔ جذب‌کننده هستند.

در پایان، نرخ حرارت مفید کلکتور و دمای صفحهٔ جذب‌کنندهٔ کلکتور از روابط زیر به‌دست می‌آیند [24]:

$$\dot{Q}_{sc} = AF_R[I_t(\tau\alpha) - U_L(T_i - T_a)] \quad (9)$$

$$T_p = T_i + \frac{\dot{Q}_{sc}}{AF_R U_L}(1 - F_R) \quad (10)$$

در رابطهٔ فوق، $I_t(w.m^{-2})$ ، $(\tau\alpha)$ ، $T_i(°C)$ به‌ترتیب دمای سیال ورودی به کلکتور، حاصل‌ضرب جذب-عبور مؤثر و شار تابشی روی سطح شیبدار کلکتور هستند. همچنین F_R ضریب برداشت کلکتور بوده و از رابطهٔ زیر به‌دست می‌آید [24]:

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p}{AU_L}[1 - e^{-\left(\frac{U_L F' A}{\dot{m}c_p}\right)}] \quad (11)$$

و F' نیز ضریب کارایی کلکتور مطابق رابطهٔ زیر است [24]:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W[\frac{1}{U_L[D + (W-D)F]} + \frac{1}{c_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}}]} \quad (12)$$

در رابطهٔ فوق $W(m)$ ، $D_i(m)$ ، $D(m)$ به‌ترتیب قطر خارجی و قطر داخلی لولهٔ حامل سیال و فاصله بین لوله‌ها در کلکتور و همچنین $h_{fi}(w.m^{-2}.k^{-1})$ ، $c_b(w.m^{-1}.k^{-1})$ به‌ترتیب ضریب رسانش مادهٔ

اتصال‌دهندهٔ لوله و صفحهٔ جذب‌کننده و ضریب انتقال حرارت سیال داخل لوله هستند.

برای شبیه‌سازی کلکتور ابتدا یک دما برای صفحهٔ جذب‌کننده حدس زده می‌شود و به‌وسیلهٔ آن ضریب کلی انتقال حرارت، ضریب کارایی کلکتور، ضریب برداشت کلکتور و همچنین دمای صفحهٔ جذب‌کننده با استفاده از رابطهٔ (10) محاسبه می‌شود، سپس به‌وسیلهٔ تکرار سعی می‌شود اختلاف بین مقدار حدس زده شده و مقدار محاسبه‌شده تا حد امکان کاهش یابد و در نهایت، خواص خروجی محاسبه می‌شود.

در جدول (2)، ویژگی‌های طراحی و مقادیر ابتدایی برای کلکتور صفحهٔ تخت مورد استفاده در این تحقیق آورده شده است [25].

جدول (2): پارامترهای مربوط به کلکتور صفحهٔ تخت

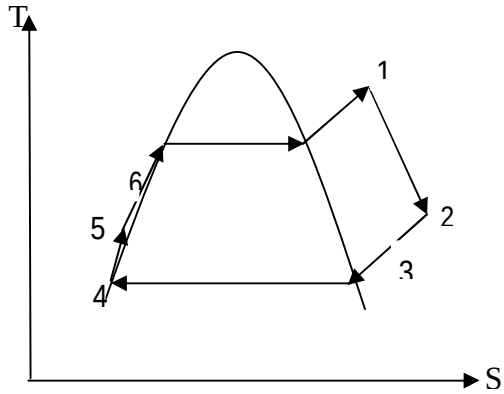
پارامتر	مقدار
دمای سیال ورودی به کلکتور (درجه سلسیوس)	70
تابش کل روی سطح افق (مترمربع/وات)	1000
زاویه برخورد تابش مستقیم (درجه)	30
زاویه شیب کلکتور (درجه)	25
مساحت کلکتور (متر مربع)	2/728
ضریب نشر پوشش شیشه‌ای	0/88
ضریب نشر صفحهٔ جذب‌کننده	0/92
فاصلهٔ بین پوشش و صفحهٔ جذب‌کننده (متر)	0/018
ضخامت صفحهٔ جذب‌کننده (متر)	0/002
قطر لولهٔ حامل سیال (متر)	0/016
فاصلهٔ بین مرکز لوله‌ها (متر)	0/113
دبی سیال در لوله‌ها (ساعت/ کیلوگرم)	50× A
ضریب انتقال حرارت رسانشی ماده اتصال‌دهندهٔ صفحهٔ جذب‌کننده و لولهٔ حامل سیال (متر.کلوین/ وات)	400
ضریب جذب صفحهٔ جذب‌کننده با فرض تابش عمود جزء مستقیم	0/95
ضریب انتقال حرارت رسانشی صفحهٔ جذب‌کننده (متر.کلوین/ وات)	380
ضریب انتقال حرارت رسانشی عایق زیر و کناره‌های صفحهٔ جذب‌کننده (متر.کلوین/ وات)	0/03
ضخامت عایق زیر و کناره‌های صفحهٔ جذب‌کننده (متر)	0/0317

2.3. سیکل رانکین آلی بازیاب

سیکل رانکین آلی بازیاب مشابه سیکل رانکین متداول است و از اجزای توربین، کندانسور، پمپ، بویلر و مبدل بازیاب تشکیل شده است. همچنین نمودار T-S سیکل رانکین آلی بازیاب در شکل (4) قابل مشاهده است. مایع سیال آلی در نقطهٔ 5 پمپ شده و فشار و دمای آن افزایش پیدا کرده و پس از پیش‌گرمایش بویلر می‌رود. در مرحلهٔ پیش‌گرمایش مقداری از گرمای قابل استفادهٔ جریان خروجی از توربین به مایع خروجی از پمپ قبل از ورود به بویلر داده می‌شود. دلیل استفاده از پیش‌گرمایش این است که سیال خروجی از توربین به‌صورت بخار فوق گرم بوده و بسته به نوع سیال مورداستفاده و نسبت فشار سیکل دارای دمای بسیار بیشتر نسبت به سیال خروجی از پمپ بوده که می‌توان از این اختلاف دما برای پیش‌گرمایش سیال ورودی به بویلر استفاده کرد. در بویلر سیال آلی با دریافت گرما از منبع گرمایی به بخار فوق گرم تبدیل شده و با فشار و دمای بالا وارد توربین می‌شود که تولید کار و جریان الکتریسیته می‌کند. جریان خروجی از توربین همان‌طور که گفته شد، ابتدا در مبدل بازیاب مقداری حرارت به مایع خروجی از پمپ می‌دهد و سپس در کندانسور با دفع حرارت به مایع اشباع تبدیل می‌شود.

برای ساده سازی شبیه‌سازی فرضیات زیر در نظر گرفته می‌شود:

1. سیستم در حالت یکنواخت کار می‌کند.
2. افت فشار در بویلر، مبدل بازیاب، کندانسور و لوله‌های متصل‌کنندهٔ اجزا ناچیز است.
3. سیال عامل خروجی کندانسور مایع اشباع بوده و اختلاف دمای مشخص بین سیال ورودی و خروجی کندانسور وجود دارد.
4. پمپ و توربین بازده آیزونتروپیک[1] مشخص دارند.
5. توربین و پمپ آدیاباتیک هستند.
6. برای تحلیل اگزرژی دمای 19 درجهٔ سلسیوس و فشار 101 کیلوپاسکال به‌عنوان دما و فشار مرجع در نظر گرفته می‌شوند.



شکل (4): نمودار T-S سیکل رانکین آلی بازیاب

تحلیل سیکل رانکین آلی از منظر انرژی و اگزرژی، با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای اجزای مختلف سیکل و با استفاده از سیالات آلی مختلف انجام می‌شود. بازگشت‌ناپذیری‌ها در اجزای مختلف یک سیکل ترمودینامیکی باعث نزول عملکرد سیستم می‌شوند. در یک فرایند واقعی، بعضی فاکتورهای خارجی یا داخلی باعث تولید آنتروپی می‌شوند. تولید آنتروپی داخلی در سیکل رانکین آلی عمدتاً از عواملی مانند افت فشار در لوله‌ها، انبساط ناخواسته در توربین و انتقال حرارت داخلی در اثر اختلاف دمای مشخص در اجزای سیستم رخ می‌دهد. همچنین تولید آنتروپی خارجی در اثر انتقال حرارت یا کار سیستم با

1. Isentropic

خارج از مرزهای حجم کنترل سیستم رخ می‌دهد. با ثابت بودن شرایط جریان و همچنین فرض هریک از اجزای سیکل رانکین آلی به‌عنوان حجم کنترل، توازن انرژی و برگشت‌ناپذیری در هریک از اجزا به‌ترتیب به‌صورت روابط (13) و (14) نوشته می‌شوند:

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_{i=1}^{n} \dot{m}_{in}\, h_{in} - \sum_{j=1}^{n} \dot{m}_{out}\, h_{out} = 0 \quad (13)$$

$$\dot{I} = \dot{m} T_0 \frac{ds_{total}}{dt} \quad (14)$$

در روابط فوق $\dot{Q}$ و $\dot{W}$ به ترتیب نرخ حرارت و کار مبادله شده، $\dot{m}$ دبی جرمی و h و s به ترتیب آنتالپی و آنتروپی مخصوص می‌باشند.

معادلهٔ 14 به‌صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\dot{I} = \dot{m} T_0 \left(\sum_{i=1}^{n} s_{out} - \sum_{j=1}^{n} s_{in} + \frac{ds_{system}}{dt} + \sum_{k=1}^{n} \frac{q_k}{T_k} \right) \quad (15)$$

در معادله فوق T_k دمای منبع گرمایی، q_k مقدار انتقال حرارت بین منبع گرما و سیال عامل و T_0 دمای محیط است. درحالتی‌که سیستم به حالت یکنواخت می‌رسد، $\frac{ds_{system}}{dt} = 0$ می‌شود.

برگشت‌ناپذیری‌های داخلی در اجزای سیستم با استفاده از ترم $\sum s$ و برگشت‌ناپذیری‌های خارجی با استفاده از ترم $\sum \frac{q}{T}$ محاسبه می‌شوند. همچنین در این تحقیق، برای سادگی از برگشت‌ناپذیری‌های داخلی متناظر با افت فشار در اجزای سیستم مانند مبدل‌های حرارتی و لوله‌ها صرف‌نظر می‌کنیم.

معادلات فوق برای هریک از اجزای سیکل رانکین آلی بازیاب به‌صورت زیر نوشته می‌شوند [1]:

1. توربین (1-2): بخار فوق گرم ورودی باعث چرخش پره‌های توربین و ایجاد کار و به تبع آن تولید جریان الکتریسیته می‌شود. در حالت ایدئال توربین یک فرایند آیزونتروپیک را طی می‌کند، اما این فرایند ایدئال هیچ‌گاه اتفاق نمی‌افتد و حالت سیال خروجی توربین متناظر با نقطهٔ 2 در شکل (4) است. در این تحقیق، بازده آیزونتروپیک توربین برابر 80 درصد در نظر گرفته می‌شود. بازده آیزونتروپیک، برگشت‌ناپذیری و کار خروجی توربین از روابط زیر به‌دست می‌آیند:

$$\eta_{iso,tur} = \frac{\dot{W}_{act,tur}}{\dot{W}_{iso,tur}} \quad (16)$$

$$\dot{W}_{act,tur} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_1 - h_2) \quad (17)$$

$$\dot{I}_{tur} = \dot{m}_{wf} T_0 (s_2 - s_1) \quad (18)$$

2. مبدل حرارتی بازیاب (2-3 و 5-6): در این قسمت گرمای محسوس از سیال فوق گرم خروجی توربین به مایع خروجی از پمپ قبل از ورود به بویلر منتقل می‌شود، برای مبدل حرارتی بازیاب روابط زیر برقرارند:

$$h_2 - h_3 = h_6 - h_5 \quad (19)$$

$$s_2 - s_3 = s_6 - s_5 \quad (20)$$

3. کندانسور (3-4): این مورد یک فرایند چگالش فشارثابت است که سیال عامل به‌وسیلهٔ آب خنک معمولاً ورودی از برج خنک‌کن به محیط گرما دفع می‌کند و به مایع اشباع تبدیل می‌شود. تبادل حرارت و برگشت‌ناپذیری در کندانسور از روابط زیر به‌دست می‌آیند:

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{wf} (h_3 - h_4) \quad (21)$$

$$\dot{I}_{con} = \dot{m}_{wf} T_0 \left(s_4 - s_3 + \frac{h_3 - h_4}{T_L} \right) \quad (22)$$

به‌دلیل اینکه در این خصوص گرما به‌وسیلهٔ برج خنک‌کن به محیط دفع می‌گردد، $T_L = T_0$ در نظر گرفته می‌شود.

4. پمپ (4-5): پمپ فشار و دمای مایع خروجی از کندانسور را افزایش می‌دهد. در این مورد نیز حالت ایدئال در یک مسیر تک‌آنتروپی اتفاق می‌افتد، ولی در عمل هیچ‌گاه این حالت ایدئال دست‌یافتنی نیست. در این قسمت بازده آیزونتروپیک پمپ برابر 85 درصد در نظر گرفته می‌شود. بازده آیزونتروپیک، برگشت‌ناپذیری و کار پمپ از روابط زیر به‌دست می‌آیند:

$$\eta_{pump} = \frac{\dot{W}_{iso,pump}}{\dot{W}_{act,pump}} \quad (23)$$

$$\dot{W}_{act,pump} = \dot{m}_{wf} (h_5 - h_4) \quad (24)$$

$$\dot{I}_{pump} = \dot{m}_{wf} T_0 (s_5 - s_4) \quad (25)$$

5. بویلر (6-1): سیال فشار بالای خروجی از پمپ پس از پیش‌گرمایش در مبدل حرارتی، وارد بویلر و به سیال فوق گرم برای ورود به توربین تبدیل می‌شود. تبادل حرارت و برگشت‌ناپذیری در بویلر از روابط زیر به‌دست می‌آیند:

$$\dot{Q}_{boi} = \dot{m}_{wf} (h_1 - h_6) \quad (26)$$

$$\dot{I}_{boi} = \dot{m}_{wf} T_0 \left(s_1 - s_6 + \frac{h_6 - h_1}{T_H} \right) \quad (27)$$

در رابطهٔ فوق، T_H دمای منبع گرمایی است که در این مورد دمای آب گرم خروجی از کلکتور است.

برای سیکل رانکین آلی بازده قانون اول و بازده قانون دوم از روابط زیر به‌دست می‌آیند:

$$\eta_{en,orc} = \frac{\dot{W}_{act,tur} - \dot{W}_{act,pump}}{\dot{Q}_{boi}} \quad (28)$$

$$\eta_{ex,orc} = \frac{\dot{W}_{act,tur}}{\dot{W}_{act,tur} + \dot{I}_{tot}} \quad (29)$$

که $\dot{Q}_{boi} = \dot{Q}_{sc}$ است. همچنین $\dot{I}_{tot}$ برگشت‌ناپذیری کلی سیکل رانکین آلی بوده و از رابطهٔ زیر به‌دست می‌آید:

$$\dot{I}_{\text{tot}} = \dot{I}_{tur} + \dot{I}_{con} + \dot{I}_{pump} + \dot{I}_{boi} \quad (30)$$

در نهایت، بازده انرژی و بازده اگزرژی کلی سیستم از روابط زیر به‌دست می‌آیند:

$$\eta_{en,tot} = \frac{\dot{W}_{act,tur} - \dot{W}_{act,pump}}{AI_t} \quad (31)$$

$$\eta_{ex,tot} = \frac{\dot{W}_{act,tur} - \dot{W}_{act,pump}}{AI_t\left(1-\frac{T_a}{T_{sun}}\right)} \quad (32)$$

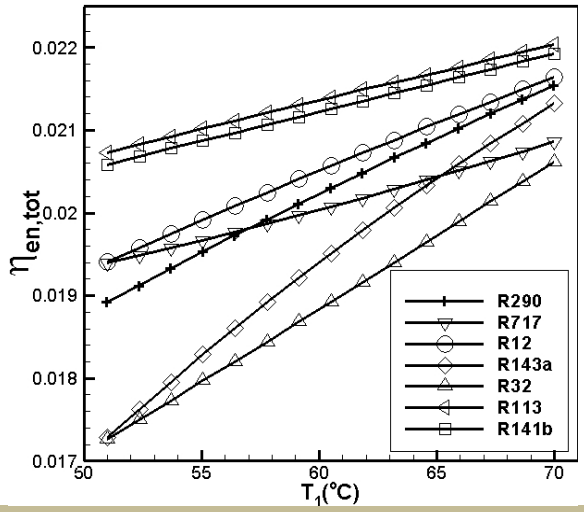
مخرج کسر در روابط (31) و (32) به‌ترتیب انرژی و اگزرژی ورودی به کلکتور صفحهٔ تخت هستند و T_{sun} دمای آسمان بوده که 4350 کلوین در نظر گرفته می‌شود. همان‌طور که از روابط (31) و (32) پیداست با ثابت ماندن دمای محیط، $\eta_{en,tot} = C.\eta_{ex,tot}$ می‌شود که C عددی ثابت است.

4. تحلیل پارامتری سیکل رانکین آلی با محرک کلکتور صفحهٔ تخت

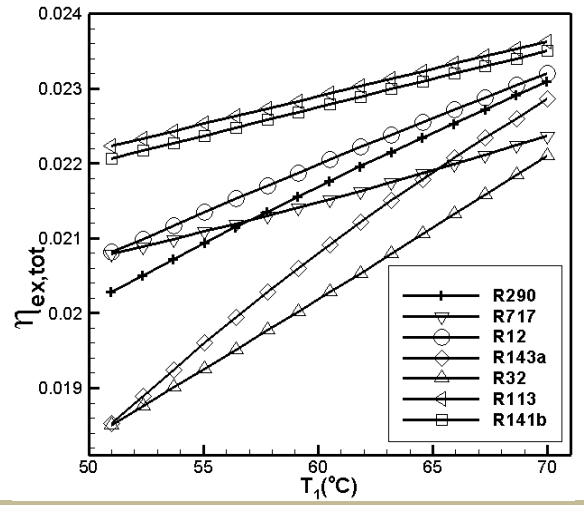
همهٔ معادلات پایستگی جرم و انرژی و روابط برگشت‌ناپذیری در اجزای مختلف سیستم به وسیلهٔ نرم‌افزار EES شبیه‌سازی می‌شود. این نرم‌افزار دارای یک زیرمجموعه از خواص سیالات مختلف بوده که با توجه به استفاده از چندین سیال آلی مختلف برای شبیه‌سازی سیکل رانکین آلی بسیار سودمند خواهد بود.

حال در این قسمت، تأثیر تغییر موارد مختلف را بر روی بازده قانون اول و بازده قانون دوم کل سیستم بررسی می‌شود. گفتنی است در این تحقیق، دمای سیال ورودی توربین همواره بین 50 تا 70 درجهٔ سلسیوس و دمای خروجی کندانسور بین 20 تا 30 درجهٔ سلسیوس تغییر می‌کند.

1. تأثیر تغییر دمای ورودی توربین: در این قسمت اختلاف دمای ورودی و خروجی کندانسور 5 درجهٔ سلسیوس، دمای کندانسور 25 درجهٔ سلسیوس، فشار ورودی توربین برابر فشار اشباع در دمای 50 درجهٔ سلسیوس و پارامترهای ورودی کلکتور خورشیدی ثابت در نظر گرفته می‌شوند و تأثیر تغییر دمای سیال ورودی به توربین در محدودهٔ 50 تا 70 درجهٔ سلسیوس بر روی بازده انرژی و بازده اگزرژی کل سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد. همان‌طور که در شکل‌های (5) و (6) ملاحظه می‌شود، با افزایش دمای ورودی توربین بازده به‌صورت خطی افزایش پیدا می‌کند و در بین سیالات انتخابی R113 بهترین و R32 بدترین عملکرد را دارند. با افزایش دمای ورودی توربین دبی سیال آلی سیکل رانکین کاهش و اختلاف آنتالپی ورودی و خروجی توربین افزایش پیدا می‌کند که در این مورد، اثر افزایش اختلاف آنتالپی بیشتر بوده و باعث افزایش کار خروجی سیستم و درنتیجه افزایش بازده انرژی و اگزرژی می‌شود. این افزایش بازده درخصوص سیکل رانکین آلی هم صدق می‌کند. در موارد بعد، با ثابت ماندن دمای محیط از آوردن نمودار تغییرات بازده اگزرژی به‌دلیل یکسان بودن روند تغییرات آن با بازده انرژی به‌دلیل اختصار خودداری می‌شود.



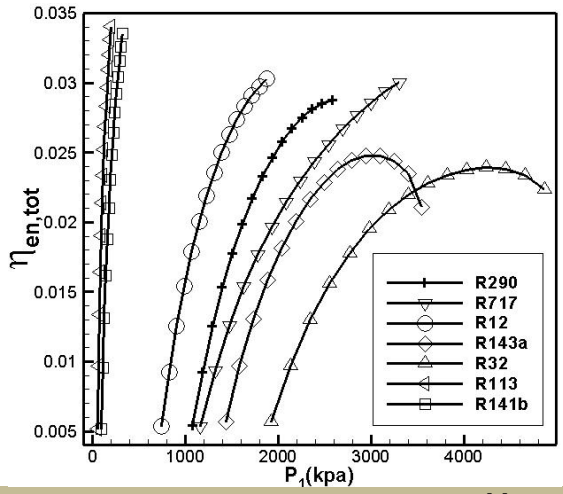
شکل (5): اثر تغییر دمای ورودی توربین بر بازده انرژی کل سیستم



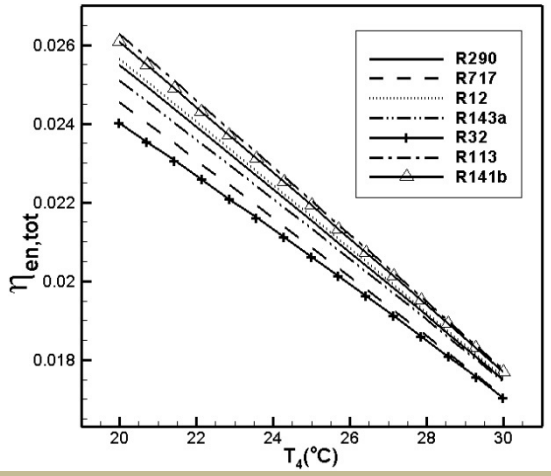
شکل (6): اثر تغییر دمای ورودی توربین بر بازده اگزرژی کل سیستم

2. تأثیر تغییر فشار ورودی توربین: در این قسمت، دمای ورودی توربین برابر 70 درجهٔ سلسیوس، دمای کندانسور برابر 25 درجهٔ سلسیوس و اختلاف دما در کندانسور برابر 5 درجه ثابت در نظر گرفته می‌شود و تأثیر تغییر فشار جریان ورودی توربین در محدودهٔ بین فشار اشباع متناظر با دمای 30 درجهٔ سلسیوس و فشار اشباع متناظر با دمای 70 درجهٔ سلسیوس بر روی بازده انرژی و بازده اگزرژی مورد بررسی قرار می‌گیرد. همان‌طور که از شکل (7) مشخص است، افزایش فشار در محدودهٔ مورد نظر باعث افزایش بازده شده و در برخی موارد، نمودار دارای بیشینه است. با افزایش فشار ورودی توربین، گرچه دبی سیال آلی سیکل رانکین کاهش می‌یابد، اختلاف بین آنتالپی ورودی و خروجی توربین افزایش پیدا می‌کند که باعث افزایش کار خروجی سیکل و افزایش بازده می‌شود. ایجاد بیشینه در برخی موارد، نتیجهٔ تأثیر متقابل پدیده مذکور

است. همچنین سیالاتی مانند R113 و R141b که فشار عملکرد پایین‌تردارند، به‌دلیل عملکرد امن سیستم نسبت به سیالات دیگر ارجحیت دارند.

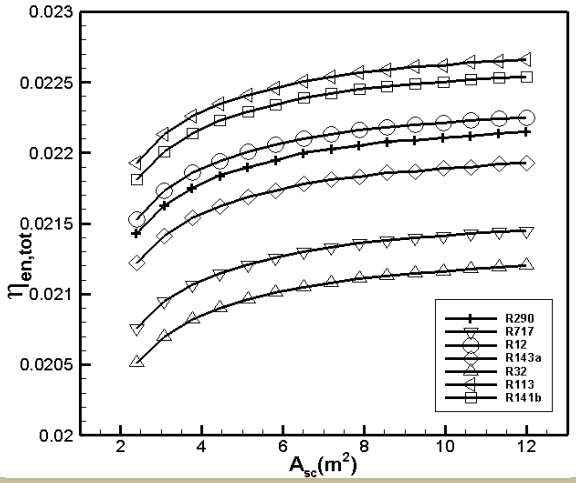


شکل (7): اثر تغییر فشار ورودی توربین بر بازده انرژی کل سیستم



شکل (8): اثر تغییر دمای کندانسور بر بازده انرژی کل سیستم

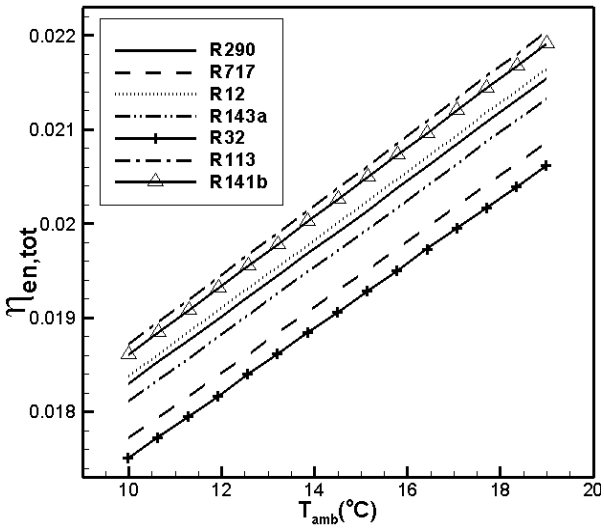
3. تأثیر تغییر دمای کندانسور: در این قسمت، فشار ورودی توربین برابر فشار اشباع متناظر با دمای 50 درجهٔ سلسیوس، دمای ورودی توربین برابر 70 درجهٔ سلسیوس و اختلاف دما در کندانسور برابر 5 ثابت در نظر گرفته می‌شوند و تأثیر تغییر دمای کندانسور در محدودهٔ 20 تا 30 درجهٔ سلسیوس بر روی بازده انرژی و بازده اگزرژی مورد بررسی قرار می‌گیرد. همان‌طور که از شکل (8) مشخص است، افزایش دمای کندانسور باعث کاهش خطی بازده می‌شود. افزایش دمای کندانسور باعث کاهش کار خروجی و افزایش بازگشت‌ناپذیری کلی سیستم می‌شود که کاهش همزمان بازده انرژی و بازده اگزرژی را در پی دارد. افزایش دمای کندانسور تأثیر چندانی بر روی دبی سیکل نداشته، اما باعث کاهش اختلاف آنتالپی در توربین و درنتیجه کاهش کار خروجی سیکل و بازده می‌شود.



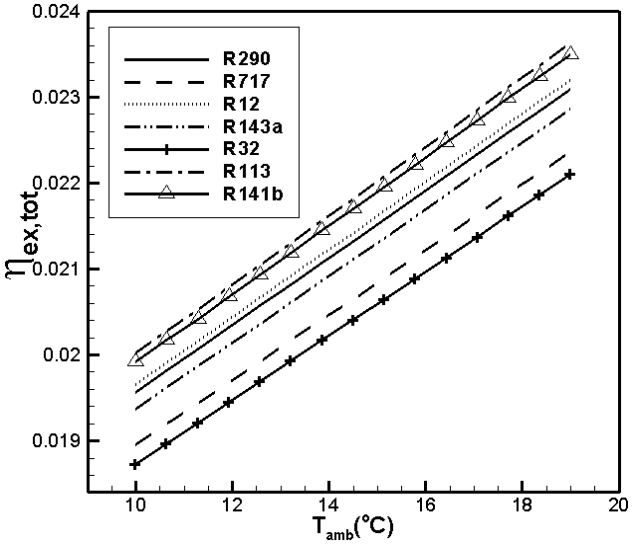
شکل (9): اثر تغییر مساحت کلکتور بر بازده انرژی کل سیستم

4.تأثیر تغییر مساحت کلکتور: : در این قسمت، فشار ورودی توربین برابر فشار اشباع متناظر با دمای 50 درجهٔ سلسیوس، دمای ورودی توربین برابر 70 درجهٔ سلسیوس، دمای کندانسور برابر 25 درجهٔ سلسیوس و اختلاف دما در کندانسور برابر 5 درجه ثابت در نظر گرفته می‌شوند که حالت پایهٔ سیکل رانکین آلی است و تأثیر تغییر مساحت کلکتور بر روی بازده انرژی و اگزرژی کل سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد. همان‌طور که در شکل (9) مشاهده می‌کنید، افزایش مساحت کلکتور باعث افزایش بازده می‌شود. این افزایش ابتدا با شیب تندتر و سپس با شیب کندتر صورت می‌گیرد. افزایش مساحت کلکتور (که همراه با افزایش متناسب دبی عبوری از آن است) باعث افزایش محسوس نرخ حرارتی مفید خروجی کلکتور و افزایش دبی عبوری از سیکل رانکین آلی و افزایش کار می‌گردد که بر افزایش مساحت کلکتور در مخرج کسر بازده انرژی و بازده اگزرژی کل غالب بوده و باعث افزایش آن‌ها می‌شود.

5. تأثیر تغییر دمای محیط: در این قسمت، حالت پایه برای سیکل رانکین آلی در نظر گرفته شده و تأثیر تغییر دمای محیط بر روی بازده انرژی و اگزرژی کل سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد. همان‌طور که در شکل‌های (10) و (11) ملاحظه می‌شود، افزایش دمای محیط افزایش خطی بازده انرژی و بازده اگزرژی را در پی دارد. در اثر افزایش دمای محیط، اختلاف بین دمای محیط و دمای صفحهٔ جذب‌کنندهٔ کلکتور که عامل اصلی اتلاف حرارتی کلکتور بوده، کاهش پیدا کرده و درنتیجه نرخ حرارتی تولیدی کلکتور و ورودی به بویلر سیکل رانکین آلی افزایش می‌یابد و باعث افزایش دبی سیکل و افزایش کار خروجی سیستم می‌شود که افزایش بازده انرژی و اگزرژی را در پی دارد.

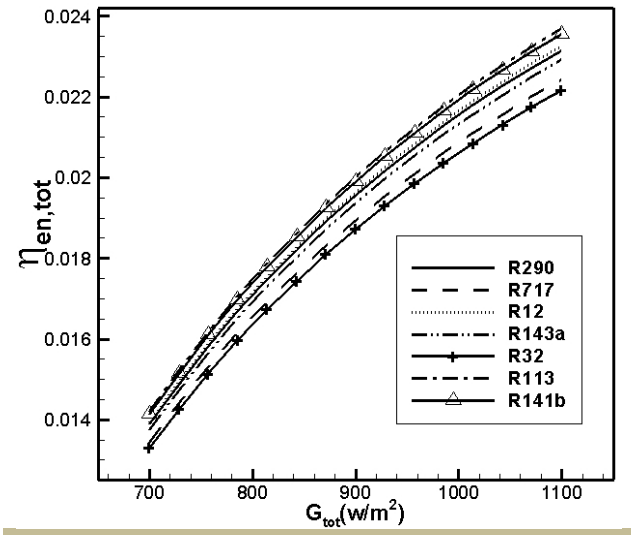


شکل (10): اثر تغییر دمای محیط بر بازده انرژی کل سیستم



شکل (11): اثر تغییر دمای محیط بر بازده اگزرژی کل سیستم

6. تأثیر تغییر شدت تابش روی سطح افق: در این قسمت نیز حالت پایه برای سیکل رانکین آلی در نظر گرفته می‌شود و تأثیر تغییر شدت تابش بر روی بازده انرژی و اگزرژی کل سیستم مورد بررسی قرار می‌گیرد. همان‌طور که از شکل (12) پیداست، در این مورد افزایش شدت تابش باعث افزایش غیرخطی بازده می‌شود. افزایش شدت تابش خورشیدی نیز باعث افزایش نرخ حرارتی خروجی کلکتور و درنتیجه افزایش دبی و کار خروجی سیکل رانکین آلی و افزایش بازده می‌شود.



شکل (12): اثر تغییر شدت تابش خورشیدی بر بازده انرژی کل سیستم

5. بهینه‌سازی سیکل رانکین آلی خورشیدی

در این قسمت، برای بهینه‌سازی سیستم موارد دما و فشار سیال ورودی به توربین، دمای خروجی کندانسور، مساحت کلکتور، دمای محیط و شدت تابش خورشیدی به‌عنوان پارامترهای طراحی انتخاب می‌شوند. همچنین برای بهینه‌سازی، یک بار بازده انرژی کل و یک بار بازده اگزرژی کل به‌عنوان توابع هدف در نظر گرفته می‌شوند.

در این تحقیق، بهینه‌سازی با استفاده از روش جست‌وجوی مستقیم (direct search method) در نرم‌افزار EES انجام می‌شود. محدودیت‌های پارامترهای طراحی نیز بدین شرح است:

$$50°C < T_1 < 70°C \quad (33)$$

$$P_{sat,t=30°C} < P_1 < P_{sat,t=50°C}$$

$$20°C < T_4 < 30°C$$

$$2.4m^2 < A_{col} < 12m^2$$

$$10°C < T_{amb} < 19°C$$

$$700\frac{w}{m^2} < G_{tot} < 1100\frac{w}{m^2}$$

دلیل بازده در نظر گرفته‌شده برای فشار سیال ورودی به توربین این است که در محدودهٔ دمای ورودی در نظر گرفته‌شده، سیال آلی همواره به‌صورت بخار اشباع یا فوق گرم باشد.

به‌دلیل اینکه مقادیر پارامترهای طراحی بهینه برای هر دو تابع هدف بازده انرژی و بازده اگزرژی یکسان است، نتایج برای اختصار در یک جدول (3) ارائه شده است. همچنین مقادیر بازده مربوط به سیکل رانکین آلی متناظر با پارامترهای طراحی بهینه نیز در جدول ارائه شده است.

همان‌طور که از جدول (3) پیداست، افـزایش دمـای تـوربین در محـدودهٔ فوق‌گرم، افزایش فشار در محـدودهٔ در نظـر گرفتـه‌شـده و کـاهش دمـای کندانسور باعث افزایش بازده می‌شود. همچنین افزایش مسـاحت کلکتـور، دمای محیط و شدت تابش نیز افزایش بازده را نتیجه می‌دهند.

جدول (3): نتیجه بهینه‌سازی سیستم سیکل رانکین آلی خورشیدی

R141b	R113	R32	R143a	R12	R717	R290	
70	70	70	70	70	70	70	T_1(℃)
182	109	3141	2309	1218	2033	1713	$P_1(kpa)$
20	20	20	20	20	20	20	T_4(℃)
12	12	12	12	12	12	12	$A_{sc}(m^2)$
19	19	19	19	19	19	19	T_{amb}(℃)
1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	$G_{tot}(\frac{w}{m^2})$
0/0287	0/0289	0/0264	0/0276	0/0282	0/027	0/028	$\eta_{en,tot}$
0/0307	0/031	/0283	0/0296	0/030	0/0289	0/03	$\eta_{ex,tot}$
0/0736	0/0743	0/0678	0/0718	0/0724	0/0693	0/072	$\eta_{en,orc}$
0/439	0/443	0/426	0/448	0/443	0/418	0/446	$\eta_{ex,orc}$

6. نتیجه‌گیری

در این تحقیق، ابتدا سیکل رانکین آلی بازیاب با محـرک کلکتـور صـفحهٔ تخت شبیه‌سازی و سپس تأثیر تغییر پارامترهای مختلف بر بازده قانون اول و بازده قانون دوم کلی سیستم بررسی شد. ملاحظه شد که با افزایش دمای ورودی توربین در محدودهٔ فـوق گـرم، افـزایش فشـار ورودی تـوربین و کاهش دمای کندانسور در محدودهٔ در نظر گرفته‌شده بـازده کلـی افـزایش پیدا می‌کند که در بین سه پارامتر ذکرشده، افـزایش فشـار ورودی تـوربین تأثیر بیشتری بـر روی بـازده کلـی سیسـتم دارد. از سـوی دیگـر، افـزایش مساحت کلکتور، دمای محیط و شـدت تـابش نیـز باعـث افـزایش بـازده می‌شود و در بین سه پارامتر اخیر، تغییر مساحت کلکتـور اثـر کمتـری بـر روی بازده دارد. همچنین در انتها بهینه‌سازی سیستم بـه‌وسـیلهٔ پارامترهـای طراحی ذکر شده و یک بار با تابع هدف بازده انرژی و یک بار نیز با تـابع هدف بازده اگزرژی انجـام شـد کـه بهتـرین و بـدترین عملکـرد در بـین سیالات مورد بررسی به‌ترتیب مربوط به R113 و R32 ارزیابی شد.

مراجع

[1] Roy, J.P., Mishra, M.K., Misra, A., "*Performance analysis of organic rankine cycle with superheating under different heat source condition*" Applied Energy, Vol. 88, pp.2995-3004, 2011.

[2] Roy, J.P., Mirsa, A., "*Parametric optimization and performance analysis of a regenerative organic rankine cycle using R-123 for waste heat recovery"* Energy, Vol. 39, pp. 227-235, 2012.

[3] Hettiarachi, H., Golubovic, M., Worek, W.M., "*Optimum design criteria for an organic rankine cycle using low and medium temperature geothermal heat source*" Energy, Vol. 32, pp.1698-1707, 2007.

[4] Nafey, A.S., Shraf, M.A., "*Combine solar organic rankine cycle with reverse osmosis desalination process, energy, exergy and cost evaluation*" Renewable Energy, Vol. 35, pp. 2571-2580, 2010.

[5] Hebrl, F., Buggemann, D., "*Exergy based fluid selection for a geothermal organic rankine cycle for combine heat and power generation*" Applied Thermal Engineering ,Vol. 30, pp. 1326-1332, 2010.

[6] Dai, Y.P., Wang, G.F., Gao, L., "*Parametric optimization and comparative study of organic rankine cycle for low grade waste heat recovery*" Energy Conversion and management, Vol. 50, pp. 576-582, 2009.

[7] Aleksandra, B.G., Wladyslow, M., "*Maximizing the working flow as a way of increasing power output of geothermal power plant*" Applied thermal engineering , Vol. 27, pp. 2074-2079, 2007.

[8] Gu, W., Weng, Y., et al, "*theoretical and experimental investigation of an organic rankine cycle for west heat recovery system*" Proc Inst Mech Eng, Part A:Journal of power energy, Vol. 223, pp. 523-533, 2009.

[9] Zhang, X.R., Yamaguchi, H., et al, "*Theoretical analysis of a thermodynamic cycle for power and heat production using supercritical carbon dioxide*" Energy, Vol. 32, pp. 591-599, 2007.

[10] Liu, B., Chien, K., "*Effect of Working Fluid on organic rankine cycle for waste heat Recovery*" Energy, Vol. 29, pp. 1207-1217, 2004.

[11] Hung, T.C., "*Waste heat recovery of organic rankine cycle using dry fluid*" Energy Conversion and Management, Vol. 42, pp. 539-553, 2001.

[12] Tchanche, B.F., Papadakis, G., et al, "*A fluid selection for a low temperature solar organic rankine cycle*" Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 2468-2476, 2009.

[13] Hung, T.C., Wang, S.K., et al, "*A study of organic working fluid on system efficiency of an ORC using low grade energy source*" Energy, Vol. 35, pp. 1403-1411, 2010.

[14] Aljundi, I.H., "*Effect of dry hydrocarbon and critical point temperature on the efficiency of organic rankine cycle*" Renewable Energy, Vol. 36, pp. 1196-1202, 2011.

[15] Chen, Y., Lundqvest, P., et al, "*A comparative study of the carbon dioxide trnscritical power cycle compare with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste*

heat recovery" Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 2142-2147, 2006.

[16] Rashidi, M.M., Galanis, M., et al, "*Parametric analysis and optimization of regenerative clausius and organic rankine cycle with two feedwater heaters using artificial bees colony and artificial natural network*" Energy, Vol. 36, pp. 5728-5740, 2011.

[17] Hi, C., Liu, C., et al, "*The optimal evaporation temperature and working fluid for subcritical organic rankine cycle*" Energy, Vol. 38, pp. 136-143, 2012.

[18] Wang H., Peterson, R., Herror, T., "*Design study of configuration on system COP for a combine organic rankine cycle and vapor compression cycle*" Energy, Vol. 36, pp. 4809-4820, 2011.

[19] Li, X., Zhao, C., Hu, X., "*Thermodynamic analyses of an organic rankine cycle with ejector*" Energy, Vol. 42, pp. 342-349, 2012.

[20] Al-sulaiman, F., Dincer, I., Hamdullahpour, F., "*Thermodynamic optimization of three trigeneration system using organic rankine cycle*" Energy Conversion and Management, Vol. 69, pp. 199-208, 2013.

[21] Wang, M., Wang, J., et al, "*Thermodynamic analysis ond optimization of solar-driven regenerative organic rankine cycle based on flat plate solar collector*" Applied Thermal Engineering, Vol. 50, pp. 816-825, 2013.

[22] Al-emam, R., Dincer, I., "*Exergy and exergoeconomic analysis and optimization of geothermal organic rankine cycle*"Applied thermal engineering, Vol. 59, pp. 435-44, 2013.

[23] Quoiline, S., Declaye, S., et al"*Thermo-economic optimization of waste heat recovery organic rankine cycle*" Applied thermal engineering, Vol. 31, pp. 2885-2893, 2011.

[24] Kalogirou, S., "*Solar thermal collectors and applications*" Progress in energy and combustion science, Vol. 30, pp. 231-295, 2004.

[25] Koo, G.M., "*Development a flat plate solar collector design program*" Master Thesis, University of Wisconsin, Madison, 1999.