

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک  
رشته مهندسی مکانیک - گرایش سیستم‌های انرژی

پایان‌نامه کارشناسی ارشد

## تحلیل انرژی، انرژی و اقتصادی و بهینه‌سازی چند هدفه سیستم‌های یکپارچه کلکتورهای خورشیدی سهموی با سیکل کالینا

نگارنده: سعید احمدیان

اساتید راهنما:

دکتر محمود فرزانه گرد

دکتر محمدحسین احمدی

بهمن ماه ۱۳۹۹

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده: مهندسی مکانیک

گروه: سیستم‌های انرژی

پایان‌نامه کارشناسی ارشد آقای سعید احمدیان به شماره دانشجویی: ۹۵۰۱۰۶۴

تحت عنوان:

تحلیل انرژی، انرژی و اقتصادی و بهینه‌سازی چند هدفه سیستم‌های یکپارچه کلکتورهای

خورشیدی سهموی با سیکل کالینا

در تاریخ ۹۹/۱۱/۲۱ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد مورد ارزیابی و با درجه ..... مورد پذیرش قرار گرفت.

| امضاء | اساتید مشاور                 | امضاء | اساتید راهنما                                |
|-------|------------------------------|-------|----------------------------------------------|
|       | نام و نام خانوادگی:<br>----- |       | نام و نام خانوادگی:<br>دکتر محمود فرزانه گرد |
|       | نام و نام خانوادگی:<br>----- |       | نام و نام خانوادگی:<br>دکتر محمدحسین احمدی   |

| امضاء | نماینده<br>تحصیلات تکمیلی              | امضاء | اساتید داور                               |
|-------|----------------------------------------|-------|-------------------------------------------|
|       | نام و نام خانوادگی:<br>دکتر مسلم صبوری |       | نام و نام خانوادگی:<br>دکتر محمد ضامن     |
|       |                                        |       | نام و نام خانوادگی:<br>دکتر علی عباس نژاد |



## تقدیم اثر

خدای را بسی شاکرم که از روی کرم پدر و مادری فداکار نصیبم ساخته تا در سایه درخت پر بار وجودشان بیا سایم و از ریشه آنها شاخ و برگ گیرم و از سایه وجودشان در راه کسب علم و دانش تلاش نمایم .

والدینی که بودنشان تاج افتخاری است بر سرم و نامشان دلیلی است بر بودنم چرا که این دو وجود پس از پروردگار مایه هستی ام بوده اند دستم را گرفتند و راه رفتن در این وادی زندگی پر از فراز و نشیب را به من آموختند.

آموزگارانی که برایم زندگی؛ بودن و انسان بودن را معنا کردند

حال این برگ سبزی است تحفه درویش تقدیم آنان،

به پاس تعبیر عظیم و انسانی شان از کلمه ایثار و از خودگذشتگان

به پاس عاطفه سرشار و گرمای امیدبخش وجودشان که در این سردترین روزگاران بهترین پشتیبان است

به پاس قلب های بزرگشان که فریادرس است و سرگردانی و ترس در پناهشان به شجاعت می گراید

و به پاس محبت های بی دریغشان که هرگز فروکش نمی کند.

این مجموعه را به پدر و مادر عزیزم تقدیم می کنم.

## تشکر و قدردانی

سپاس و ستایش مر خدای را جل و جلاله که آثار قدرت او بر چهره روز رو شن، تابان است و انوار حکمت او در دل شب تار، درفشان. آفریدگاری که خویشتن را به ما شناساند و درهای علم را بر ما گشود و عمری و فرصتی عطا فرمود تا بدان، بنده ضعیف خویش را در طریق علم و معرفت بیازماید.

بدون شک جایگاه و منزلت معلم، اجل از آن است که در مقام قدردانی از زحمات بی شائبه‌ی او، با زبان قاصر و دست ناتوان، چیزی بنگاریم؛ اما از آنجایی که تجلیل از معلم، سپاس از انسانی است که هدف و غایت آفرینش را تأمین می‌کند و سلامت امانت‌هایی را که به دستش سپرده‌اند، برحسب وظیفه از پدر و مادر عزیزم، این دو معلم بزرگوارم، که همواره بر کوتاهی و درشتی من، قلم عفو کشیده و کریمانه از کنار غفلت‌هایم گذشته‌اند و در تمام عرصه‌های زندگی با دعای خیرشان یار و یآوری بی چشم‌داشت برای من بوده‌اند.

از استاد با کمالات و شایسته؛ دکتر **محمود فرزانه** که زحمت راهنمایی این پایان‌نامه را بر عهده گرفتند.

از استاد صبور و گرانمایه، دکتر **محمدحسین احمدی** که زحمات بی دریغشان در تهیه این پایان‌نامه مشهود بوده و بدون مساعدت ایشان، این پروژه به نتیجه مطلوب نمی‌رسید.

و از اساتید فرزانه و دلسوز؛ جناب دکتر **ضامن** و دکتر **عباس نژاد** که زحمت داوری این پایان‌نامه را متقبل شدند، کمال تشکر و قدردانی را دارم.

## تعهد نامه

اینجانب سعید احمدیان دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک/سیستم‌های انرژی دانشکده مکانیک و مکاترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه تحلیل انرژی، انرژی و اقتصادی و بهینه‌سازی چند هدفه سیستم‌های یکپارچه کلکتورهای خورشیدی سهموی با سیکل کالینا تحت راهنمایی دکتر محمود فرزانه گرد و دکتر محمدحسین احمدی متعهد می‌شوم:

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

## تاریخ

### امضای دانشجو

#### مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است ) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد

## چکیده

با توجه به رشد حداکثری جمعیت، نیاز روزافزون مصرف انرژی الکتریکی در صنعت و مصارف خانگی و همچنین معایب سوخت‌های فسیلی در تولید برق مانند آلودگی، تخریب محیط‌زیست توسط ان‌تشار گازهای مضر و پایان‌پذیر بودن آن‌ها موجب گردیده بشر به انرژی‌های تجدید پذیر روی بیاورد. چرخه کالینا، تکنولوژی مناسب و فرآیندی مفید برای تبدیل منابع حرارتی باکیفیت پایین (درجه حرارت پایین و فشار کم) به توان مکانیکی و الکتریسیته است. در این تحقیق سیکل کالینا خورشیدی شبیه‌سازی شده و از منظر انرژی، اگزرژی و اگزرجواکونومیک مورد بررسی قرار گرفته است؛ سپس موارد مختلف از جمله دما و فشار ورودی به توربین، اختلاف نقطه پینچ اواپراتور سیکل خورشیدی ارزیابی شده است. نتایج حاصله نشان می‌دهد که بیشترین بازدهی اگزرژی در بیشترین دمای ورودی توربین یعنی ۴۳۳ کلوین اتفاق می‌افتد که این مقدار برای سیستم ارائه شده، حدود ۸/۹٪ بوده و بیشترین بازدهی انرژی که در همین دما قابل دستیابی است، برابر ۴۴/۸۵٪ می‌باشد. کلکتور خورشیدی، بویلر کمکی و مخزن ذخیره به دلیل بالا بودن نرخ هزینه ابتدایی و تخریب اگزرژی، مهم‌ترین اجزاء از منظر اگزرجواکونومیک می‌باشند. نتایج تحلیلی حاکی از آن است که بیشترین سهم تخریب اگزرژی سیستم مربوط به میدان خورشیدی (کلکتورهای سهموی خطی) بوده و سیکل کالینا کمترین سهم را در تخریب اگزرژی سیستم دارد لذا باید در جهت بهبود عملکرد کلکتورها و افزایش راندمان آنها طراحی‌های جدید و سرمایه‌گذاری لازم صورت پذیرد. در بحث اقتصادی، افزایش دمای اواپراتور و اختلاف نقطه پینچ، منجر به کاهش نرخ سرمایه‌گذاری کلی می‌شود. همچنین طبق ارزیابی‌های انجام گرفته با افزایش دمای توربین از ۳۹۳K تا ۴۳۵K توان خروجی خالص از ۷۷ kW تا ۱۰۶kW افزایش یافته و هزینه واحد تولید توان از ۰,۱۵۵ \$/GJ تا ۰,۱۰۵ \$/GJ کاهش یافته است که از لحاظ اقتصادی بسیار مقرون به صرفه است. همچنین تغییر شار خورشیدی، موجب بهبود عملکرد سیستم از دیدگاه

اگر رزرواکنومیک شده و افزایش بازده انرژی و انرژی را در پی دارد.

در بهینه سازی انجام گرفته از روش الگوریتم NSGA-II که روش موثری برای انجام بهینه سازی چند هدفه می باشد که این الگوریتم امروزه به عنوان یکی از کارآمدترین الگوریتم های تکاملی چند هدفه شناخته شده است. یکی از نوآوری های تحقیق حاضر بهینه سازی سه هدفه سیستم مورد بررسی بوده است. راندمان انرژی ، راندمان انرژی و هزینه واحد تمام محصولات به عنوان ۳ تابع هدف برای این بهینه سازی انتخاب شده اند.

کلمات کلیدی: انرژی، انرژی، اگر رزرواکنومیک، سیکل کالینا، کلکتور خورشیدی، ارزیابی

ترمودینامیکی، انرژی تجدید پذیر، بهینه سازی

## فهرست مطالب

|                                                         |    |
|---------------------------------------------------------|----|
| فصل ۱: مقدمه.....                                       | ۱  |
| ۱-۱ سیکل کالینا.....                                    | ۵  |
| ۲-۱ کلکتورهای خورشیدی.....                              | ۹  |
| ۱-۲-۱ کلکتور متمرکزکننده.....                           | ۱۰ |
| ۳-۱ ذخیره‌سازی حرارتی.....                              | ۱۱ |
| ۴-۱ انواع تکنولوژی‌های استفاده از انرژی خورشیدی.....    | ۱۲ |
| ۱-۴-۱ سیستم‌های حرارتی-برقی خورشیدی.....                | ۱۲ |
| فصل ۲: مروری بر تحقیقات پیشین.....                      | ۱۷ |
| ۱-۲ معرفی پایان‌نامه.....                               | ۲۲ |
| فصل ۳: توصیف سیستم و معادلات حاکم.....                  | ۲۵ |
| ۱-۳ توصیف سیستم.....                                    | ۲۶ |
| ۲-۳ معادلات حاکم.....                                   | ۲۹ |
| ۱-۲-۳ مدل حرارتی کلکتورهای سهموی خطی.....               | ۲۹ |
| ۲-۲-۳ ارزیابی ترمودینامیکی.....                         | ۳۴ |
| ۳-۲-۳ آنالیز اگزرژیواکونومیک.....                       | ۴۴ |
| ۴-۲-۳ ارزیابی اقتصادی.....                              | ۴۷ |
| فصل ۴: نتایج و بحث.....                                 | ۵۳ |
| ۱-۴ مقدمه.....                                          | ۵۴ |
| ۲-۴ سیستم سیکل کالینا-۳۴.....                           | ۶۱ |
| ۱-۲-۴ آمونیاک-آب.....                                   | ۶۱ |
| ۲-۲-۴ اعتبار سنجی تحلیل حرارتی کلکتورهای سهموی خطی..... | ۶۳ |

۴-۲-۳ تائید مدل ترمودینامیکی ..... ۶۴

۴-۲-۴ بهینه سازی چند هدفه ..... ۷۲

فصل ۵: جمع بندی و پیشنهادات ..... ۸۱

مراجع ..... ۸۵

## فهرست اشکال

- شکل ۱-۱ کارکرد یک سیستم متمرکزکننده انرژی خورشیدی در حالت کلی ..... ۱۰
- شکل ۲-۱ نمایی از یک متمرکزکننده سهموی خطی ..... ۱۱
- شکل ۳-۱ نمایی دیگر از گردآورنده خطی سهموی ..... ۱۳
- شکل ۴-۱ چگونگی دریافت پرتوهای خورشیدی توسط دریافت کننده سهموی ..... ۱۴
- شکل ۵-۱ شماتیک سیکل اصلی ..... ۱۵
- شکل ۶-۱ قسمت سیکل کالینا سیستم کلی ..... ۱۶
- شکل ۷-۱ نمایی از سیکل تبرید با جذب دو اثره ..... ۱۶
- شکل ۱-۳ نمایی از سیکل کامل در پژوهش مورد نظر ..... ۲۷
- شکل ۲-۳ مدل حرارتی کلکتورهای خورشیدی سهموی ..... ۳۰
- شکل ۱-۴ نمودار راندمان اگزرژی و انرژی بر حسب درجه حرارت ورودی توربین ..... ۵۴
- شکل ۲-۴ نمودار هزینه واحد کلیه محصولات و فرآورده ها و توان خروجی خالص بر حسب درجه حرارت ورودی توربین ..... ۵۵
- شکل ۳-۴ نمودار تغییرات توان خالص خروجی بر حسب تابش ..... ۵۶
- شکل ۴-۴ نمودار تغییرات بازده اگزرژی و بازده انرژی بر حسب تابش نرمال مستقیم ..... ۵۷
- شکل ۵-۴ نمودار تغییرات بازده اگزرژی و بازده انرژی بر حسب فشار ورودی توربین ..... ۵۸
- شکل ۶-۴ نمودار هزینه واحد محصولات و توان خروجی خالص بر حسب فشار ورودی توربین ..... ۵۹
- شکل ۷-۴ نمودار تبرید جذبی ..... ۶۰
- شکل ۸-۴ نمودار بهینه سازی محصولات بر حسب بازدهی انرژی و اگزرژی ..... ۷۷
- شکل ۹-۴ نمودار بهینه سازی فشار ورودی توربین ..... ۷۸
- شکل ۱۰-۴ نمودار بهینه سازی دمای ورودی HTF ..... ۷۸
- شکل ۱۱-۴ نمودار بهینه سازی نرخ جریان جرمی HTF ..... ۷۹

## فهرست جداول

|           |                                                                         |    |
|-----------|-------------------------------------------------------------------------|----|
| جدول ۱-۳  | شرایط مرزی فرآیند شبیه‌سازی                                             | ۲۸ |
| جدول ۲-۳  | مشخصات ترمودینامیکی syltherm-800                                        | ۳۳ |
| جدول ۳-۳  | ثوابت مورد نیاز در توابع محاسبه هزینه سرمایه گذاری تجهیزات              | ۴۱ |
| جدول ۴-۳  | ثابت های تابع هزینه اجزا                                                | ۴۲ |
| جدول ۵-۳  | داده های ورودی به سیستم مورد نظر                                        | ۴۳ |
| جدول ۶-۳  | پارامترهای ورودی مربوط به آنالیز اگزرجواکونومیک                         | ۴۵ |
| جدول ۷-۳  | توابع و داده های هزینه برای محاسبه میدان هزینه سرمایه گذاری اجزای مختلف | ۴۷ |
| جدول ۸-۳  | ثوابت مورد نیاز در توابع محاسبه هزینه سرمایه گذاری تجهیزات              | ۴۸ |
| جدول ۹-۳  | مقادیر مورد نیاز در توابع محاسبه هزینه سرمایه گذاری وسایل               | ۴۹ |
| جدول ۱۰-۳ | مشخصات ترمودینامیکی سیکل کالینا                                         | ۵۰ |
| جدول ۱-۴  | نتایج اعتبارسنجی انجام شده برای سیستم به تفکیک اجزا                     | ۶۶ |
| جدول ۲-۴  | نتایج آنالیز اقتصادی انجام شده برای سیستم به تفکیک اجزا                 | ۶۶ |
| جدول ۳-۴  | نتایج آنالیز انجام شده کلی سیستم                                        | ۶۷ |
| جدول ۴-۴  | پارامترهای مربوط به الگوریتم بهینه سازی NSGA-II                         | ۷۳ |
| جدول ۵-۴  | پارامترهای بهینه سازی                                                   | ۷۶ |
| جدول ۶-۴  | نتایج بهینه سازی                                                        | ۷۷ |

## فهرست علائم و زیرنویس ها:

| علائم                                 |             |
|---------------------------------------|-------------|
| مساحت ( $m^2$ )                       | A           |
| نرخ هزینه (\$/hr)                     | $\dot{C}$   |
| ظرفیت ویژه گرمایی ( $kJ/kg^\circ C$ ) | $c_p$       |
| ضریب بازگشت سرمایه                    | CRF         |
| قطر داخلی مخزن (متر)                  | D           |
| انرژی (kJ)                            | E           |
| انرژی (kJ)                            | $\dot{E}_x$ |
| ضریب تصحیح مبدل                       | F           |
| فاکتور انرژی واکوئومیک (%)            | F           |
| تابش لحظه‌ای (kW)                     | G           |
| ساعات کارکرد در یک سال                | H           |
| آنتالپی مخصوص ( $kJ/kg$ )             | H           |
| نرخ بهره (%)                          | I           |
| ارزش حرارتی پایین ( $kJ/kg$ )         | LHV         |
| طول مخزن (متر)                        | L           |
| دبی جرمی جریان ( $kg/s$ )             | $\dot{m}$   |
| عمر مفید (سال)                        | N           |
| فشار (kPa)                            | P           |
| نرخ انتقال حرارت (kW)                 | $\dot{Q}$   |
| اختلاف هزینه نسبی (%)                 | R           |
| آنتروپی مخصوص ( $kJ/kg.K$ )           | S           |
| دما (درجه سلسیوس)                     | T           |
| زمان (s)                              | T           |
| ضریب انتقال حرارت ( $W/m^2C$ )        | U           |
| سرعت ( $m/s$ )                        | V           |
| توان (kW)                             | $\dot{W}$   |
| هزینه ابتدایی خریداری (\$)            | Z           |
| بازده حرارتی (%)                      | $\eta$      |
| بازده انرژی (٪)                       | $\epsilon$  |

|                                     |             |
|-------------------------------------|-------------|
| چگالی ( $\text{kg/m}^3$ )           | $\rho$      |
| ضریب هزینه عملکرد و نگهداری         | $\varphi$   |
| تغییرات در متغیر                    | $\Delta$    |
| حجم ویژه ( $\text{m}^3/\text{kg}$ ) | $\vartheta$ |

| زیر نویس ها |                  |             |
|-------------|------------------|-------------|
| AB          | Auxiliary Boiler | بویلر کمکی  |
| Amb         | Ambient          | محیط        |
| Cv          | control valume   | حجم کنترل   |
| Cond        | Condenser        | کندانسور    |
| D           | Destruction      | تخریب       |
| Eco         | Econimizer       | اکنومایزر   |
| Eva         | Evaporator       | اواپراتور   |
| E           | outlet condition | شرایط خروجی |
| En          | Energy           | انرژی       |
| Ex          | Exergy           | اگزرژی      |
| F           | Fuel             | سوخت        |
| G           | Generator        | ژنراتور     |
| I           | inlet condition  | شرایط ورودی |
| L           | Loss             | زیان        |
| NG          | Natural Gas      | گاز طبیعی   |
| P           | Pressure         | فشار        |
| SH          | Super Heater     | سوپر هیتر   |
| St          | Storage tank     | تانک ذخیره  |
| T           | Turbine          | توربین      |
| Tot         | Total            | مجموع       |

# فصل ۱

## مقدمه

از ابتدای پیدایش اولین حیات بر روی کره زمین، انرژی خورشیدی در پدیده فتوسنتز کاربرد داشته است. در پیدایش ساختمان برای گرمایش مسکن، انسان از نور خورشید بهره می گرفت. بعدها انسان از اشعه آفتاب برای خشک کردن میوه و سبزیجات در فضای آزاد و برای تبخیر آب دریا در حوضچه های کم عمق و تولید نمک استفاده نموده است.

استفاده های صنعتی و مدرن انرژی خورشیدی از سال های ۱۷۷۰ میلادی شروع گردید. شاید جالب ترین استفاده از خورشید در کشف گاز اکسیژن صورت گرفته باشد. پرستلی<sup>۱</sup> در سال ۱۷۷۴ توانست نور خورشید را روی ظرف حاوی اکسید جیوه متمرکز نماید و گازی تولید کند که بعدها اکسیژن نامیده شد. آزمایش های متعددی با استفاده از عدسی ها و تمرکز نور خورشید توسط لوازیه انجام شد. در سال ۱۸۷۲ اولین واحد خورشیدی برای نمک زدایی آب دریا در شمال شیلی ساخته شد. از اواخر سالهای ۱۸۰۰ و اوایل سالهای ۱۹۰۰ تعدادی کلکتور خورشیدی جهت دستیابی به دماهای بالا و تولید بخار در فرانسه و آمریکا و مصر ساخته شد که از بخار حاصله برای راه اندازی ماشین های بخار و آبیاری مورد استفاده قرار می گرفت. از سال های ۱۹۴۰ به بعد استفاده از انرژی خورشیدی در تولید آب گرم مصرفی و گرمایش ساختمان ها در آمریکا، روسیه، استرالیا و سایر کشورها شروع به توسعه گردید. در سال ۱۹۴۶ در هندوستان کوره هایی که با انرژی خورشیدی کار می کردند ساخته شد.

در سال ۱۹۶۱ برای نخستین بار در ایتالیا از انرژی حرارتی خورشیدی برای تولید الکتریسیته توسط توربین های بخار کوچک استفاده گردید. با بحران انرژی سال ۱۹۷۳، توجه به کاربرد انرژی خورشیدی بالا رفت و سرمایه گذاری های زیادی در بیشتر کشورهای جهان (به ویژه کشورهای صنعتی) برای پژوهش و دستیابی به طرح های بهینه کاربردهای مختلف انرژی خورشیدی انجام پذیرفت.

نیاز به یک راه حل مناسب، جهت تأمین برق مناطق کم جمعیت، استراتژیک و صعب العبور از جمله

---

Priestley

Lavoisier

مسائل مهم در کشورهای مختلف است. یکی از این راه‌حل‌ها، استفاده از انرژی خورشیدی می‌باشد که کشور ایران از این لحاظ نیازمند بوده و در ضمن موقعیت جغرافیایی خوبی نیز دارد؛ این انرژی امروزه در مناطقی که از سیستم‌های انتقال انرژی برق محروم می‌باشند، به‌خصوص مناطق کم‌جمعیت و دور دست از منبع الکتریسیته، می‌تواند بسیار مفید باشد.

هدررفت گرما و حرارت تقریباً در تمام فرآیندهای صنعتی بوده و حرارت‌های فرآیندهای مختلف صنایع به صورت استفاده نشده به محیط زیست تخلیه می‌شود، به همین دلیل بازیافت (بازیابی) حرارتی از پتانسیل بسیار بزرگی برخوردار است. بسته به درجه حرارت منبع حرارتی پسماند، روش‌های مختلفی برای بازیافت گرما وجود دارد که یکی از آنها تولید برق است. سیکل کالینا<sup>۱</sup> سیستم قدرت بالقوه‌ای برای دمای منبع حرارت کمتر از ۵۰۰ درجه سانتیگراد است. سیکل کالینا ساخته شده توسط الکساندر کالینا، فرآیندی ترمودینامیکی برای تبدیل انرژی حرارتی به توان مکانیکی قابل استفاده است. سیکل کالینا از محلولی با دو سیال با دماهای جوش متفاوت به عنوان سیال عامل استفاده می‌کند. از آنجایی که این محلول در محدوده بزرگ‌تری از دماها در تقطیر می‌جوشد، گرمای بیشتری از منبع نسبت به سیال عامل خالص، استخراج می‌شود. با انتخاب مناسب نسبت بین اجزای محلول، نقطه جوش سیال عامل را می‌توان برای مناسب کردن دمای ورودی حرارت تنظیم کرد. آب و آمونیاک رایج‌ترین ترکیب مورد استفاده است اما ترکیب‌های دیگر نیز ممکن هستند. به دلیل توانایی استفاده کامل از اختلاف دمای بین منبع و چاه حرارتی، این سیکل در پردازش حرارتی صنعتی، انرژی زمین‌گرمایی، انرژی خورشیدی و استفاده از گرمای آب نیروگاه‌های توانی بسیار کاربرد دارد.

در این پژوهش ادغام فرآیند سیکل کالینا در نیروگاه ترکیبی قدرت و حرارت برای بهبود کارایی ارائه شده است. در نیروگاه‌های ترکیبی حرارت و قدرت، حرارت گازهای حاصل از احتراق در دودکش اغلب در دماهای پایین در دسترس است. این گرمای هدررفت با درجه پایین نمی‌تواند برای تولید بخار و در

نتیجه تولید برق توسط یک چرخه بخار معمولی مورد استفاده قرار گیرد. علاوه بر این تأمین بخار به منظور گرمایش بسیار ضعیف و سخت است، بنابراین گرمای هدررفت در درجه حرارت دما-پایین برای گرم کردن قابل استفاده نیست. اگر اقدامات دیگر برای افزایش کارایی یک فرآیند نیروگاه مانند گرمایش آب تغذیه یا گرمایش هوای احتراق مورد قبول نباشد، روش‌های جایگزین برای تولید برق مانند فرآیند سیکل کالینا گزینه جالبی را ارائه می‌دهد. این فرآیند با بازیابی گرمای اتلافی و بدون تقاضای سوخت اضافی با ادغام در نیروگاه‌های موجود، تولید برق را به حداکثر می‌رساند. محاسبات نشان می‌دهد که بازده خالص یک طرح یکپارچه کالینا بسته به دمای آب اواپراتور<sup>۱</sup> و مقدار آمونیاک موجود در محلول اصلی بین ۱۲/۳٪ و ۱۷/۱٪ است. قدرت ناخالص برق بین ۳۲۰ تا ۴۴۰ کیلووات برای ۲/۳ مگاوات گرمای ورودی به این فرآیند است. راندمان ناخالص بین ۱۳/۵ تا ۱۸/۸٪ است.

محققان بر این باورند که راندمان سیکل کالینا راندمان خروجی توان حرارتی را به طور قابل ملاحظه ای افزایش می‌دهد و برای کاربردهای فولاد، زغال‌سنگ و تولید سیمان مناسب است.

در سیکل کالینا یک پارامتر برای بهینه‌سازی، کسر جرمی آمونیاک در سیال عامل است. علاوه بر این سیکل کالینا با فراهم نمودن حالت مایع پس از اواپراتور مزیت نسبی نسبت به سیکل رانکین آلی دارد. در بسیاری از مطالعات در این مورد که در حالت پایه از سیال عامل، کسر جرمی ۸۰٪ آمونیاک بهینه است توافق نظر دارند. همچنین نتایج یک پژوهش نشان می‌دهد از لحاظ بازدهی و بهره‌وری سیکل کالینا نیاز به ماکزیمم فشار بیشتری در مقایسه با سیکل رانکین آلی دارد و توان خروجی خالص سیکل کالینا ۱۸٪ بالاتر از سیکل رانکین آلی است. از آن‌جا که انرژی خورشیدی با نوساناتی همراه است، این سیستم با داشتن یک ذخیره‌ساز که از تلفات انرژی خورشیدی در زمان حضور آن، جلوگیری کند به عنوان یک سیستم بسیار فعال در این زمینه تلقی می‌شود. یکی از روش‌های بهبود بازده سیستم‌های

خورشیدی، استفاده از ذخیره‌سازهای انرژی، به‌منظور کاهش اختلاف بین عرضه و تقاضا می‌باشد. ذخیره-سازی انرژی موجب بهبود عملکرد و قابلیت اطمینان به‌وسیله‌ی کاهش بار پیک و کارکرد با محدوده‌ی بهینه می‌شود؛ بنابراین نقش اساسی در حفظ انرژی ایفا می‌کند [۱].

انرژی خورشید، یک منبع انرژی مطمئن می‌باشد؛ چون فراوان، رایگان و یک انرژی پاک است. ولی کاربرد آن به‌علت تابش متغیر، متأثر پارامترهای نامتناوب آن است. یک سیستم ذخیره‌ساز حرارتی مطمئن و بهینه، راه‌حل مناسبی برای محدودیت زمانی این انرژی است.

حرارت هدررفت (اتلاف شده) تقریباً جزو فرآورده‌های جانبی است و معمولاً بدون استفاده در محیط تخلیه می‌شود. به همین دلیل، بازیابی گرمای هدررفت، پتانسیل عظیمی را ارائه می‌دهد. منابع حرارت هدررفت معمولاً در فرآیندهای صنعتی مانند صنعت سیمان، فولاد، شیشه و همچنین گازهای خروجی موتورها وجود دارد. در مجموع، تحقیقات دانشمندان نشان می‌دهد که مخلوط آمونیاک-آب به فشارهای زیاد برای کاربردهای درجه حرارت بالا منجر می‌شود. بنابراین، سیکل کالینا برای بازیابی حرارت هدررفته (اتلافی) محدود است. در بخش بعدی متدولوژی شامل شبیه‌سازی فرایند، روش انتخاب مایعات و پارامترهای ارزیابی عملکرد ارائه شده است. همچنین بحث‌هایی در مورد نتایج شبیه‌سازی انجام شده است.

## ۱-۱: سیکل کالینا

سیکل کالینا فرآیندی ترمودینامیکی برای تبدیل انرژی حرارتی به توان مکانیکی قابل استفاده، به ویژه در درجه حرارت پایین و فشار کم است. این سیکل از محلولی با دو سیال با دماهای جوش متفاوت جهت سیال عامل خود استفاده می‌نماید. با انتخاب مناسب نسبت بین اجزای محلول، نقطه جوش محلول کاری را می‌توان برای مناسب کردن دمای ورودی حرارت تنظیم کرد. آب و آمونیاک رایج‌ترین ترکیب مورد استفاده است، اما ترکیب‌های دیگر نیز ممکن هستند. به دلیل توانایی استفاده کامل از

اختلاف دمای بین آنها این سیکل در مواردی نظیر بهره‌برداری از انرژی خورشیدی، انرژی زمین گرمایی و بازیافت حرارتی در مراکز صنعتی استفاده می‌شود. محققان بر این باور هستند که سیکل کالینا راندمان خروجی توان حرارتی را بسیار افزایش می‌دهد و برای کاربردهای فولاد، زغال‌سنگ و تولید سیمان مناسب است. سیکل کالینا طرح اصلاح شده چرخه رانکین برای افزایش بازدهی در بهره‌برداری از منابع حرارتی دما پایین نظیر نیروگاه‌های زمین گرمایی است. سیال عامل سیکل کالینا یعنی مخلوط آب و آمونیاک در فشار ثابت برخلاف سیال‌های خالص در دمای ثابت تبخیر نمی‌گردد که این ویژگی موجب کاهش تلفات انرژی در فرآیند انتقال گرما در سطح حرارتی اواپراتور می‌شود. بازدهی انرژی چرخه کالینا مجهز به کندانسور اتمسفریک در شرایط ترمودینامیکی دما و فشار ورودی توربین ۴۵۰ درجه سلسیوس و ۸۰ بار با در صد جرمی آمونیاک ۷۰ و ۳۰ در صد به ترتیب در بویلر و کندانسور برابر ۵۸ و ۲۸ در صد است که در مقایسه با چرخه رانکین با شرایط مشابه ترمودینامیکی ۱۰ در صد بیشتر می‌باشد. [۲]

در موقع سرد کردن سیال سیکل توسط آب خنک کننده، مخلوطی بوجود می‌آید که مقدار زیادی آب و مقدار کمی آمونیاک دارد و بر عکس در موقع فرستادن سیال به توربین بخار، مقدار زیادی آمونیاک و مقدار کمی آب در مخلوط ایجاد می‌شود.

محاسبات سیکل ترکیبی کالینا نشان می‌دهد که راندمان حرارتی آنها از سیکل‌های بخار متعارف بیشتر بوده ولی بدلیل اضافه شدن یکسری تجهیزات، هزینه این سیکل بیشتر از سیکل‌های متعارف بخار خواهد بود.

در بازیافت حرارتی از گازهای با دمای پائین مثل گازهای خروجی موتور دیزل، سیکل کالینا باعث افزایش ۲۰ تا ۳۰ درصدی انرژی بازیافتی می‌شود. دلیل اصلی این مزیت آن است که برخلاف بخار آب نقطه جوش مخلوط آب و آمونیاک در یک محدوده دمایی رخ می‌دهد و لذا مقدار انرژی بازیافتی از جریان گازی خیلی بیشتر خواهد بود. [۳]

سیکل کالینا نسبت به سیکل های رانکین در دمای کم راندمان بهتری دارد زیرا سیال سیکل مخلوط آب و آمونیاک است و این مخلوط در سیکل تغییر کرده و انرژی حرارتی بیشتری را برای تولید الکتریسیته جذب نموده و برگرداندن انرژی در سطح بالاتری انجام می گیرد، لذا توان تولیدی بیشتری به ازاء سوخت مصرفی یا حرارت ورودی مشخص ارائه خواهد نمود . درصد اختلاط آب و آمونیاک در سیکل، مشابه سیکل های تبرید تغییر می کند و لذا درجه آزادی آن را بالا می برد. خواص ترموفیزیکی مخلوط آب و آمونیاک می تواند با تغییر غلظت آمونیاک در مخلوط تغییر کرده و باعث شود که در سیستم تراکم، بازیافت انرژی داشته باشیم. بهینه کردن سیستم تراکم نیز بوسیله استفاده از تغییر غلظت آمونیاک امکان پذیر بوده و از گازهای خروجی اگزوز می توان انرژی بیشتری را بازیافت نمود. [۴]

از آنجا که در خروجی توربین سیکل رانکین، بخار مرطوب پدید می آید، باید تمهیداتی به جهت جلوگیری از خوردگی در مراحل انتهائی توربین اندیشید، در حالیکه انبساط در توربین سیکل کالینا، بخار اشباع ایجاد نموده و مشکل خوردگی بوجود نمی آید . علاوه بر این بدلیل فشار بیشتر بخار و حجم مخصوص کمتر، ابعاد سیستم خروجی توربین در سیکل کالینا می تواند کوچکتر از سیستم با آب در سیکل رانکین انتخاب شود. تجهیزات مر سوم مثل توربین های بخار در سیکل کالینا نیز می توانند بکار روند زیرا جرم ملکولی آمونیاک و آب شبیه به هم است. [۵ و ۶]

مخلوط آب و آمونیاک در یک محدوده دمائی به نقطه جوش می رسد در حالی که آب خالص در یک دمای معین می جوشد و این دمای متغیر جوشش به سیال سیکل اجازه می دهد تا به دمائی نزدیکتر به آنچه گاز های داغ در دیگ بخار دارند برسد لذا راندمان اگزرژی افزایش می یابد، اما در عمل راه مناسبی برای تقطیر مخلوط آب و آمونیاک به یک سیال برای تکرار سیکل تا ابداع سیکل کالینا وجود نداشت. با جریان مخلوط در درصدهای مختلف اختلاط آب و آمونیاک در نقاط مختلف سیکل، تقطیر(جذب) می تواند در فشاری بالاتر از اتمسفر ولی با غلظت کم آمونیاک رخ دهد، در حالیکه حرارت

برای عملکرد بهینه سیکل در غلظت بیشتر آمونیاک انتقال می یابد. مخلوط دو فاز مایع و بخار آمونیاک و آب در حالت تعادل منجر به داشتن آمونیاک بیشتر در فاز بخار خواهد شد زیرا آمونیاک بسیار فرار است. اگر مخلوطی با غلظت مشخص، که بصورت کسر مولی آمونیاک بیان می شود و ابتدا تماماً بخار است را بتدریج سرد کنیم، میعان در نقطه شبنم شروع می شود و برعکس وقتی تمام مایع مخلوط بتدریج گرم شود، تبخیر در دمای حباب شروع خواهد شد. در حین تبخیر (در فشار ثابت) دمای مخلوط افزایش می یابد زیرا ترکیب مایع آن تغییر کرده است.

کیفیت انرژی بوسیله اگزرژی اندازه گیری می شود. هنگامیکه انرژی در یک تحول مورد استفاده قرار می گیرد کیفیت آن افت می کند و این به معنی کاهش اگزرژی در آن است. اگزرژی سرمایه کمیابی است که روزانه در حال از بین رفتن است. منحنی های مصرف انرژی ابزار مهم مهندسی برای بهبود راندمان اگزرژی در سیستم های تبدیل انرژی می باشند. [۷]

در این مطالعه پیکربندی مطابق با "سیستم چرخه کالینا ۳۴" در نظر گرفته شده است. در تقابل با سیکل رانکین، در این سیکل مخلوط سیال عامل سیستم سیکل کالینا ۳۴ فقط به صورت جزئی در فرآیند ۴ تا ۵ تبخیر می شود و قبل از ورود بخار منبسط شده و مایع در فرآیند ۵ تا ۶ و ۸ از هم جدا می شوند. به همین دلیل، اجزای مخلوط با اختلاف دمای جوش زیاد برای کاربرد مناسب هستند. از نظر عملکرد سیستم بهینه شده، تبخیر جزئی سیکل کالینا ۳۴، کیفیت بخار در خروجی اواپراتور یک درجه آزادی بیشتر ارائه می دهد. برای تعیین مقدار بهینه از کیفیت بخار در خروجی اواپراتور، آنالیز حساسیت به طور نمونه در دمای منبع حرارت ۲۰۰ درجه سانتیگراد انجام می شود. به منظور به دست آوردن بالاترین راندمان قانون دوم، ترکیب آمونیاک-آب (۲۰/۸۰) مورد بررسی قرار می گیرد. انحراف نسبی متوسط ۰/۶٪ است. حداکثر انحراف نسبی در کسر جرمی آمونیاک ظاهر می شود و در ورودی شیر دریچه

گاز به ۰/۲٪ می‌رسد. انحراف در بخش کسر جرمی آمونیاک به معادله حالت مورد استفاده برای محاسبه مخلوط آمونیاک-آب وابسته است.

## ۱-۲: کلکتورهای خورشیدی

مهم‌ترین بخش هر سیستم خورشیدی را می‌توان کلکتور آن دانست که کار اصلی آن جذب تابش خورشید و تبدیل آن به گرما و انتقال آن به سیال عامل که در لوله‌ها جریان دارد، می‌باشد.

کلکتورها به سه دسته تقسیم می‌شوند که بر اساس این تقسیم‌بندی روش انتقال حرارت هر کدام متفاوت خواهد بود. انتخاب نوع کلکتور به شرایط آب و هوایی منطقه و دمای مطلوب موردنیاز (دمای آب داغ) بستگی دارد. اگرچه امروزه انواع کلکتورها با تکنولوژی جدید و پیشرفته ساخته می‌شوند و مواد جاذب به‌کاررفته دارای حداکثر جذب و حداقل نشر و انعکاس هستند.

در حالت کلی کلکتورها (گردآورنده‌ها) را می‌توان به سه دسته زیر تقسیم کرد:

(۱) کلکتور صفحه تخت<sup>۱</sup>

(۲) کلکتور لوله‌ای تحت خلأ<sup>۲</sup>

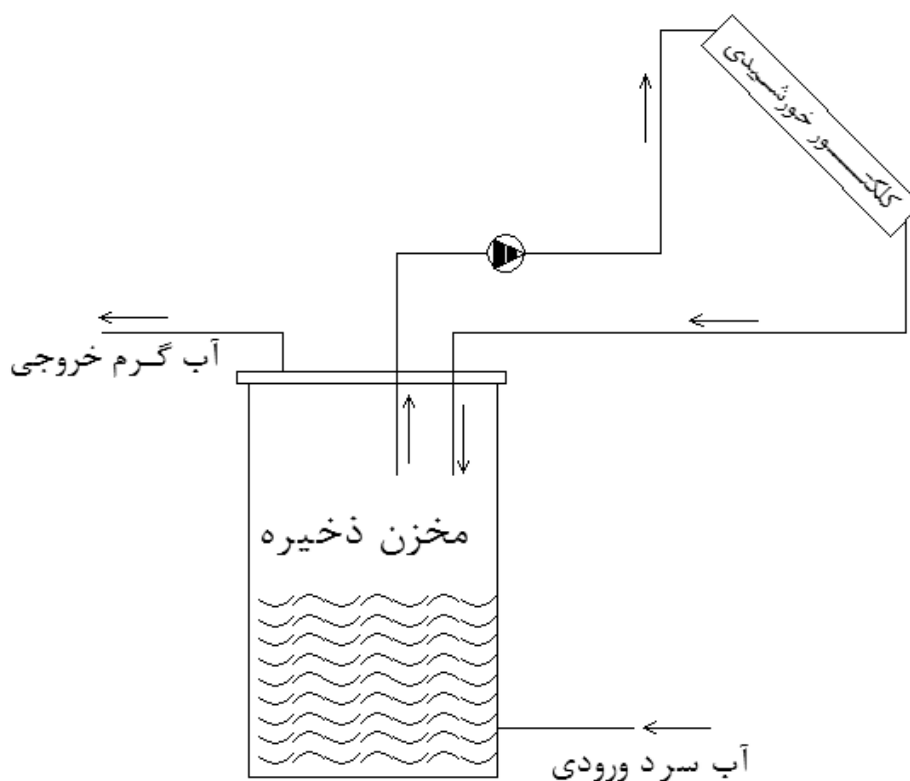
(۳) کلکتور متمرکز کننده<sup>۳</sup>

---

Flat Plate Collector

Evacuated Tube Collector

<sup>3</sup> Concentrating Collector



شکل ۱-۱ کارکرد یک سیستم کلکتور انرژی خورشیدی در حالت کلی [۸]

## ۱-۲-۱: کلکتور متمرکز کننده

کلکتورهای متمرکز کننده، تابش مستقیم خورشید و بخشی از تابش پراکنده را با کمک طراحی‌های هندسی پیشرفته (سهموی و ...) متمرکز می‌نمایند. همانطور که در شکل ۱-۲ ملاحظه می‌گردد در این نوع کلکتورها از سطوح منعکس کننده جهت افزایش پرتوهای خورشیدی استفاده می‌شود. متمرکز کردن پرتوهای خورشیدی در کانون، به منظور دستیابی به درجه حرارت بالا می‌باشد. کلکتورهای متمرکز کننده جهت دستیابی به حرارت بالا در کانون می‌بایستی قادر به ردیابی خورشید در مدت تابش روزانه باشند. این نوع کلکتورها در یک روز صاف ۳۶۲۵۲ کیلوژول بر متر مربع از انرژی خورشید را جمع‌آوری می‌کنند. تمرکز در ناحیه کانونی باعث افزایش انرژی دریافت شده در واحد سطح می‌گردد. در کلکتورها به علت کاهش سطح جذب کننده‌ها، اتلاف حرارتی کاهش یافته و دمای بالاتر و حرارت بیشتری تولید می‌شود. برای مناطق ابری مناسب نیستند و نیازی به پوشش شیشه‌ای ندارند.

نسبت به کلکتورهای تخت هزینه بیشتری لازم دارند. از نظر راندمان در دماهای پایین از کلکتورهای تخت کمتر بوده ولی در دماهای بالا، دارای راندمان خوبی هستند. میزان دریافت شدت تابش خورشیدی در کلکتورها می تواند در حدود ۷۰-۸۰ برابر نسبت به کلکتورهای تخت باشد. همچنین نیازی به عایق بندی ندارند، در صورتی که در کلکتورهای تخت، عایق بندی نکته حائز اهمیتی است.



شکل ۱-۲ نمایی از یک متمرکزکننده سهموی خطی [۹]

### ۳-۱: ذخیره سازی حرارتی

توسعه وسایل بهینه و ارزان برای ذخیره انرژی به اندازه توسعه منابع انرژی اهمیت دارد. ذخیره انرژی حرارتی همان ذخیره موقتی گرما در دماهای بالا و پایین است. درواقع ذخیره ی انرژی حرارتی، ناهمبستگی میان عرضه و تقاضا انرژی را کاهش می دهد و نقش مهمی در حفظ انرژی ایفا می کند. ذخیره انرژی با متناسب کردن میزان عرضه، ثبات سیستم های انرژی را افزایش می دهد و این گونه باعث عملکرد بهتر آنها می شود. برخی از منابع انرژی تجدیدپذیر فقط به صورت دوره ای و متناوب انرژی تولید می کنند. اگرچه خورشید یک منبع ایمن، پاک و فراوان انرژی است، ولی این انرژی قطعاً در دوره هایی از سال و

روزهای خاصی قابل دسترسی است. درواقع این انرژی دوره‌ای و اغلب غیرقابل پیش‌بینی است و چگالی آن در مقایسه با شارهای برخی سوخت‌های فسیلی پایین‌تر است و همچنین میزان تقاضای آن نیز با توجه به سیکل سالانه و روزانه پایین‌تر می‌باشد. از طرف دیگر انرژی خورشید به محض دریافت باید مورد استفاده قرار گیرد، بنابراین ضرورت ذخیره انرژی خورشیدی با توجه به همین موارد احساس می‌شود. یکی از مشخصه‌های مهم یک سیستم ذخیره، مدت‌زمانی است که طی آن، انرژی می‌تواند بدون سیستم ذخیره شامل تانک‌های گرم‌وخنک باشد. محتوای این تانک‌ها، نمک نیترات مذاب با فرمول مشخص  $(60\% \text{NaNO}_3 + 40\% \text{KNO}_3)$  می‌باشد.

## ۱-۴: انواع تکنولوژی‌های استفاده از انرژی خورشیدی

تکنولوژی‌های استفاده از انرژی خورشید به سه بخش کلی ذیل تقسیم‌بندی می‌شود:

الف- سیستم‌های حرارتی خورشیدی

ب- سیستم‌های حرارتی- برقی خورشیدی

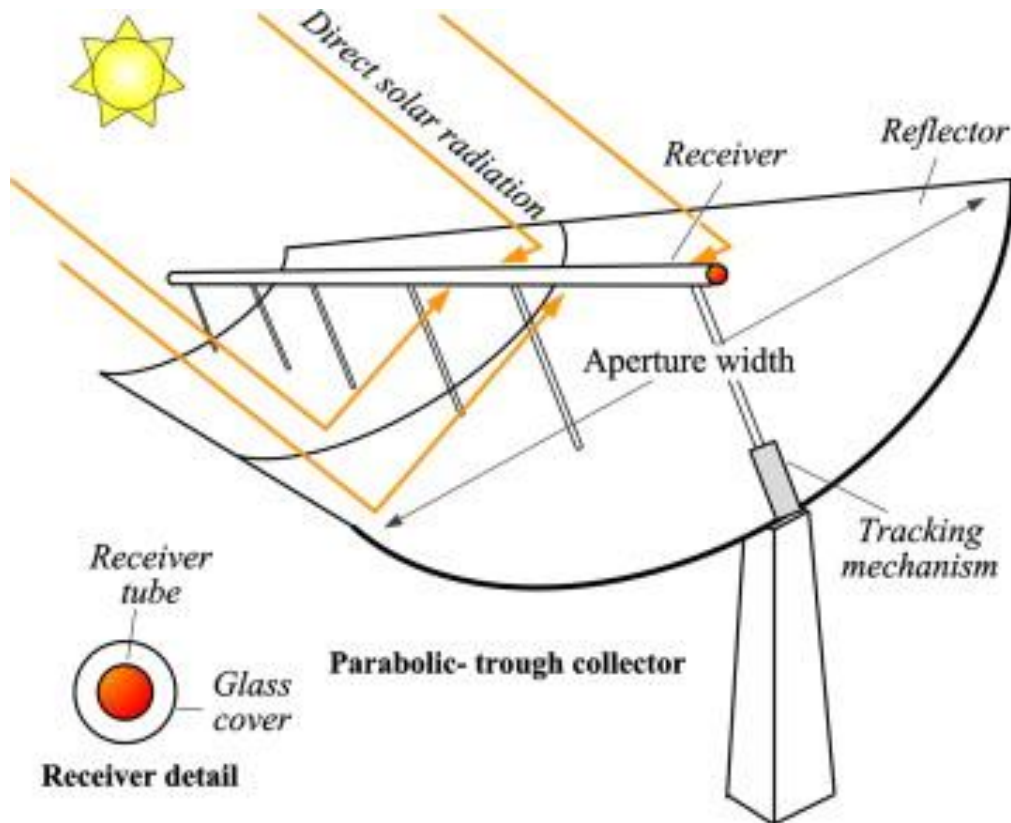
ج- سیستم‌های فتوولتائیک

### ۱-۴-۱: سیستم‌های حرارتی- برقی خورشیدی

سیستم‌های حرارتی- برقی خورشیدی به سیستم‌هایی اطلاق می‌شود که از کلکتورهای خورشیدی برای تولید الکتریسیته از طریق یک سیکل ترمودینامیکی استفاده می‌کنند. این عمل با استفاده از کلکتورهای خطی یا غیر خطی در دمای بالا صورت می‌گیرد.

در صورتی که سیکل ترمودینامیکی به وسیله یک کلکتور خورشیدی تغذیه شود، به یک سیال عامل با نقطه جوش پایین نیاز خواهد بود. در این پژوهش نیروگاه‌های خورشیدی با استفاده از متمرکزکننده

خطی سهموی، که از ردیف‌های طولانی و موازی متمرکزکننده‌هایی که سطح مقطع آنها سهموی است تشکیل شده است. نیروگاه‌های سهموی خطی بیشترین سهم را در تولید توان خورشیدی داشته‌اند

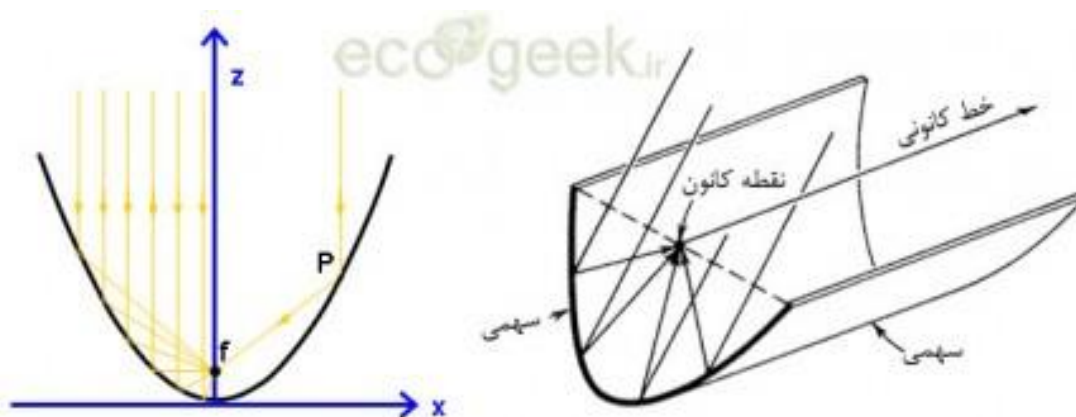


شکل ۳-۱-۳ نمای دیگر از گردآورنده خطی سهموی [۱۰]

با مشاهده شکل ۳-۱ ملاحظه می‌گردد که پوشش داخلی منعکس‌کننده (جنس آینه شیشه‌ای)، انرژی خورشیدی را بر روی یک لوله جاذب با پوشش انتخابی که در طول کانون سهمی نصب شده است متمرکز می‌نماید. این متمرکز کننده‌ها معمولاً بر روی یک سیستم ردیابی ۲ محوره سوار شده‌اند که حرکت "جهت" و "ارتفاع" تشعشع خورشید را تعقیب می‌نمایند. سیال انتقال حرارت (روغن) که در درون لوله کانونی در گردش است، انرژی خورشیدی را جمع‌آوری می‌کند. روغن داغ در مبدل‌های حرارتی آب را به بخار تبدیل کرده و بخار سوپرهیت طی سیکل رانکین از توربین و ژنراتور، انرژی الکتریکی تولید

می‌کند.

شکل زیر نشان‌دهنده‌ی روندی است که اکثر نیروگاه‌های حرارتی-برقی امروزی بر اساس آن کار می‌کنند. یک کلکتور خطی سهموی، یک آینه‌ی ساده‌ی سهمی شکل است که اشعه‌ی خورشید را از محور طبیعی‌اش به محور خودش منحرف می‌کند. با توجه به شکل ۴-۱ مقطع آینه، یک منحنی سهمی شکل است و علت نام‌گذاری آن به‌خاطر همین موضوع است. شعاع انحنای این آینه‌ها حدود ۱ تا ۴ برابر فاصله کانونی است و نسبت تمرکز متداول، چیزی حدود ۸۰ می‌باشد ولی با استفاده از مقیاس‌های بزرگ‌تر، این مقدار می‌تواند بیشتر نیز باشد. این آینه‌ی سهمی شکل در امتداد محوری کشیده شده است که در واقع، خط کانون سهمی است. در محل محور مذکور یک کلکتور نصب می‌گردد که لوله‌ی جاذب نام دارد. آینه‌ها و لوله‌ها روی یک سازه‌ی فولادی نصب می‌گردند تا محکم در جای خود قرار گیرند (به شکل توجه شود). این سازه هر روز خورشید را از شرق به غرب دنبال می‌کند تا این اطمینان حاصل شود که پرتوهای خورشید به دریافت‌کننده‌ی خطی می‌تابد.

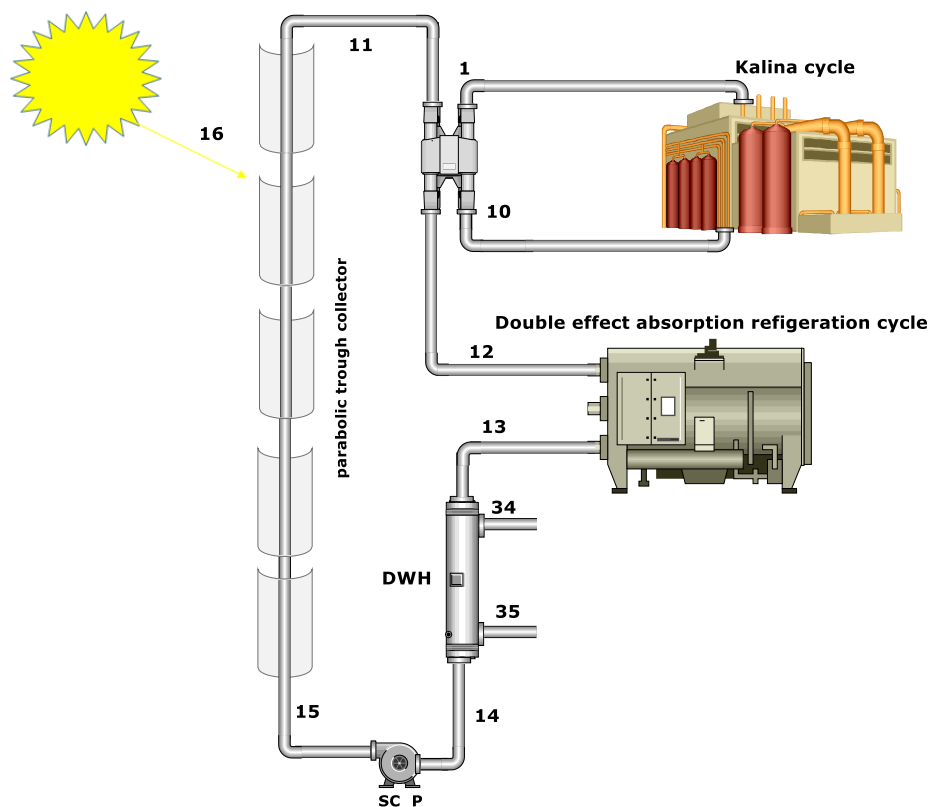


شکل ۴-۱ چگونگی دریافت پرتوهای خورشیدی توسط دریافت‌کننده سهموی [۱۱]

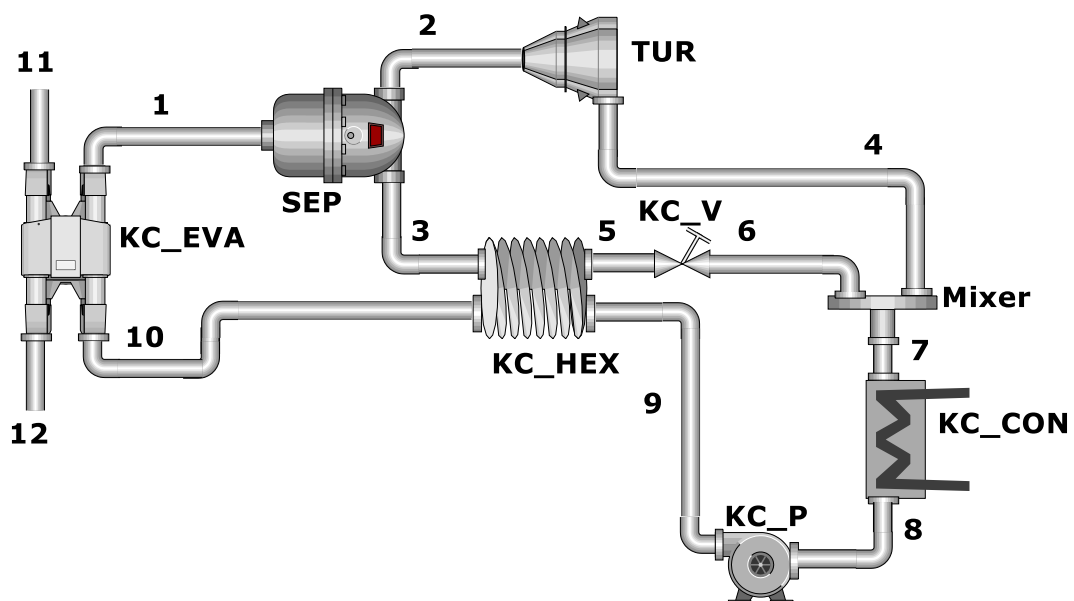
نتایج نشان می‌دهد که بازده کلکتور سهموی خطی به‌ازای افزایش دمای سیال ورودی برای

دبی جرمی‌ها و سیال‌عامل‌های مختلف کاهش می‌یابد. این موضوع به آن دلیل است که تلفات تشعشع به‌ازای افزایش دمای کلکتور افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که به‌ازای افزایش دمای سیال ورودی، انرژی مفید به‌دست آمده از کلکتور سهموی خطی برای نسبت تمرکزها و اشعه‌های مختلف کاهش می‌یابد. بازده حرارتی کلکتور نیز با افزایش دبی جرمی و نسبت تمرکز برای یک مقدار شدت خورشیدی داده شده افزایش می‌یابد. راندمان بالا، اشغال فضای کم، حرارت بالاتر، هزینه سرمایه‌گذاری کمتر کلکتور (به لحاظ تعدادی) از مزایای این مدل است.

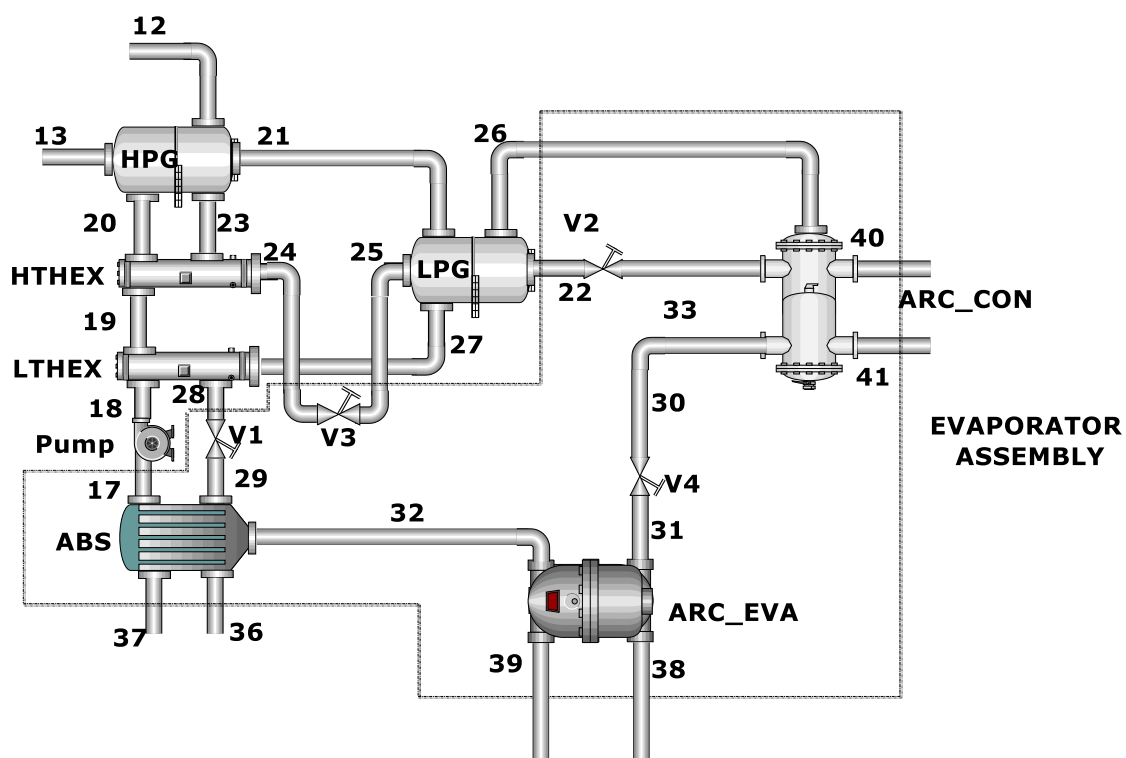
شکل ۵-۱ نشان دهنده شماتیک کلی سیستم مورد بررسی است که شامل کلکتورهای سهموی، سیکل کالینا و یک سیکل تبرید دو اثره می‌باشد. سیکل کالینا مورد بررسی و همچنین سیکل تبرید دو اثره مورد بررسی به ترتیب در شکل‌های ۶-۱ و ۷-۱ نشان داده شده‌اند.



شکل ۵-۱ شماتیک سیکل اصلی



شکل ۶-۱ قسمت سیکل کالینا سیستم کلی



شکل ۷-۱ نمایی از سیکل تبرید با جذب دو اثره

## فصل ۲

### مروری بر تحقیقات پیشین

سیستم‌های متمرکزکننده انرژی خورشیدی<sup>۱</sup> (C.S.P.) به‌عنوان یک روش موثر برای استفاده از تکنولوژی انرژی خورشیدی با درجه حرارت بالا می‌باشد و ثابت شده که این سیستم در مقیاس بزرگ با استفاده از انواع کلکتورها نظیر سهموی، دیش خورشیدی، برج خورشیدی یا کلکتور خطی فرزنل در عرصه تجاری نیز قابل اعتماد است. سیکل کالینا در سال ۱۹۸۴ توسط الکساندر کالینا ساخته شده که محلول آب-آمونیاک سیال عامل آن است.

یک واحد نمونه از سیکل کالینا در حدود سال ۱۹۹۰ طراحی و ساخته شد و در حومه لوس آنجلس شروع بکار نمود که در آن از حرارت اتلاقی فرآیند مورد نظر برق تولید شد. با کار این نیروگاه اصول تئوری کالینا مورد تأیید قرار گرفت. در این سیکل سه سطح فشار وجود دارد یکی سطح بالائی که فشار ورودی به توربین است، دیگری که سطح متوسط است و فشار مایع اشباع خروجی از چگالنده می‌باشد و دیگری که سطح پائینی است و عبارتست از سیال خروجی از توربین که حالت آن توسط شرایط مایع اشباع خروجی از برج جاذب ثابت نگه داشته می‌شود.

در سال ۲۰۱۰ آژانس بین‌المللی انرژی<sup>۲</sup> (I.E.A.) می‌گوید که با پشتیبانی مناسب، این سیستم‌ها تا سال ۲۰۵۰ می‌تواند ۱۱/۳ درصد کل تولید برق جهان را تامین کنند [۱۲]. بیشتر پروژه‌های C.S.P. هنوز بر یارانه‌ها (مساعده‌های مالی) متکی هستند، اما با پیشرفت و بهبود در طراحی‌های آینده سیستم، این پروژه‌ها یکی از جدی‌ترین رقبای منابع انرژی فسیلی محسوب می‌شوند [۱۳]. در سال ۲۰۰۳ جانسون با تحقیق دریافت که استفاده از گرمای ذخیره شده به‌عنوان منبع گرما باعث می‌شود وضعیتی شبیه به چرخه پائینی در طراحی یک سیکل ترکیبی باشد. سیکل کالینا که به عنوان سیکل پائینی در سیکل‌های ترکیبی مورد استفاده قرار می‌گیرد نشان داده که ۴۰٪ بیشتر از یک سیکل رانکین تک فشاره تولید توان می‌کند [۱۴]. و همچنین در بازدهی قانون دوم دارای افزایش ۲۰ درصدی می‌باشد [۱۵]. در سال ۲۰۱۴

توماس نادسن<sup>۱</sup> با همکارانش با هدف ارزیابی سودمندی استفاده از سیکل کالینا برای پروژه‌های C.S.P. با استفاده از تولید بخار مستقیم<sup>۲</sup> در مقایسه با سیکل رانکین معمولی، ترکیبات مختلف مخلوط را برای چگونگی تاثیر کسر مولی آمونیاک بر کارایی (بازدهی) قانون اول در سیکل و میزان تخریب اگزرژی در اجزای مختلف بررسی کردند و نتایج نشان داد کسر جرمی آمونیاک نقش مهمی دارد، همچنین برای گرم کردن مخلوط به‌طور مستقیم در کلکتور خورشیدی و تبادل حرارت با TES مقایسه‌ای صورت گرفته است [۱۶].

در سال ۱۹۹۰ مارستون<sup>۳</sup> تجزیه و تحلیل پارامتریک سیکل کالینا و شناسایی پارامترهای کلیدی برای بهینه‌سازی سیکل کالینا را انجام داده است [۱۷]. در سال ۱۹۹۴، روداکیس<sup>۴</sup> همبستگی‌هایی برای توصیف عملکرد بهینه سیکل کالینا را بیان کرده است [۱۸]. در سال ۲۰۰۵، میرولی<sup>۵</sup> به‌نتایجی مبنی بر اینکه سیکل کالینا به عنوان چرخه‌ای برای افزایش کارایی تبدیل انرژی با استفاده از بازیافت حرارت خروجی از توربین گاز، موتور دیزل یا برای تولید صنعتی مانند سیمان، دست یافت [۱۹].

در سال ۲۰۰۷ هتیاراچی<sup>۶</sup> و همکارانش جهت ارزیابی عملکرد سیکل کالینا برای منابع حرارتی زمین گرمایی با دمای کم و مقایسه آن با یک سیکل ارگانیک رانکین و بررسی اثر کسر آمونیاک و فشار ورودی توربین بر عملکرد جزئی سیستم تحقیقاتی را انجام داده‌اند [۲۰]. در سال ۲۰۰۹، نصرالدین و همکارانش به تحلیل انرژی و اگزرژی سیکل کالینا با استفاده از منابع زمین گرمایی دمای پایین و بهینه‌سازی سیکل کالینا بر اساس کسر جرم سیال عامل و فشار خروجی توربین پرداختند [۲۱]. کامپانا<sup>۷</sup> و همکاران [۲۲]

---

Thomas Knudsen

Direct solar generating

Marston

Rogdakis

Mirolli

Hettiarachi

Compona

دریافت که پتانسیل بازیافت گرمای هدررفته در اروپا از صنعت سیمان ، فولاد و شیشه به ترتیب ۴/۶ ، ۶/۰ و ۰/۴ گیگاوات ساعت در سال است. بسته به درجه حرارت منبع حرارت هدررفت ، امکانات مختلفی برای بازیابی حرارت اتلافی وجود دارد که یکی از آنها تولید برق است. سیکل کالینا سیستم قدرت بالقوه برای دمای منبع حرارت زیر ۵۰۰ درجه سانتیگراد می باشد. تحقیقات بسیاری با اجرای سیستم سیکل کالینا برای برنامه های خاص و شرایط مرزی مربوط در حال بررسی است. برای سیکل کالینا، مطالعات مختلفی برای بهینه سازی عملکرد سیستم در دسترس است. یک پارامتر برای بهینه سازی، کسر جرمی آمونیاک در محلول اصلی مخلوط سیال عامل است. علاوه بر این همچنین سیکل کالینا درجه آزادی بیشتری نسبت به سیکل های مشابه نیز دارد. حالت سیال بعد از اواپراتور (تبخیر کننده). جانسون<sup>۱</sup> [۲۳] سیکل کالینا را به عنوان یک چرخه پایین برای موتورهای برگشتی و توربین های گازی با دمای گاز اگزوز تا ۵۵۰ درجه در نظر گرفته است. مودی<sup>۲</sup> و همکاران [۲۴] یک مطالعه با استفاده از سیکل کالینا برای تولید مستقیم بخار برای نیروگاه های خورشیدی ارائه دادند. اکثر مطالعات معتقدند کسر جرم آمونیاک حدود ۸۰٪ در محلول اصلی سیال های عامل بهینه است. نصرالدین<sup>۳</sup> و همکاران [۲۵] پیکربندی استاندارد KC ، "سیستم سیکل کالینا ۳۴" (KCS-34) را مورد بررسی قرار داد. آب زمین گرمایی به عنوان منبع گرما استفاده می شود و حداکثر توان تولیدی در ۷۸٪ کسر جرم آمونیاک در محلول اصلی حاصل می شود. ساین<sup>۴</sup> و کاشیک<sup>۵</sup> [۲۶] کسر جرم آمونیاک ۸۰٪ را به عنوان یک مطلوب مشخص کردند. وضعیت برای درجه دوم آزادی متفاوت است. همچنین مطالعات متعددی برای مقایسه سیکل کالینا و سیکل ارگانیک رانکین در دسترس است. بیشتر این کارها از آمونیاک / آب به عنوان سیال عامل برای سیکل کالینا و مایع خالص به عنوان سیال عامل برای سیکل رانکین ارگانیک استفاده می کنند. زارع و

---

Jonsson

Moody

Nasruddin

Singh

Kaushik

محمودی [۲۷] در مقایسه با سیکل کالینا برای بازیابی گرما از یک راکتور هلیوم توربین-مدولار، ORC را با آن-پنتان مورد مطالعه قرار دادند. مطالعه‌ها نشان می‌دهند که سیکل کالینا در مقایسه با سیکل رانکین آلی از نظر کارایی و بازدهی به فشار حداکثر قابل توجهی نیاز دارد. کامپوس رودریگز<sup>۱</sup> و همکاران به نتایجی دریافتند که سیکل کالینا ۱۸٪ قدرت خالص بالاتر از سیکل رانکین ارگانیک را ارائه می‌دهد. [۲۸] ویکتور<sup>۲</sup> و همکاران [۲۹] مخلوط‌های جدید الکل آب را به عنوان سیال عامل جایگزین برای سیکل کالینا بررسی کرده است. آنها دریافتند که مخلوط الکل آب پتانسیل افزایش بهره‌وری به‌ویژه در دمای منبع حرارت بالاتر از ۲۲۰ درجه سانتیگراد را نشان می‌دهد. وانگ<sup>۳</sup> و همکاران [۳۰] مایع خالص-ORC (R123) را در حالت عملکرد حرارت و حرارت ترکیبی با سیکل کالینا مقایسه کرد. آنها نتیجه می‌گیرند که سیکل کالینا در کاربرد سیمان بازده قانون دوم بهتری را در مقایسه با سیکل رانکین نشان می‌دهد. در سال ۲۰۰۹ لولوس<sup>۴</sup> و همکارش یک سیکل کالینای خورشیدی با کلکتورهای صفحه تخت برای گرم کردن اواپراتور جهت تبخیر محلول آمونیاک-آب برای ورود به توربین برای تولید قدرت را مورد مطالعه قرار داده اند [۳۱]. در سال ۲۰۱۵ آشوری و همکارانش یک کلکتور سهموی در مقیاس کوچک و یک مخزن ذخیره حرارتی به یک سیکل کالینا جهت بررسی عملکرد سیستم در طول سال که هم از لحاظ ترمودینامیکی و هم از لحاظ اقتصادی به یکدیگر کوپل شده‌اند را مورد مطالعه قرار دادند. برای بررسی تاثیرات کلکتورهای خورشیدی در سیستم، مدل با سیکل کالینای تغذیه شده با سوخت مقایسه گردیده است. نتایج نشان داد که در ۵ ماه از سال، کسر خورشیدی بیش از ۵۰٪ است به همین دلیل تانک ذخیره حرارتی نقش حیاتی در حفظ شرایط کار پایدار سیکل کالینا دارد. تجزیه و تحلیل اگزرژی نشان می‌دهد منبع اصلی تخریب، کلکتورهای خورشیدی و ژنراتور بخار بوده و سیکل کالینا سهم

---

Kampous Rodrigues

Victor

Wang

Lolos

کوچکی در تخریب اگزورژی دارد. لذا با طراحی بهینه باید از تخریب اگزورژی کلکتور خورشیدی کاست. با تحلیل اقتصادی مشخص شد سیکل کالینای خورشید هزینه بیشتری نسبت به سیکل کالینای تغذیه شده با سوخت فسیلی دارد ولی از سوی دیگر با صرفه جویی چشمگیر در مصرف گاز طبیعی می‌توان از هزینه‌های تأمین سوخت کاست و سالانه از بروز بیش از ۱۰۰ تن دی‌اکسیدکربن جلوگیری نمود. همچنین با بررسی کلیه پارامترهای موثر بر عملکرد سیستم به این نتیجه دست‌یافتند که تغییرات کسر جرمی آمونیاک بیشترین تاثیر را بر روی راندمان اگزورژی و هزینه مجاز تولید برق دارد [۳۲]. در سال ۲۰۱۴ جونی<sup>۱</sup> و همکارانش با ارائه یک سیکل کالینای اصلاح شده و مقایسه آن با سیستم‌های مولد بخار بازیاب گرما<sup>۲</sup> (H.R.S.G.) معمولی نشان دادند که راندمان بالاتری نسبت به طرح‌های متفاوت H.R.S.G. دارد. همچنین نشان دادند که غلظت آمونیاک-آب (کسر جرمی آمونیاک) نقش مهمی در راندمان سیکل ایفا می‌کند [۳۳]. در سال ۲۰۱۴ ناگ<sup>۳</sup> و گوپتا<sup>۴</sup> یک تجزیه و تحلیل دقیق اگزورژی را بر روی سیکل کالینا برای چرخه پایینی یک نیروگاه ترکیبی انجام دادند. یافته‌های آنان نشان داد که غلظت مخلوط بهینه‌ای در ورودی توربین برای حداکثر نمودن کارایی اگزورژی وجود دارد [۳۴].

## ۲-۱ معرفی پایان نامه

در این پژوهش یک سیکل کالینای خورشیدی با کلکتورهای سهموی خطی<sup>۵</sup> در نظر گرفته شده است و در محیط نرم افزار E.E.S. مدلسازی شده است. سپس عملکرد آنها از نظر انرژی، اگزورژی، اقتصادی و بهینه‌سازی چند هدفه با توابع هدف مشخص مورد بررسی و ارزیابی قرار گرفته است. تعیین

---

Junye

Heat Recovery Steam Generators

Nag

Gupta

Parabolic Trough Collector (P.T.C)

حداکثر بازدهی انرژی و انرژی، حداقل هزینه واحد محصولات و بیشترین توان تولیدی در این مطالعه مد نظر می باشد.

در این پژوهش که سیستم های یکپارچه کلکتورهای خورشیدی سهموی با سیکل کالینا در نظر گرفته شده است کلیه تحلیل های انرژی، انرژی، اقتصادی و بهینه سازی چند هدفه مورد بررسی قرار می گیرد. در این سیکل مخلوط سیال عامل سیستم سیکل کالینا ۳۴ فقط به صورت جزئی در فرآیندی تبخیر می شود و قبل از ورود بخار منبسط شده و مایع در فرآیند دیگری از هم جدا می شوند. به همین دلیل، اجزای مخلوط با اختلاف دمای جوش زیاد برای کاربرد مناسب هستند. از نظر عملکرد سیستم بهینه شده، تبخیر جزئی سیکل کالینا ۳۴، کیفیت بخار در خروجی اواپراتور یک درجه آزادی بیشتر ارائه می دهد. برای تعیین مقدار بهینه از کیفیت بخار در خروجی اواپراتور، آنالیز حساسیت انجام می شود. به منظور به دست آوردن بالاترین راندمان قانون دوم، نسبت ترکیب آمونیاک-آب بسیار حائز اهمیت می باشد که در این پژوهش مورد بررسی قرار می گیرد. انحراف نسبی متوسط در بخش کسر جرمی آمونیاک به معادله حالت مورد استفاده برای محاسبه مخلوط آمونیاک-آب وابسته است.

در این پژوهش اختلاف نقطه پینچ بر روی  $10\text{ K}$  تنظیم شده است. برای اواپراتور به دلیل ملاحظات حرارتی اقتصادی، اختلاف نقطه پینچ پایین تر از  $7/5\text{ K}$  انتخاب شده است. برای اطمینان از مقایسه منطقی سیکل های مختلف با سیال عامل متفاوت، دمای خروجی منبع و چاه حرارتی مشخص شده و محدوده فشار کارکرد بر حسب درصد فشار بحرانی انتخاب می شوند. نرخ جریان جرم کندانسور و سیال عامل و همچنین فشار سیال عامل به منظور تحقق شرایط مرزی توصیف شده و تعادل انرژی اساسی محاسبه می شود. علاوه بر این، برای محاسبه خواص سیال، معادلات مربوط به حالت لازم است.

این پژوهش به مدلسازی و تحلیل ترمودینامیکی چرخه کالینا اختصاص دارد و ضمن معرفی خواص ترموفیزیکی مخلوط آب و آمونیاک در فرایند تبخیر و چگالش عملکرد این چرخه در شرایط مختلف ترمودینامیکی بهینه سازی خواهد شد. در سیکل کالینا از یک مخلوط دو جزئی با دو نقطه جوش

متفاوت استفاده شده است، لذا این مخلوط دارای یک محدوده جوش می باشد و در نتیجه در حالتی که دما و انرژی منبع گرم متغیر باشد سیکل می تواند خود را برای بدست آوردن بهترین راندمان تطبیق دهد. در این حالت پروفیل دمای سیال به پروفیل بار حرارتی منبع نزدیکتر می شود و در میعان نیز عیناً چنین انعطاف پذیری بوجود خواهد آمد. مخلوط دو گانه به ما اجازه می دهد با دادن حرارت بصورت افزایشی، ازدیاد دمای افزایشی داشته باشیم در حالیکه در سیال یگانه این افزایش بصورت تغییر فاز (مثلاً از فاز مایع به فاز بخار) خودنمایی می کند. این مخلوط را در سیکل هائی که از منبع حرارتی سوخت فسیلی، انرژی زمین گرمائی و یا حتی انرژی هسته ای استفاده می کنند، می توان بکار برد

با استفاده از مراجع مرتبط و نتایج محققین در این حوزه در پی دستیابی به اهداف مورد نظر می باشیم. ضمناً برخی پارامترها نظیر دمای ورودی توربین، فشار ورودی توربین و تابش نرمال مستقیم و کسر جرمی آمونیاک سیال عامل از موارد تاثیر گذار می باشند.

## فصل ۳

# توصیف سیستم و معادلات حاکم

در فصل قبل به بررسی پژوهش‌های انجام شده پرداخته شد. در این فصل با تشریح کامل مسئله، به بررسی روش حل آن پرداخته می‌شود. سپس با ارائه معادلات حاکم، روابط مناسبی نیز برای محاسبه آنالیز انرژی، انرژی و اقتصادی کلکتورهای خورشیدی سهموی با سیکل کالینا انتخاب می‌شود. پس از حل مسئله، به اعتبار سنجی نتایج، بررسی مقایسه بین حالت‌های مختلف و تحلیل پارامتری پرداخته می‌شود.

### ۳-۱: توصیف سیستم

در شکل ۳-۱ چرخه مورد مطالعه در این پژوهش نشان داده شده است. در این سیکل ابتدا مخلوط آب-آمونیاک در اواپراتور<sup>۱</sup> توسط روغن داغ گرم می‌شود، و سپس مخلوط بخار و مایع از اواپراتور خارج می‌شود. سپس با استفاده از جداکننده<sup>۲</sup> فاز مایع و فاز بخار جداسازی می‌شوند. پس از آن مخلوط آب-آمونیاک به صورت بخار غلیظ آب-آمونیاک از جداکننده خارج و وارد توربین<sup>۳</sup> می‌شود. بخشی از این مخلوط توسط یک زیرکش و در یک فشار معین از توربین خارج می‌شود و قسمت دیگر آن با عبور کامل از توربین تولید قدرت می‌کند. از طرفی در نقطه ۸ خروجی جدا کننده که شامل مخلوط رقیق آب-آمونیاک است و دما و فشار بالایی دارد، بخشی از انرژی خود را هنگام عبور از مبدل گرمایی دما بالا، به سیال ورودی به اواپراتور می‌دهد و سپس در نقطه ۱۰ پس از عبور از سوپاپ دریچه گاز<sup>۴</sup> وارد محفظه

---

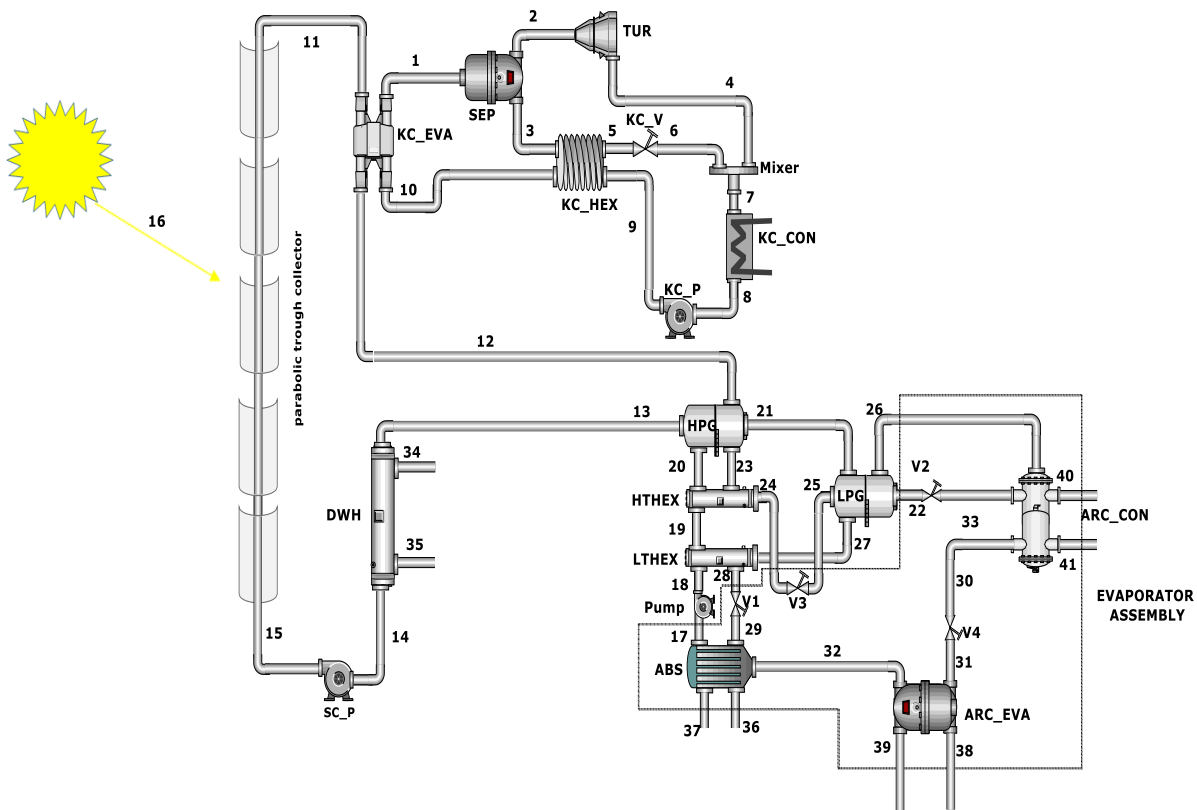
Evaporator

Separator

Expander

Throttle valve

اختلاط می‌شود و با جریان خروجی از توربین (در نقطه ۷) مخلوط می‌شود.



شکل ۱-۳ نمایی از سیکل کامل در پژوهش مورد نظر

خروجی محفظه اختلاط در نقطه ۱۱ با عبور از مبدل گرمایی دما پایین انرژی حرارتی خود را به سیال خارج شده از پمپ می‌دهد و در نقطه ۱۲ از مبدل گرمایی خارج می‌شود. در سیستم خورشیدی سیال عامل پس از کسب حرارت از انرژی خورشیدی، وارد تانک ذخیره سازی انرژی می‌شود. در تانک حرارتی سیال خنک‌تر در بخش‌های پایینی تانک و سیال داغ در بخش‌های بالایی قرار می‌گیرد. همان‌طور که در شکل ۱-۳ نشان داده شده، در محدوده منبع حرارتی، روغن داغ از تانک خارج و با عبور از میان اواپراتور

Mixing chamber

Heat exchanger

انرژی خود را به مخلوط آب- آمونیاک می‌دهد و سپس از اواپراتور خارج شده و روغنی که انرژی حرارتی خود را از دست داده است وارد تانک ذخیره می‌شود. در زیر سیستم خورشیدی از کلکتورهای سهموی خورشیدی و از پمپ برای تامین فشار مورد نیاز استفاده شده است. روغن با دریافت انرژی خورشیدی گرم می‌شود و وارد تانک ذخیره شده و پس از گرم کردن سیال داخل تانک، حرارت خود را از دست داده و از تانک خارج شده و توسط پمپ وارد کلکتورهای خورشیدی می‌شود.

از آن جایی که حرارت اتلاف صنعتی عمدتاً توسط هوا استخراج می‌شود، هوا به عنوان متوسط برای منبع حرارت اتلافی استفاده می‌شود. علاوه بر این، هوا نیز به عنوان متوسط خنک کننده در کندانسور نیز فرض می‌شود. برای اطمینان از مقادیر مناسب سیکل‌های مختلف و سیال‌های عامل مختلف، درجه حرارت خروجی منبع حرارت و چاه حرارت مشخص شده و محدودیت فشار کار بر روی درصد فشار بحرانی انتخاب شده است. نرخ جریان جرمی محفظه خنک کننده و سیال عامل<sup>۱</sup> و همچنین فشار مایع کار برای محاسبه شرایط مرزی توصیف شده و تعادل انرژی محاسبه گردیده است.

شرایط مرزی فرض شده برای فرآیند شبیه‌سازی:

جدول ۳-۱: شرایط مرزی فرآیند شبیه‌سازی [۳۵]

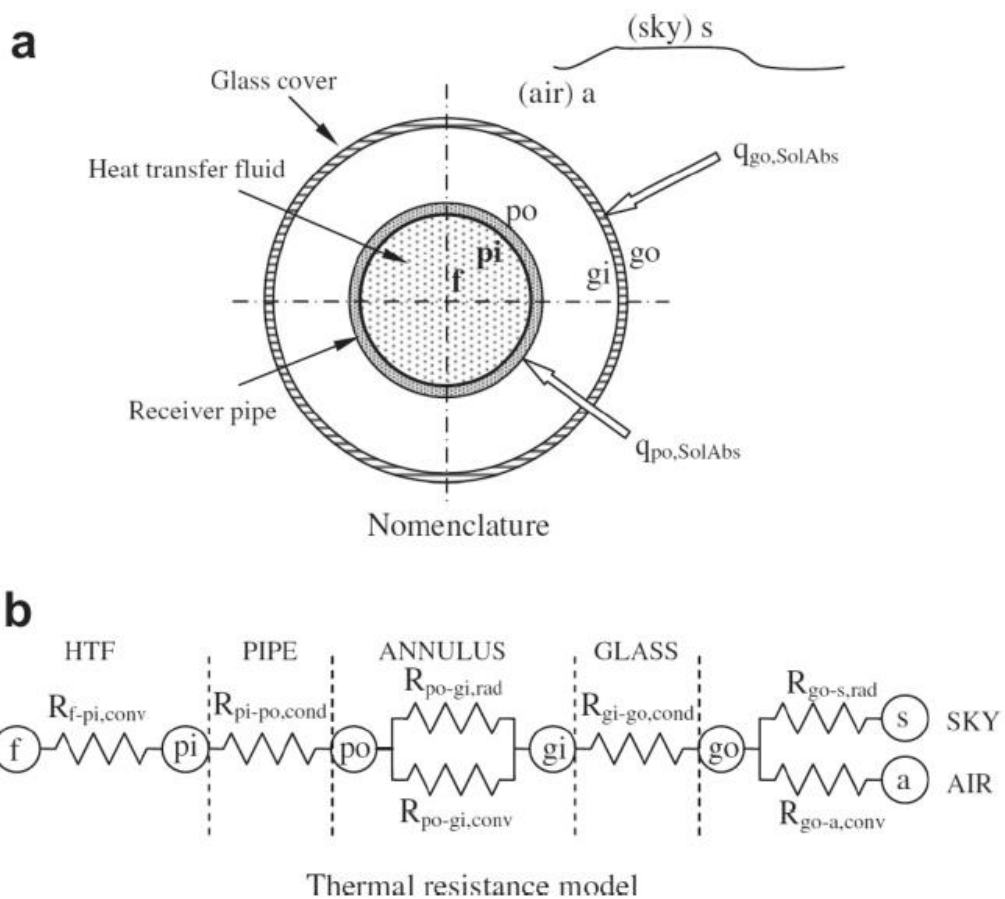
| پارامتر                   | مقدار |
|---------------------------|-------|
| راندمان آیزنتروپیک پمپ    | 75 %  |
| راندمان آیزنتروپیک توربین | 80 %  |
| راندمان الکترومکانیکی     | 98 %  |
| راندمان موتور پمپ         | 100 % |
| نقطه پینچ اواپراتور       | 7.5 k |

|                       |                                   |
|-----------------------|-----------------------------------|
| 10 k                  | نقطه پینچ کندانسور                |
| 10 k                  | نقطه پینچ ریکوپراتور              |
| 200 – 400 °C          | درجه حرارت منبع گرم               |
| 120 °C                | درجه حرارت خروجی منبع گرم         |
| 125 kg/s              | نرخ جریان جرمی منبع گرم           |
| 15 °C                 | درجه حرارت چاه حرارتی             |
| 30 °C                 | درجه حرارت خروجی چاه حرارتی       |
| 0.8 P <sub>crit</sub> | فشار عملکرد ماکزیموم (زیر بحرانی) |
| 1.2 P <sub>crit</sub> | فشار عملکرد ماکزیموم (فوق بحرانی) |
| 0.1 bar               | فشار عملکرد ماکزیموم              |

### ۳-۲: معادلات حاکم

در این بخش قسمتی از توضیحات مقدماتی ارائه خواهد شد. این توضیحات با قواعد کلی ترمودینامیکی و اقتصادی شروع می‌شود.

#### ۳-۲-۱: مدل حرارتی کلکتورهای سهموی خطی



شکل ۳-۲ مدل حرارتی کلکتورهای خورشیدی سهموی (a) اجزای لوله دریافت کننده، (b) مدل مقاومت حرارتی لوله دریافت کننده [۳۶]

با توجه به شکل لوله دریافت کننده و استفاده از قوانین سرمایش نیوتون، انتقال حرارت جابه جایی از سطح داخلی لوله دریافت کننده به سیال ناقل حرارت طبق فرمول ذیل محاسبه می شود:

مدل حرارتی کلکتور متمرکز کننده<sup>۱</sup>

$$\dot{Q}_{f-pi.conv} = h_f \pi D_{pi} (T_{pi} - T_f) \quad ۱-۳$$

انتقال حرارت جابجایی (همرفت) در قطر لوله داخلی:

$$h_f = Nu_{D_{pi}} \left( \frac{K_f}{D_{pi}} \right) \quad ۲-۳$$

انتقال حرارت جابجایی از لوله دریافت کننده به H.T.F. با توجه به عدد ناسلت:

$$Nu_{D_{pi}} = \left( \frac{\left( \frac{f_{pi}}{(8(Re_{D_{pi}} - 1000)Pr_f)} \right)}{\left( 1 + 12.7 \sqrt{\frac{f_{pi}}{8}} \right) \left( (Pr_f^{\frac{2}{3}}) - 1 \right)} \right) \left( \frac{Pr_f}{Pr_{pi}} \right)^{0.11} \quad ۳-۳$$

$$f_{pi} = (1.82 \log(Re_{D_{pi}}) - 1.64)^{-2} \quad ۴-۳$$

$$\dot{Q}_{pi-po.cond} = \left( \frac{2\pi k_{pipe}(T_{po} - T_{pi})}{Ln\left(\frac{D_{po}}{D_{pi}}\right)} \right) \quad ۵-۳$$

$k_{pipe}$  ضریب هدایت حرارتی لوله دریافت کننده است که در میانگین دمای لوله گیرنده ارزیابی می شود.

بین لوله جاذب و محافظ شیشه ای انتقال گرما توسط جابجایی و تابش صورت می گیرد. در تعیین انتقال حرارت جابجایی، فضا خلاء در حلقه مورد نظر فرض می شود که انتقال حرارت جابجایی با انتقال جابجایی مولکولی آزاد اتفاق می افتد و با فرمول ذیل قابل محاسبه است:

$$\dot{Q}_{po-gi.conv} = \pi D_{po} h_{po-gi} (T_{po} - T_{gi}) \quad ۶-۳$$

$$h_{po-gi} = \frac{k_{std}}{\left( \left( \frac{D_{po}}{2Ln\left(\frac{D_{gi}}{D_{po}}\right)} \right) + \left( b\lambda \left( \left( \frac{D_{po}}{D_{gi}} \right) + 1 \right) \right) \right)} \quad ۷-۳$$

برای انتقال حرارت تشعشع بین لوله جاذب و محافظ شیشه‌ای از معادله ذیل استفاده می‌شود:

$$\dot{Q}_{po-gi.rad} = \frac{\sigma \pi D_{po} ((T_{po})^4 - (T_{gi})^4)}{\left( \left( \frac{1}{\epsilon_{po}} \right) + \left( \frac{(1-\epsilon_{gi}) D_{po}}{\epsilon_{gi} D_{gi}} \right) \right)} \quad ۸-۳$$

انتقال حرارت هدایت از طریق محافظ شیشه‌ای به طریق ذیل محاسبه می‌گردد:

$$\dot{Q}_{gi-go.cond} = \frac{2\pi k_{glass} (T_{gi} - T_{go})}{\ln \left( \frac{D_{go}}{D_{gi}} \right)} \quad ۹-۳$$

که در فرمول فوق  $k_{glass} = 0.78 \frac{W}{mK}$  فرض می‌شود. از محافظ شیشه‌ای به اتمسفر، انتقال حرارت جابه‌جایی و تشعشع صورت می‌گیرد. انتقال حرارت جابه‌جایی بسته به وجود باد، اجباری یا طبیعی خواهد بود. تلفات حرارتی تشعشعی به دلیل اختلاف دما بین سطح شیشه و آسمان رخ می‌دهد. برای محاسبه انتقال حرارت جابه‌جایی با فرض وجود باد در این پژوهش، از قانون سرمایش نیوتن می‌توان استفاده نمود:

$$\dot{Q}_{go-a.conv} = h_{go-a} \pi D_{go} (T_{go} - T_a) \quad ۱۰-۳$$

$$h_{go-a} = \left( \frac{k_{air}}{D_{go}} \right) Nu_{D_{go}} \quad ۱۱-۳$$

عدد ناسلت با استفاده از رابطه ژوکاسکاس<sup>۱</sup> برای جریان جابجایی اجباری خارجی محاسبه می‌شود:

$$\overline{Nu}_{D_{go}} = C \left( Re_{D_{go}} \right)^m (Pr_a)^n \left( \frac{Pr_a}{Pr_{go}} \right)^{1/4} \quad ۱۲-۳$$

انتقال گرمای تشعشع خالص بین محافظ شیشه‌ای و آسمان به دلیل اختلاف دما بین محافظ شیشه‌ای و آسمان ایجاد می‌شود و با فرمول زیر محاسبه می‌گردد:

$$\dot{Q}_{go-s.rad} = \sigma \varepsilon_{go} \pi D_{go} (T_{go}^4 - T_s^4) \quad ۱۳-۳$$

که  $T_s$  نشانگر درجه حرارت موثر آسمان است که به  $T_{ambient} = -8 \text{ C}$  تقریب می‌یابد. بازدهی حرارتی کلکتور به طریق ذیل محاسبه گردیده است:

$$\eta_{th.collector} = \frac{\dot{Q}_{gain}}{\dot{Q}_{inputsun}} = \frac{\dot{m}_{24}(h_{24}-h_{26})}{\dot{Q}_{inputsun}} \quad ۱۴-۳$$

$\dot{Q}_{gain}$  بیان گر گرمای مفید جذب شده توسط سیال انتقال دهنده حرارت مابین لوله جاذب و  $\dot{Q}_{inputsun}$  بوده که کل انرژی حرارتی دریافتی در سطح کلکتور است. مشخصات و خصوصیات اصلی *Syltherm – 800* در جدول ذیل به عنوان سیال ناقل حرارت بیان شده است:

جدول ۳-۲: مشخصات ترمودینامیکی *Syltherm – 800* [۳۷]

| خاصیت ترمودینامیکی                |        |
|-----------------------------------|--------|
| نقطه انجماد (C)                   | -۶۰/۱۵ |
| چگالی (kg/m <sup>3</sup> ) (25 C) | ۹۳۰/۷  |
| نقطه جوش نرمال (C)                | ۲۰۲/۴  |

|                              |       |
|------------------------------|-------|
| ظرفیت حرارتی (kJ/kgK) (25 C) | ۱/۶۱۷ |
|------------------------------|-------|

### ۳-۲-۲: ارزیابی ترمودینامیکی

ارزیابی ترمودینامیکی شامل معادلات موازنه جرم، انرژی و اگزرژی می‌شود که به‌صورت زیر می‌باشد. موازنه جرمی: اصل بقای جرم یکی از قواعد پایه‌ای در ارزیابی هر سیستم ترمودینامیکی است که در این پژوهش در نظر گرفته شده است.

معادلات بالانس انرژی: در معادله موازنه انرژی یک حجم کنترل در نظر گرفته می‌شود که تمامی انرژی‌های ورودی و خروجی یک حجم کنترل را شامل می‌شود. قانون اول ترمودینامیک که به اصل بقای انرژی معروف است در این پژوهش جهت تعادل انرژی مورد بررسی قرار گرفته است. [۳۸]

#### معادلات بالانس اگزرژی

بالانس اگزرژی همانند تعادل انرژی در مطالعه سیستم گرمایشی است. تنها تفاوت این است که تعادل انرژی بیانگر حفظ انرژی است و تعادل اگزرژی شامل شرایط بیان‌کننده کیفیت انرژی است. لذا این تعادل بیانگر اگزرژی بیانگر انحراف سیستم از حالت تعادل می‌باشد که می‌تواند به‌عنوان یک ویژگی مشترک سیستم و محیط شمرده شود؛ که موازنه آن به صورت زیر است.

$$\dot{E}_{XQ} + \sum \dot{m}_i ex_i = \dot{E}_{XW} + \sum \dot{m}_e ex_e + \dot{E}_{XD} \quad ۱۵-۳$$

$\dot{E}_{XQ}$ ،  $\dot{E}_{XW}$  و  $\dot{E}_{XD}$  اگزرژی متناظر با تخریب، انتقال حرارت و اگزرژی کار و  $ex$  اگزرژی فیزیکی هر جریان بوده و مطابق روابط زیر به‌دست می‌آید.

$$\dot{Ex}_Q = (1 - \frac{T_0}{T_k}) \dot{Q}_k \quad ۱۶-۳$$

$$\dot{Ex}_W = \dot{W} \quad ۱۷-۳$$

$$ex = h - h_0 - T(s - s_0) \quad ۱۸-۳$$

که زیرنویس 0 مربوط به خواص در دما و فشار محیط است. به منظور سنجش حقیقی کارایی جزء در سیکل، بازده انرژی مطابق رابطه زیر تعریف می گردد.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Ex}_P}{\dot{Ex}_F} = 1 - \frac{\dot{Ex}_D}{\dot{Ex}_F} \quad ۱۹-۳$$

که  $\dot{Ex}_P$  و  $\dot{Ex}_F$  و به ترتیب جریان انرژی محصول و سوخت هر جزء می باشد.

راندمان قانون دوم:

$$\eta_{II} = \frac{P_{el.net}}{\dot{E}_{HS}} = \frac{P_{el.gross} - P_{el.pump}}{\dot{E}_{HS}} \quad ۲۰-۳$$

نرخ جریان انرژی منبع حرارت هدررفت:

$$\dot{E}_{HS} = \dot{m}_{HS}[h_{HS.in} - h_0 - T_0(s_{HS.in} - s_0)] \quad ۲۱-۳$$

برگشت ناپذیری برای مبدل های حرارتی:

$$\dot{I}_{HE} = T_0[\dot{m}_C(s_{C.out} - s_{C.in}) + \dot{m}_H(s_{H.out} - s_{H.in})] \quad ۲۲-۳$$

برگشت ناپذیری برای تجهیزات دوار:

$$\dot{I}_{\text{rot}} = \dot{m}_{\text{rot}} T_0 (s_{\text{rot.out}} - s_{\text{rot.in}}) \quad ۲۳-۳$$

برگشت ناپذیری برای نقاط اختلاط:

$$\dot{I}_{MP} = \sum_i \dot{E}_{in,i} - \sum_i \dot{E}_{out,i} \quad ۲۴-۳$$

فرضیات موجود در این پژوهش:

۱- سیستم در شرایط حالت پایدار فعال است.

۲- از انرژی پتانسیل و جنبشی صرف نظر شده است.

۳- از تلفات فشار در خطوط لوله و مبدل‌های حرارتی صرف نظر شده است.

۴- راندمان آیزنتروپیک برای توربین ۸۵٪ و برای پمپ‌ها ۷۰٪ فرض شده است.

۵- از تلفات حرارتی در اجزای سیستم صرف نظر شده است.

۶- روغن حرارتی به عنوان یک سیال غیر قابل تراکم در نظر گرفته می‌شود.

رویکرد استفاده شده در این پژوهش برای شبیه‌سازی عملکرد حرارتی کلکتورهای خورشیدی سهموی از کالوگيرو<sup>۱</sup> استخراج شده است. این مدل برای تعیین گرمای مفید به دست آمده از لوله دریافت‌کننده کلکتورها و دمای خروجی سیال ناقل حرارت از سیستم کلکتور متمرکزکننده سهموی استفاده می‌شود. یک سطح مقطع کلکتور، پوشش شیشه و لوله دریافت‌کننده و مدل مقاومت حرارتی آن در شکل (۱-۳)

نشان داده شده است. برای تحلیل‌های ترمودینامیکی کل یک سیستم که شامل کلکتورهای سهموی جفت شده با سیکل کالینا است، مدل‌های ترمودینامیکی برای هر یک از اجزای سیستم طراحی شده‌اند که به‌عنوان حجم کنترل در شرایط حالت پایدار در نظر گرفته می‌شوند. برای این حجم کنترل، معادلات تعادل انرژی و انرژی به‌صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{Q}_{c.v} - \dot{W}_{c.v} + \sum \dot{m}_{in} h_{in} - \sum \dot{m}_{out} h_{out} = 0 \quad 25-3$$

$$\dot{E}_D = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \quad 26-3$$

$\dot{E}_D$  میزان تخریب انرژی در این اجزاست و  $\dot{E}_{in}$  و  $\dot{E}_{out}$  نرخ انرژی کلی در ورودی و خروجی حجم کنترل است.

شبیه‌سازی سیستم موردنظر و محاسبه پارامترهای عملکرد برای تعداد معینی از کلکتورهای خورشیدی انجام می‌شود. برای مدل‌سازی مبدل‌های حرارتی از جمله اواپراتورها، رکوپریتورها<sup>۱</sup> و کندانسورها ارزیابی نقطه پینچ<sup>۲</sup> عامل مهمی بوده که به عملکرد سیکل وابسته است. عملکرد مبدل‌های حرارتی با اصلاح اختلاف دمای نقطه پینچ (یا اختلاف دمای کمینه) جریان انتقالی، در مبدل‌های حرارتی ارزیابی شده است.

برای سیستم مد نظر، با توجه به اینکه از اثرات انرژی پتانسیل و جنبشی صرف‌نظر شده است، نرخ انرژی جریان ماده از انرژی فیزیکی و شیمیایی تشکیل شده است که به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad 27-3$$

---

Recuperator

Pinch Point

اگرژی شیمیایی مخلوط آب- آمونیاک به شرح ذیل است:

$$\dot{E}_{ch} = \dot{m} \left( X \frac{e_{ch.NH_3}^0}{M_{NH_3}} + (1 - X) \frac{e_{ch.H_2O}^0}{M_{H_2O}} \right) \quad 28-3$$

X کسر آمونیاک در محلول و  $e_{ch,NH_3}^0$  و  $e_{ch,H_2O}^0$  به ترتیب اگرژی شیمیایی آمونیاک و آب هستند. برای نیروگاه خورشیدی پیشنهادی، طبق قانون کلی اول و دوم (انرژی و اگرژی) بازدهی با نسبت توان خالص خروجی به انرژی حرارتی و اگرژی ورودی در ارتباط با تشعشع خورشیدی در صفحه کلکتور سهموی خورشیدی تعریف می شود.

$$\eta_{th.pp} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{sun}} \quad 29-3$$

$$\eta_{ex.pp} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{input.sun}} \quad 30-3$$

که  $\dot{E}_{input.sun}$  اگرژی ورودی به صفحه خورشیدی است که تابعی از شدت تابش خورشید و سطح مقطع کلی است و به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\dot{E}_{input.sun} = A_{ap.total} \times (DNI) \times \left( 1 + \frac{1}{3} \left( \frac{T_0}{T_{app}} \right)^4 - \frac{4}{3} \left( \frac{T_0}{T_{app}} \right) \right) \quad 31-3$$

که  $T_{app}$  دمای ظاهری خورشید را به عنوان معادل درجه حرارت منبع گرم برای تحلیل اگرژی نشان

می‌دهد.

برای سیکل کالینای در نظر گرفته شده به عنوان واحد تولید انرژی که انرژی حرارتی جذب شده در اواپراتور را به قدرت مکانیکی تبدیل می‌کند، راندمان سیکل به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$\eta_{th.cycle} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{EV}} \quad ۳۲-۳$$

$$\eta_{ex.cycle} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{24} - \dot{E}_{25}} \quad ۳۳-۳$$

که  $(\dot{E}_{24} - \dot{E}_{25})$  ورودی انرژی مفید را به سیکل کالینا نشان می‌دهد.

رویکرد مورد استفاده در این پژوهش برای شبیه‌سازی عملکرد حرارتی کلکتورهای خورشیدی خطی سهموی از Kalogiro استخراج شده است. این مدل برای تعیین گرمای مفید به دست آمده از لوله دریافت‌کننده کلکتورها و دمای خروجی سیال ناقل حرارت از سیستم کلکتور سهموی خطی استفاده می‌شود. یک سطح مقطع کلکتور، پوشش شیشه و لوله دریافت‌کننده و مدل مقاومت حرارتی آن در شکل ۲-۳ نشان داده شده است.

برای تحلیل‌های ترمودینامیکی کل سیستم که شامل کلکتورهای سهموی جفت شده با سیکل کالینا است، مدل‌های ترمودینامیکی برای هر یک از اجزای سیستم طراحی شده‌اند که به عنوان حجم کنترل در شرایط حالت پایدار در نظر گرفته می‌شوند. برای این حجم کنترل، معادلات تعادل انرژی و انرژی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{Q}_{c.v} - \dot{W}_{c.v} + \sum \dot{m}_{in} h_{in} - \sum \dot{m}_{out} h_{out} = 0$$

$$\dot{E}_D = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}$$

$\dot{E}_D$  میزان تخریب انرژی در این اجزا است و  $\dot{E}_{in}$  و  $\dot{E}_{out}$  نرخ انرژی کلی در ورودی و خروجی حجم

کنترل است.

شبیه‌سازی سیستم مورد نظر و محاسبه پارامترهای عملکرد برای تعداد معینی از کلکتورهای خورشیدی انجام می‌شود. برای مدل‌سازی مبدل‌های حرارتی از جمله اواپراتورها، ریکوپریتورها و کندانسورها ارزیابی نقطه پینچ عامل مهمی بوده که به عملکرد سیکل وابسته است. عملکرد مبدل‌های حرارتی با اصلاح اختلاف دمای نقطه پینچ (یا اختلاف دمای کمینه) جریان انتقالی در مبدل‌های حرارتی ارزیابی شده است.

برای سیستم مد نظر، با توجه به اینکه از اثرات اغزرژی پتانسیل و جنبشی صرف نظر شده است، نرخ اغزرژی جریان ماده از اغزرژی فیزیکی و شیمیایی تشکیل شده است که به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)]$$

اغزرژی شیمیایی مخلوط آب- آمونیاک به شرح ذیل است:

$$\dot{E}_{ch} = \dot{m} \left( X \frac{e_{ch,NH_3}^0}{M_{NH_3}} + (1 - X) \frac{e_{ch,H_2O}^0}{M_{H_2O}} \right)$$

X کسر آمونیاک در محلول و  $e_{ch,H_2O}^0$  و  $e_{ch,NH_3}^0$  به ترتیب اغزرژی شیمیایی آمونیاک و آب هستند.

برای نیروگاه خورشیدی پیشنهادی، طبق قوانین اول و دوم ترمودینامیک (انرژی و اغزرژی) بازدهی با نسبت توان خالص خروجی به انرژی حرارتی و اغزرژی ورودی مربوط به تشعشع خورشیدی در صفحه کلکتور سهموی خورشیدی به شرح زیر تعریف می‌شود.

$$\eta_{th,pp} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{sun}}$$

$$\eta_{ex,pp} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{input,sun}}$$

که  $\dot{E}_{input,sun}$  اغزرژی ورودی به صفحه خورشیدی است که تابعی از شدت تابش خورشید و سطح مقطع کلی است و به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{E}_{input,sun} = A_{ap,total} \times (DNI) \times \left( 1 + \frac{1}{3} \left( \frac{T_0}{T_{app}} \right)^4 - \frac{4}{3} \left( \frac{T_0}{T_{app}} \right) \right)$$

که  $T_{app}$  دمای ظاهری خورشید را به عنوان معادل درجه حرارت منبع گرم برای تحلیل اغزرژی نشان

می دهد.

برای سیکل کالینای در نظر گرفته شده به عنوان واحد تولید انرژی که انرژی حرارتی جذب شده در اواپراتور را به قدرت مکانیکی تبدیل می کند، راندمان سیکل به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$\eta_{th,cycle} = \frac{W_{net}}{\dot{Q}_{EV}}$$

$$\eta_{ex,cycle} = \frac{W_{net}}{\dot{E}_{24} - \dot{E}_{25}}$$

که  $(\dot{E}_{24} - \dot{E}_{25})$  ورودی انرژی مفید را به سیکل کالینا نشان می دهد.

در جدول ۳-۳ ثوابت مورد نیاز در توابع محاسبه هزینه سرمایه گذاری تجهیزات مطابق معادله تعادل انرژی و معادله تعادل انرژی نشان داده شده است. ضمناً در جدول ۴-۳ ثابت های تابع هزینه اجزا آمده است.

جدول ۳-۳: ثوابت مورد نیاز در توابع محاسبه هزینه سرمایه گذاری تجهیزات.

| Equipment          | Energy balance equation                                                                                                                                | Exergy balance equation                                                           |
|--------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|
| Solar PTC          | $\dot{Q}_{PTC} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{15})$                                                                                                        | $\dot{E}_{D,PTC} = \dot{E}_{in,Sun} - (\dot{E}_{11} - \dot{E}_{15})$              |
| Solar Pump         | $\eta_{SP} = \frac{w_{s,SP}}{w_{a,SP}} = \frac{v_{14}(P_{15} - P_{14}) \times 100}{h_{15} - h_{14}}$<br>$\dot{W}_{SP} = \dot{m}_{14}(h_{15} - h_{14})$ | $\dot{E}_{D,SP} = \dot{W}_{SP} - (\dot{E}_{15} - \dot{E}_{14})$                   |
| DWH Heat Exchanger | $\dot{Q}_{DWH} = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{14}) = \dot{m}_{34}(h_{35} - h_{34})$                                                                        | $\dot{E}_{D,DWH} = (\dot{E}_{13} - \dot{E}_{14}) - (\dot{E}_{35} - \dot{E}_{34})$ |
| KC Evaporator      | $\dot{Q}_{KCE} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) = \dot{m}_{10}(h_1 - h_{10})$                                                                           | $\dot{E}_{D,KCE} = (\dot{E}_{11} - \dot{E}_{12}) - (\dot{E}_1 - \dot{E}_{10})$    |
| KC Separator       | $\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3$<br>$\dot{W}_T = \dot{m}_2(h_2 - h_4)$                                                                  | $\dot{E}_{D,KCS} = \dot{E}_1 - (\dot{E}_2 + \dot{E}_3)$                           |
| Turbine            | $\eta_T = \frac{w_{a,T}}{w_{s,T}} = \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_{4s}}$                                                                                    | $\dot{E}_{D,T} = (\dot{E}_2 - \dot{E}_4) - \dot{W}_T$                             |
| KC Valve           | $h_5 = h_6$                                                                                                                                            | $\dot{E}_{D,KCV} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6$                                         |
| KC Mixer           | $\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_7 h_7$                                                                                                        | $\dot{E}_{D,KCM} = (\dot{E}_4 + \dot{E}_6) - \dot{E}_7$                           |
| KC Condenser       | $\dot{Q}_{KCC} = \dot{m}_7(h_7 - h_8) = \dot{m}_{42}(h_{43} - h_{42})$                                                                                 | $\dot{E}_{D,KCC} = (\dot{E}_7 + \dot{E}_8) - (\dot{E}_{44} + \dot{E}_{43})$       |

|                   |                                                                                                                                                             |                                                                                                   |
|-------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------|
| KC Pump           | $\eta_{KCP} = \frac{w_{s,KCP}}{w_{a,KCP}} = \frac{v_8(P_9 - P_8) \times 100}{h_9 - h_8}$ $\dot{W}_{KCP} = \dot{m}_8(h_9 - h_8)$                             | $\dot{E}_{D,KCP} = \dot{W}_{KCP} - (\dot{E}_9 - \dot{E}_8)$                                       |
| KC Recuperator    | $\dot{Q}_{REC} = \dot{m}_9(h_{10} - h_9) = \dot{m}_3(h_3 - h_5)$                                                                                            | $\dot{E}_{D,KCR} = (\dot{E}_3 - \dot{E}_5) - (\dot{E}_{10} - \dot{E}_9)$                          |
| HP Generator      | $\dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_{20}h_{20} = \dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{21}h_{21} + \dot{m}_{23}h_{23}$                                                    | $\dot{E}_{D,HPG} = (\dot{E}_{12} - \dot{E}_{13} + \dot{E}_{20}) - (\dot{E}_{21} + \dot{E}_{23})$  |
| LP Generator      | $\dot{m}_{21}h_{21} + \dot{m}_{25}h_{25} = \dot{m}_{22}h_{22} + \dot{m}_{26}h_{26} + \dot{m}_{27}h_{27}$                                                    | $\dot{E}_{D,LPG} = (\dot{E}_{21} - \dot{E}_{22} + \dot{E}_{25}) - (\dot{E}_{26} + \dot{E}_{27})$  |
| HT Heat Exchanger | $\dot{Q}_{HTHX} = \dot{m}_3(h_3 - h_4) = \dot{m}_9(h_{10} - h_9)$                                                                                           | $\dot{E}_{D,HTX} = (\dot{E}_{23} - \dot{E}_{24}) - (\dot{E}_{20} - \dot{E}_{19})$                 |
| LT Heat Exchanger | $\dot{Q}_{LTHX} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) = \dot{m}_{17}(h_{18} - h_{17})$                                                                            | $\dot{E}_{D,LTX} = (\dot{E}_{27} - \dot{E}_{28}) - (\dot{E}_{19} - \dot{E}_{18})$                 |
| Absorber          | $\dot{m}_{32}h_{32} + \dot{m}_{36}h_{36} = \dot{m}_{29}h_{29} + \dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{37}h_{37}$                                                    | $\dot{E}_{D,Abs} = (\dot{E}_{29} - \dot{E}_{17} + \dot{E}_{32}) - (\dot{E}_{37} - \dot{E}_{36})$  |
| ARC Condenser     | $\dot{m}_{33}h_{33} + \dot{m}_{26}h_{26} + \dot{m}_{40}h_{40} = \dot{m}_{30}h_{30} + \dot{m}_{41}h_{41}$                                                    | $\dot{E}_{D,ARCC} = (\dot{E}_{26} + \dot{E}_{33} - \dot{E}_{30}) - (\dot{E}_{41} - \dot{E}_{40})$ |
| ARC Evaporator    | $\dot{Q}_{ARCE} = \dot{m}_{31}h_{31} + \dot{m}_{38}h_{38} = \dot{m}_{32}h_{32} + \dot{m}_{39}h_{39}$                                                        | $\dot{E}_{D,ARCE} = (\dot{E}_{31} - \dot{E}_{32}) - (\dot{E}_{39} - \dot{E}_{38})$                |
| ARC Pump          | $\eta_{ARCP} = \frac{w_{s,ARCP}}{w_{a,ARCP}} = \frac{v_{17}(P_{18} - P_{17}) \times 100}{h_{18} - h_{17}}$ $\dot{W}_{ARCP} = \dot{m}_{17}(h_{18} - h_{17})$ | $\dot{E}_{D,ARCP} = \dot{W}_{ARCP} - (\dot{E}_{18} - \dot{E}_{17})$                               |
| ARC Valve1        | $h_{28} = h_{29}$                                                                                                                                           | $\dot{E}_{D,ARCV1} = \dot{E}_{28} - \dot{E}_{29}$                                                 |
| ARC Valve2        | $h_{22} = h_{33}$                                                                                                                                           | $\dot{E}_{D,ARCV2} = \dot{E}_{22} - \dot{E}_{33}$                                                 |
| ARC Valve3        | $h_{24} = h_{25}$                                                                                                                                           | $\dot{E}_{D,ARCV3} = \dot{E}_{24} - \dot{E}_{25}$                                                 |
| ARC Valve4        | $h_{30} = h_{31}$                                                                                                                                           | $\dot{E}_{D,ARCV4} = \dot{E}_{30} - \dot{E}_{31}$                                                 |

جدول ۳-۴ ثابت‌های تابع هزینه اجزا

| مقدار  | ثابت      | مقدار  | ثابت       |
|--------|-----------|--------|------------|
| 0.0536 | $K_{2,P}$ | 3.5    | $F_{BM,T}$ |
| 0.1538 | $K_{3,P}$ | 2.7051 | $K_{1,T}$  |

|         |             |         |            |
|---------|-------------|---------|------------|
| 1.63    | $B_{1,HE}$  | 1.4398  | $K_{2,T}$  |
| 1.66    | $B_{2,HE}$  | -0.1776 | $K_{3,T}$  |
| 1.0     | $F_{BM,HE}$ | 1.89    | $B_{1,P}$  |
| 4.3247  | $K_{1,HE}$  | 1.35    | $B_{2,P}$  |
| -0.3030 | $K_{2,HE}$  | 1.5     | $F_{BM,P}$ |
| 0.1634  | $K_{3,HE}$  | 3.3892  | $K_{1,P}$  |

ضمنا داده‌های ورودی به سیستم مورد نظر پیرو جدول ۳-۵ که در شبیه‌سازی مطرح گردیده به شرح ذیل است:

جدول ۳-۵ داده‌های ورودی به سیستم مورد نظر

| واحد  | مقدار  | پارامتر                     |
|-------|--------|-----------------------------|
| M     | ۵      | عرض کلکتور                  |
| M     | ۷/۸    | طول کلکتور                  |
| -     | ۰/۹۳۵  | تابندگی کلکتور              |
| M     | ۰/۰۷۰  | قطر خارجی لوله دریافت کننده |
| M     | ۰/۰۶۶  | قطر داخلی لوله دریافت کننده |
| M     | ۰/۰۱۱۵ | قطر خارجی پوشش              |
| M     | ۰/۱۰۹  | قطر داخلی پوشش              |
| m     | ۰/۰۰۶  | ضخامت پوشش                  |
| W/m K | ۵۴     | هدایت حرارتی جاذب           |
| W/m K | ۰/۷۸   | هدایت حرارتی پوشش           |

|                  |       |                           |
|------------------|-------|---------------------------|
| -                | ۰/۹۶  | قابلیت جذب جذب            |
| -                | ۰/۸۶  | قابلیت نشر پوشش           |
| -                | ۰/۰۲  | قابلیت جذب پوشش           |
| -                | ۰/۹۷۴ | قابلیت سایه دریافت کننده  |
| -                | ۰/۹۹۴ | خطای پیگیری پیچش          |
| -                | ۰/۹۸  | دقت هندسی کلکتور          |
| W/m <sup>2</sup> | ۸۵۰   | تابش نرمال مستقیم         |
| -                | ۱۰    | تعداد کلکتورها در هر ردیف |
| -                | ۱۰    | تعداد ردیف های موازی      |
| %                | ۷۰    | بازدهی آیزنتروپیک پمپ     |
| %                | ۸۵    | بازدهی آیزنتروپیک توربین  |
| °C               | ۱۰    | اختلاف دمای نقطه پینچ     |
| °C               | ۲۰    | دمای محیط                 |
| Bar              | ۱     | فشار محیط                 |

### ۳-۲-۳: آنالیز اگزرژیواکونومیک

اگزرژیواکونومیک یک ابزار مهندسی و ترکیبی از آنالیز اگزرژی و اقتصادی به منظور دستیابی به طراحی سیستم هزینه-موثر است. از طریق آنالیز اگزرژیواکونومیک، اثربخشی سیستم‌های تبدیل انرژی مختلف، با توجه به هزینه‌های واحد محصولات مقایسه می‌شوند. این مقایسه با قوانین اگزرژی یا اقتصادی به صورت جداگانه امکان پذیر نیست. روش‌های مختلفی برای آنالیز یک سیستم از دیدگاه اگزرژیواکونومیک وجود دارند: مانند تئوری هزینه انرژی، روش هزینه میانگین و هزینه اگزرژی ویژه (SPECO). در این

مطالعه از روش هزینه اگزرژی ویژه برای ارزیابی سیستم مورد بررسی استفاده شده است. این روش شامل

۳ گام می‌شود:

- (۱) تعیین جریان‌های انرژی و اگزرژی در مرزهای اجزای مختلف سیستم.
- (۲) تعیین سوخت و محصول هر یک از اجزای سیستم.
- (۳) و در نهایت نوشتن معادلات بالانس هزینه و معادلات کمکی برای هر یک از اجزای سیستم با توجه به معادله زیر:

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{W,k} = \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{C}_{Q,k} + \dot{Z}_k$$

که  $\dot{C}_j = c_j \dot{E}_j$ ، بنابراین معادله فوق می‌تواند به صورت معادله زیر نیز ارائه شود:

$$\sum_e (c_e \dot{E}x_e)_k + (c_w \dot{W})_k = \sum_i (c_i \dot{E}x_i)_k + (c_q \dot{E}x_q)_k + \dot{Z}_k$$

که  $c_e$ ،  $c_i$ ،  $c_q$  و  $c_w$  هزینه بر واحد اگزرژی را مشخص می‌کنند که واحد آن \$/GJ است،  $\dot{Z}_k$  نرخ هزینه کل مربوط به سرمایه‌گذاری جز  $k$  از سیستم را نشان می‌دهد که متشکل از نرخ هزینه سرمایه‌گذاری ( $\dot{Z}_k^{CI}$ ) و نرخ هزینه تعمیرات و نگهداری ( $\dot{Z}_k^{OM}$ ) مربوط به هر جز می‌شود. برای محاسبه  $\dot{Z}_k$  نیاز است تا برخی پارامترها مانند فاکتور بازگشت سرمایه (CRF)، فاکتور تعمیر و نگهداری ( $\varphi_r$ )، ساعت کارکرد سالانه سیستم (OH) و هزینه خرید تجهیز  $k$  ( $PEC_k$ )، تعریف شوند. در نهایت می‌توان با کمک روابط فوق  $\dot{Z}_k$  را برای تمام اجزای سیکل محاسبه نمود:

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} = \frac{(PEC_k \times CRF \times \varphi_r)}{OH \times 3600}$$

$$CRF = \frac{i(i+1)^n}{(i+1)^n - 1}$$

در ادامه برای ارزیابی عملکرد هر یک از اجزای سیکل از دیدگاه اگزژیواکونومیک نیاز است تا برخی پارامترها که نقش مهمی در آنالیز اگزژیواکونومیک ایفا می‌کنند تعریف شوند. این پارامترها شامل هزینه متوسط بر واحد اگزرژی سوخت و محصول، نرخ هزینه مربوط به تخریب اگزرژی، نرخ هزینه کل، اختلاف هزینه نسبی و فاکتور اگزژیواکونومیک هستند، که به ترتیب در معادلات (۳-۳۴) تا (۳-۳۸) نوشته

شده‌اند (از اتلافات صرف نظر شده است) [۴۳]:

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}x_{F,k}}, \quad c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}x_{P,k}} \quad ۳۴-۳$$

$$\dot{C}_{D,k} = \dot{C}_{F,k} \dot{E}x_{D,k} \quad ۳۵-۳$$

$$\dot{C}_{Tot,k} = \dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k} \quad ۳۶-۳$$

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \quad ۳۷-۳$$

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}} \quad ۳۸-۳$$

در معادله (۳۷-۳)  $r_k$  اختلاف بین هزینه ویژه سوخت و محصول را برای هر جز سیکل نشان می‌دهد که این تفاوت به دلیل وجود نرخ هزینه تخریب اگزرژی ( $\dot{C}_{D,k}$ ) و نرخ هزینه مربوط به سرمایه‌گذاری ( $\dot{Z}_k$ ) است. در معادله (۳۸-۳)، فاکتور اگزرژیواکونومیک ( $f_k$ ) نیز پارامتری است که اهمیت نسبی یک هزینه تجهیز به هزینه تخریب اگزرژی آن را بیان می‌کند [۴۳].

پارامترهای ورودی مربوط به آنالیز اگزرژیواکونومیک در جدول ۳-۶ نمایش داده شده است.

جدول ۳-۶ پارامترهای ورودی مربوط به آنالیز اگزرژیواکونومیک.

| Parameter                                                             | Unit                 | Values | Reference |
|-----------------------------------------------------------------------|----------------------|--------|-----------|
| Interest rate (i)                                                     | %                    | 12.7   |           |
| Plant operational hours (OH)                                          | Hours/year           | 7446   |           |
| Plant total life time (N)                                             | Years                | 25     |           |
| Maintenance factor ( $\phi$ )                                         | %                    | 6      |           |
| Overall heat transfer coefficient of the generator ( $U_{Gen}$ )      | kW/m <sup>2</sup> °C | 1.3    |           |
| Overall heat transfer coefficient of the heat exchanger ( $U_{SHX}$ ) | kW/m <sup>2</sup> °C | 0.8    |           |
| Overall heat transfer coefficient of the absorber ( $U_{Abs}$ )       | kW/m <sup>2</sup> °C | 0.8    |           |
| Overall heat transfer coefficient of the evaporator ( $U_{Evap}$ )    | kW/m <sup>2</sup> °C | 1.1    |           |
| Overall heat transfer coefficient of the condenser ( $U_{Cond}$ )     | kW/m <sup>2</sup> °C | 0.5    |           |

### ۳-۲-۴: ارزیابی اقتصادی

تحقیقات اقتصادی در این پژوهش برای برآورد هزینه مقرون به صرفه برق تولیدی از نیروگاه

خورشیدی مدنظر انجام می‌شود.

در جدول ۷-۳ توابع و داده‌های هزینه برای محاسبه میزان هزینه سرمایه‌گذاری برای اجزای مختلف سیستم مطابق تابع هزینه خرید تجهیزات نشان داده شده است.

جدول ۷-۳ توابع و داده‌های هزینه برای محاسبه میزان هزینه سرمایه‌گذاری برای اجزای مختلف سیستم

| Numb. | Equipment                                 | Purchase equipment cost function (\$)                                  | Reference |
|-------|-------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 1     | PTSC                                      | $PEC_{PTSC} = 230 \times A_{ap,Total}$                                 |           |
| 2     | Heat transfer fluid and hydraulic circuit | $PEC_{Fluid} = 90 \times A_{ap,Total}$                                 |           |
| 3     | Solar Pump                                | $PEC_{SP} = 1120 \times (\dot{W}_{SP})^{0.8}$                          |           |
| 4     | KC Evaporator                             | $PEC_{KCE} = 2143 \times (A_{KCE})^{0.514}$                            |           |
| 5     | KC Condenser                              | $PEC_{KCC} = 2143 \times (A_{KCC})^{0.514}$                            |           |
| 6     | KC Heat Exchanger                         | $PEC_{KCHX} = 130 \times \left(\frac{A_{KCHX}}{0.093}\right)^{0.78}$   |           |
| 7     | KC Separator                              | $PEC_{KCS} = 280 \times (\dot{m}_{in, Sep})^{0.67}$                    |           |
| 8     | KC Turbine                                | $PEC_{KCT} = 4405 \times (\dot{W}_{KCT})^{0.8}$                        |           |
| 9     | KC Pump                                   | $PEC_{KCP} = 1120 \times (\dot{W}_{SP})^{0.8}$                         |           |
| 10    | HP Generator                              | $PEC_{HPG} = 17500 \times \left(\frac{A_{HPG}}{100}\right)^{0.6}$      |           |
| 11    | LP Generator                              | $PEC_{LPG} = 17500 \times \left(\frac{A_{LPG}}{100}\right)^{0.6}$      |           |
| 12    | HT Heat Exchanger                         | $PEC_{HTX} = 12000 \times \left(\frac{A_{HTX}}{100}\right)^{0.6}$      |           |
| 13    | LT Heat Exchanger                         | $PEC_{LTX} = 12000 \times \left(\frac{A_{LTX}}{100}\right)^{0.6}$      |           |
| 14    | ARC Absorber                              | $PEC_{abs} = 16000 \times \left(\frac{A_{abs}}{100}\right)^{0.6}$      |           |
| 15    | ARC Evaporator                            | $PEC_{ARCE} = 16000 \times \left(\frac{A_{ARCE}}{100}\right)^{0.6}$    |           |
| 16    | ARC Condenser                             | $PEC_{ARCC} = 8000 \times \left(\frac{A_{ARCC}}{100}\right)^{0.6}$     |           |
| 17    | ARC Pump                                  | $PEC_{ARCP} = 1120 \times \dot{W}_{ARCP}^{0.8}$                        |           |
| 18    | Throttle Valve                            | $PEC_{Valve} \cong 0$                                                  |           |
| 19    | DWH Heat Exchanger                        | $PEC_{DWHHX} = 130 \times \left(\frac{A_{DWHHX}}{0.093}\right)^{0.78}$ |           |

همچنین در جدول ۸-۳ ثوابت مورد نیاز در توابع محاسبه هزینه سرمایه‌گذاری تجهیزات مطابق معادله

تعادل نرخ جریان هزینه نمایش داده شده است.

جدول ۳-۸ ثوابت مورد نیاز در توابع محاسبه هزینه سرمایه گذاری تجهیزات.

| Equipment          | Cost flow rate balance equation                                                             | Auxiliary equation                                                                                                                          |
|--------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Solar PTC          | $\dot{C}_{15} + \dot{C}_{sun} + \dot{Z}_{PTC} = \dot{C}_{11}$                               | $c_{sun} = 0$                                                                                                                               |
| Solar Pump         | $\dot{C}_{14} + \dot{C}_{W,SP} + \dot{Z}_{SP} = \dot{C}_{15}$                               | $c_{W,SP} = c_{electricity}$                                                                                                                |
| DWH Heat Exchanger | $\dot{C}_{13} + \dot{C}_{34} + \dot{Z}_{DWH} = \dot{C}_{35}$                                | $c_{13} = c_{14}$                                                                                                                           |
| KC Evaporator      | $\dot{C}_{10} + \dot{C}_{11} + \dot{Z}_{KCE} = \dot{C}_1 + \dot{C}_{12}$                    | $c_{11} = c_{12}$                                                                                                                           |
| KC Separator       | $\dot{C}_1 + \dot{Z}_{KCS} = \dot{C}_2 + \dot{C}_3$                                         | $c_2 = c_3$                                                                                                                                 |
| Turbine            | $\dot{C}_2 + \dot{Z}_T = \dot{C}_4 + \dot{C}_{W,T}$                                         | $c_2 = c_4 c_{W,T} = c_{electricity}$                                                                                                       |
| KC Valve           | $\dot{C}_5 + \dot{Z}_{KCV} = \dot{C}_6$                                                     | None                                                                                                                                        |
| KC Mixer           | $\dot{C}_6 + \dot{C}_4 + \dot{Z}_{KCM} = \dot{C}_7$                                         | None                                                                                                                                        |
| KC Condenser       | $\dot{C}_7 + \dot{C}_{42} + \dot{Z}_{KCC} = \dot{C}_8 + \dot{C}_{43}$                       | $c_{42} = 0, c_7 = c_8$                                                                                                                     |
| KC Pump            | $\dot{C}_8 + \dot{C}_{W,KCP} + \dot{Z}_{KCP} = \dot{C}_9$                                   | $c_{W,KCP} = c_{electricity}$                                                                                                               |
| KC Recuperator     | $\dot{C}_9 + \dot{C}_3 + \dot{Z}_{KCR} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{10}$                          | $c_3 = c_5$                                                                                                                                 |
| HP Generator       | $\dot{C}_{12} + \dot{C}_{20} + \dot{Z}_{HPG} = \dot{C}_{21} + \dot{C}_{13} + \dot{C}_{23}$  | $\frac{(\dot{C}_{23} + \dot{C}_{20})}{(\dot{E}_{23} + \dot{E}_{20})} = \frac{(\dot{C}_{21} + \dot{C}_{20})}{(\dot{E}_{21} + \dot{E}_{20})}$ |
| LP Generator       | $\dot{C}_{21} + \dot{C}_{25} + \dot{Z}_{LPG} = \dot{C}_{22} + \dot{C}_{26} + \dot{C}_{27}$  | $\frac{(\dot{C}_{26} + \dot{C}_{25})}{(\dot{E}_{26} + \dot{E}_{25})} = \frac{(\dot{C}_{22} + \dot{C}_{25})}{(\dot{E}_{22} + \dot{E}_{25})}$ |
| HT Heat Exchanger  | $\dot{C}_{19} + \dot{C}_{23} + \dot{Z}_{HTX} = \dot{C}_{20} + \dot{C}_{24}$                 | $c_{23} = c_{24}$                                                                                                                           |
| LT Heat Exchanger  | $\dot{C}_{18} + \dot{C}_{27} + \dot{Z}_{LTX} = \dot{C}_{19} + \dot{C}_{28}$                 | $c_{27} = c_{28}$                                                                                                                           |
| Absorber           | $\dot{C}_{32} + \dot{C}_{29} + \dot{C}_{36} + \dot{Z}_{Abs} = \dot{C}_{17} + \dot{C}_{37}$  | $c_{36} = 0, \frac{(\dot{C}_{32} + \dot{C}_{29})}{(\dot{E}_{32} + \dot{E}_{29})} = \frac{\dot{C}_{17}}{\dot{E}_{17}}$                       |
| ARC Condenser      | $\dot{C}_{26} + \dot{C}_{33} + \dot{C}_{40} + \dot{Z}_{ARCC} = \dot{C}_{30} + \dot{C}_{41}$ | $c_{40} = 0, \frac{(\dot{C}_{26} + \dot{C}_{33})}{(\dot{E}_{26} + \dot{E}_{33})} = \frac{\dot{C}_{30}}{\dot{E}_{30}}$                       |
| ARC Evaporator     | $\dot{C}_{31} + \dot{C}_{38} + \dot{Z}_{ARCE} = \dot{C}_{32} + \dot{C}_{39}$                | $c_{32} = c_{31}$                                                                                                                           |
| ARC Pump           | $\dot{C}_{17} + \dot{C}_{W,ARCP} + \dot{Z}_{ARCP} = \dot{C}_{18}$                           | $c_{W,ARCP} = c_{electricity}$                                                                                                              |
| ARC Valve1         | $\dot{C}_{28} + \dot{Z}_{ARCV1} = \dot{C}_{29}$                                             | None                                                                                                                                        |
| ARC Valve2         | $\dot{C}_{22} + \dot{Z}_{ARCV2} = \dot{C}_{33}$                                             | None                                                                                                                                        |
| ARC Valve3         | $\dot{C}_{24} + \dot{Z}_{ARCV3} = \dot{C}_{25}$                                             | None                                                                                                                                        |

|            |                                                 |      |
|------------|-------------------------------------------------|------|
| ARC Valve4 | $\dot{C}_{30} + \dot{Z}_{ARCV4} = \dot{C}_{31}$ | None |
|------------|-------------------------------------------------|------|

مقادیر مورد نیاز در توابع محاسبه هزینه سرمایه گذاری وسایل در جدول ۳-۹ نشان داده شده است.

جدول ۳-۹ مقادیر مورد نیاز در توابع محاسبه هزینه سرمایه گذاری وسایل.

| Parameter                                 | Value  | Parameter                                   | Value |
|-------------------------------------------|--------|---------------------------------------------|-------|
| Collector width (m)                       | 5      | Absorbent absorbency capability (-)         | 0.96  |
| Collector length (m)                      | 7.8    | Publish coverage capability (-)             | 0.86  |
| Collector radiance (-)                    | 0.935  | Absorb coverage capability (-)              | 0.02  |
| Outer diameter of the receiving tube (m)  | 0.070  | Recipient shadow capability (-)             | 0.974 |
| Inner diameter of the receiving tube (m)  | 0.066  | Twist tracking error (-)                    | 0.994 |
| Outer diameter of the cover (m)           | 0.0115 | Collector geometric accuracy (-)            | 0.98  |
| Inner diameter of the cover (m)           | 0.109  | Direct normal radiation (W/m <sup>2</sup> ) | 850   |
| Coating thickness (m)                     | 0.006  | Number of collectors in each row (-)        | 10    |
| k)-Thermal conductivity of absorbent (W/m | 54     | Number of parallel rows (-)                 | 10    |
| Thermal conductivity of coating (W/m-K)   | 0.78   | Pinch point temperature difference (K)      | 10    |
| Turbine isentropic efficiency (%)         | 85     | Pump isentropic efficiency (%)              | 70    |

برای مبدل های حرارتی هزینه تجهیزات خریداری شده تابعی از سطح انتقال گرما (A) است. انتقال حرارت

در مبدل های حرارتی با استفاده از اختلاف دمای لگاریتمی به شرح زیر مدل سازی می شود:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \quad 39-3$$

که U ضریب انتقال حرارت کلی است و A سطح تبادل حرارت و  $\Delta T_{LMTD}$  میانگین اختلاف دمای متوسط

لگاریتمی بوده که به این شرح است:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_{hotend} - \Delta T_{coldend}}{\ln \frac{\Delta T_{hotend}}{\Delta T_{coldend}}} \quad ۴۰-۳$$

$\Delta T_{hotend}$  و  $\Delta T_{coldend}$  به ترتیب اختلاف دما بین دو جریان در انتهای گرم‌وسرد مبدل حرارتی هستند.

$$Exergy_{eff} = \frac{\dot{E}_{39} - \dot{E}_{38} + \dot{E}_{35} + \dot{W}_{net}}{\dot{E}_{sun}} \quad ۴۱-۳$$

$$Unit_{cost.power} = \frac{\dot{W}_{turbine}}{\dot{W}_{net}} \quad ۴۲-۳$$

$$Unit_{cost.cooling} = \frac{\dot{C}_{39} - \dot{C}_{38}}{\dot{E}_{39} - \dot{E}_{38}} \quad ۴۳-۳$$

$$Unit_{cost.heating} = \frac{\dot{C}_{35}}{\dot{E}_{35}} \quad ۴۴-۳$$

$$Unit_{cost.all\ product} = \frac{\dot{W}_{turbine} + \dot{C}_{39} - \dot{C}_{38} + \dot{C}_{35}}{\dot{W}_{net} + \dot{E}_{39} - \dot{E}_{38} + \dot{E}_{35}} \quad ۴۵-۳$$

در بخش سیکل کالینا مشخصات ترمودینامیکی نظیر فشار، دما، نرخ جریان جرمی و ... در شکل

۱۰-۳ نشان داده شده است.

جدول ۱۰-۳ مشخصات ترمودینامیکی سیکل کالینا

| steram | P  | T     | X   | $\dot{m}$ |
|--------|----|-------|-----|-----------|
| 1      | 15 | 381.2 | 0.6 | 0.3       |

|    |       |       |        |        |
|----|-------|-------|--------|--------|
| 2  | 15    | 381.2 | 0.9414 | 0.1238 |
| 3  | 15    | 381.2 | 0.36   | 0.1762 |
| 4  | 6.606 | 349.9 | 0.9414 | 0.1238 |
| 5  | 15    | 315.1 | 0.36   | 0.1762 |
| 6  | 15    | 315.1 | 0.36   | 0.1762 |
| 7  | 6.606 | 342.1 | 0.6    | 0.3    |
| 8  | 6.606 | 308.2 | 0.6    | 0.3    |
| 9  | 15    | 308.3 | 0.6    | 0.3    |
| 10 | 15    | 339.6 | 0.6    | 0.3    |



## فصل ۴

### نتایج و بحث

## ۴-۱ مقدمه

کلیه معادلات پایداری جرم و انرژی و روابط برگشتناپذیری، همچنین روابط مربوط به تحلیل اگزرجواکونومیک در اجزای مختلف سیکل، به وسیله نرم افزار EES شبیه سازی شده است. این نرم افزار شامل یک زیرمجموعه از خواص سیالات متفاوت در قسمت های مختلف می باشد؛ که برای شبیه سازی سیکل مورد نظر سودمند خواهد بود.

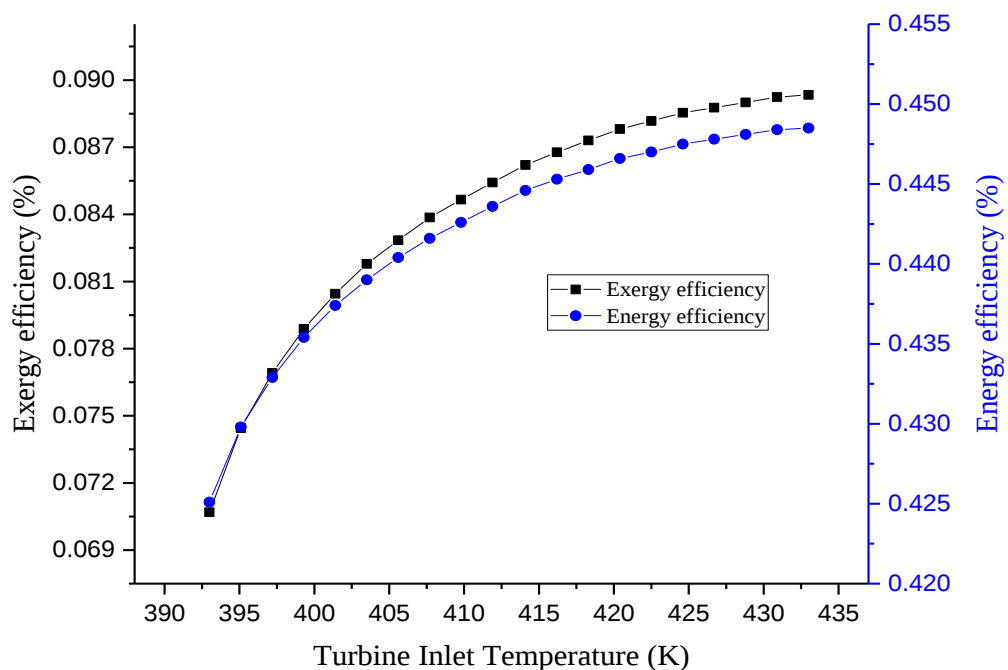
نتایج شبیه سازی شده به شرح ذیل می باشد :

در این بخش به انجام آنالیز حساسیت و ارائه نتایج حاصل از آن پرداخته شده است. آنالیز حساسیت ابزاری برای مشخص نمودن نحوه تغییرات پارامترهای اساسی عملکردی یک سیستم نسبت به تغییر در محدوده مجاز پارامترهای ورودی که در دست بهره بردار می باشد، است. این کار منجر به ایجاد یک دید مناسب برای بهره برداران و تصمیم گیرندگان مرتبط با عملکرد سیستم می شود که میزان و چگونگی تغییرات پارامترهای اساسی سیستم تحت تاثیر متغیرهای ورودی را درک خواهند کرد و متعاقباً می توانند تصمیمات بهتر و مناسب تری را در مواقع ضروری اتخاذ نمایند.

در شکل ۴-۱ که مربوط به اثر تغییرات دمای ورودی توربین بر بازده انرژی و اگزرجی سیستم است، مشهود است که با افزایش دمای ورودی توربین، بازده انرژی و اگزرجی هر دو افزایش می یابند. دلیل این اتفاق این است که با افزایش دمای ورودی توربین، اختلاف آنتالپی ورودی و خروجی توربین افزایش یافته و به دنبال آن میزان توان خروجی خالص افزایش می یابد که در نتیجه بازده های انرژی و اگزرجی نیز افزایش می یابند.

لذا با توجه به شکل ۴-۱، روشن است که بیشترین بازدهی اگزرجی که همان حداکثر کار قابل استحصال از سیستم است، در بیشترین دمای ورودی توربین یعنی ۴۳۳ کلوین اتفاق می افتد که این مقدار برای سیستم ارائه شده، حدود ۸/۹٪ است و بیشترین بازدهی انرژی که در همین دما قابل دستیابی است، برابر

۴۴/۸۵٪ خواهد بود. این کاملاً مشهود است که دمای ورودی توربین با بازدهی قانون دوم سیستم، دارای یک رابطه مستقیم هستند و عموماً از بازدهی قانون اول توربین بالاتر خواهد بود، زیرا هنگامی که دمای ورودی توربین افزایش می‌یابد، طبیعتاً دمای خروجی از توربین نیز بالا بوده و هرچند که کیفیت آن پایین است اما دمای بالای آن منجر به کاهش بازدهی قانون اول خواهد شد.

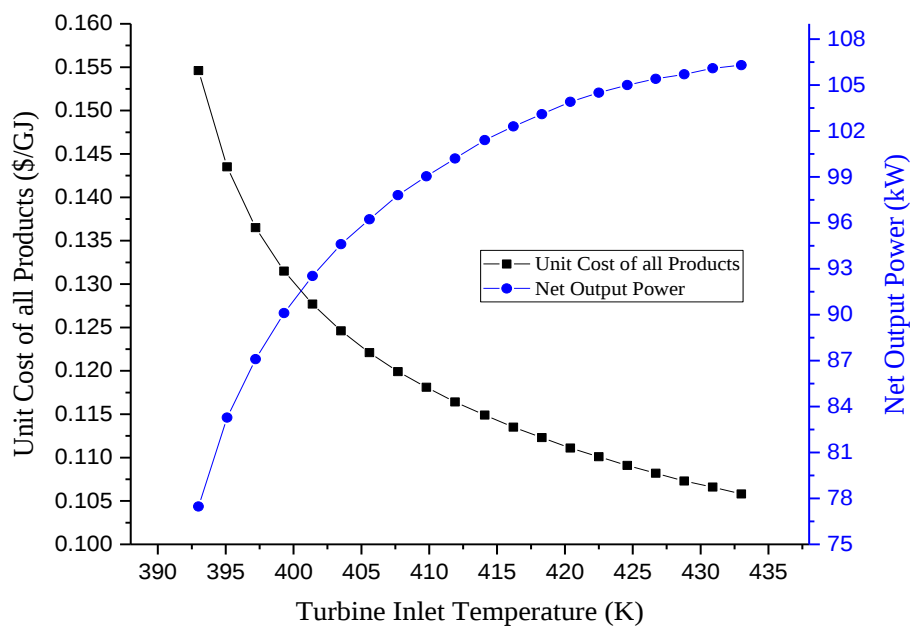


شکل ۴-۱: نمودار تغییرات بازده اگزرژی و انرژی بر حسب تغییرات دمای ورودی توربین.

در شکل ۴-۲ تغییرات هزینه واحد کلیه محصولات و فرآورده ها و توان خروجی خالص بر حسب دمای ورودی توربین نشان داده شده است. در این شکل محدوده تغییرات دما بین ۳۹۳ تا ۴۳۳ کلوین است که مشاهده می‌شود هر چه دمای ورودی توربین افزایش یابد، توان خروجی خالص بیشتری از سیستم حاصل می‌شود. این به دلیل افزایش نسبت دبی جرمی جریان ۲ (بخار غلیظ آب-آمونیاک) به جریان ۳ (مخلوط رقیق آب-آمونیاک) که خروجی‌های جداکننده هستند، می‌باشد و بالتبع دبی جریان بیشتر با دمای بالاتر، توان خروجی بیشتری از توربین را بدست می‌دهد. از طرفی توان مصرفی پمپ در

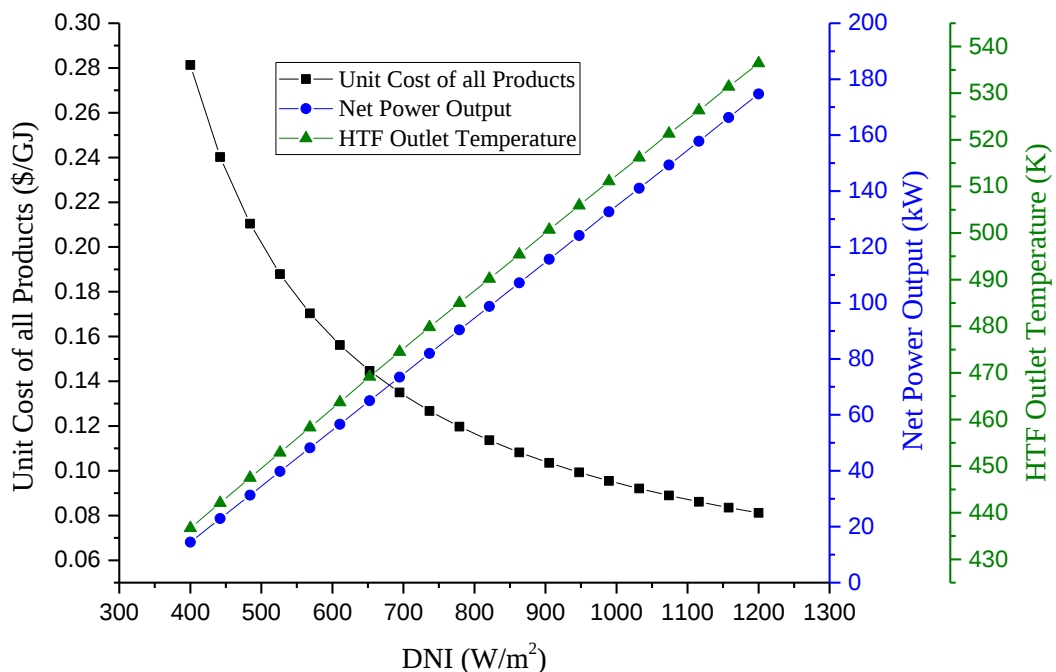
سیکل کالینا نیز با افزایش دمای ورودی توربین، به دلیل کاهش دبی جرمی سیال در این سیکل، کاهش می‌یابد. علاوه بر این افزایش دمای ورودی توربین، منجر به دلیل افزایش اختلاف آنتالپی در توربین و افزایش توان خروجی توربین می‌شود.

مطابق شکل ۴-۲ می‌توان هزینه واحد کل محصولات را به حداقل مقدار خود رساند. بر این اساس که افزایش دمای ورودی توربین منجر به کاهش نرخ هزینه کل محصولات تولید شده در سیستم، یعنی توان، سرمایه‌ش و گرمایش، و بالطبع (طبیعتاً) کاهش هزینه واحد کل محصولات سیستم می‌شود. از شکل ۴-۲ کاملاً مشهود است که با افزایش دمای ورودی توربین افزایش کار خالص خروجی را شاهد خواهیم بود، و بالتبع (در نتیجه) هزینه واحد سرمایه‌ش و گرمایش و هزینه تولید توان کاهش خواهد یافت. لذا قالباً در سیکل رانکین بنا بر این است که دمای ورودی به توربین تا حد امکان بالا در نظر گرفته شود و برای این منظور عموماً در سیکل کالینا از گرمکن‌هایی در مسیر استفاده می‌شود که منجر به افزایش دمای ورودی به توربین خواهد شد.



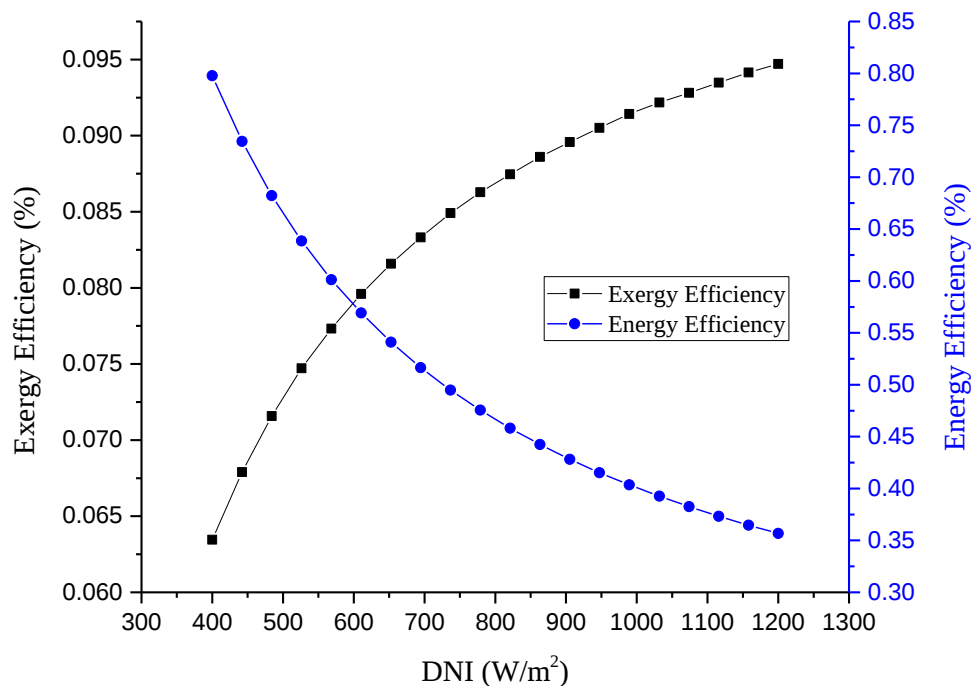
شکل ۴-۲: نمودار تغییرات هزینه واحد کل محصولات و توان خروجی خالص برحسب تغییرات دمای ورودی توربین.

شکل ۳-۴ تغییرات توان خالص خروجی، هزینه واحد کل محصولات و دمای خروجی سیال انتقال حرارت (HTF) را نسبت به تغییرات تابش نرمال مستقیم ارائه می‌دهد. همانطور که انتظار می‌رفت، افزایش DNI تأثیر مثبت قابل توجهی بر دمای سیال انتقال حرارت خروجی از سیکل کلکتور خورشیدی خطی سهموی (PTSC) و در نتیجه‌ی آن، توان خروجی خالص سیستم دارد. افزایش DNI از ۴۰۰ به ۱۲۰۰  $W / m^2$  منجر به افزایش قابل توجهی در توان خروجی توربین از حدود ۱۴/۵ تا ۱۷۴/۸ کیلووات می‌شود. واضح است که چنین افزایشی در توان خروجی باعث افزایش اندازه و هزینه اجزای سیستم بخصوص توربین می‌شود. با این حال، شکل ۳-۴ نشان می‌دهد که افزایش DNI منجر به کاهش هزینه واحد کل محصولات سیستم می‌شود، و این بدان معناست که افزایش "خالص بر افزایش اجزای سیستم" مسلط است. مطابق این شکل، روشن است که با افزایش DNI از ۴۰۰ به ۱۲۰۰  $W / m^2$ ، هزینه واحد کل محصولات از ۰/۲۸۱۳ به ۰/۰۸۱۳ دلار بر گیگاژول کاهش می‌یابد.



شکل ۳-۴: نمودار تغییرات توان خالص خروجی، هزینه واحد کل محصولات و دمای خروجی سیال انتقال حرارت برحسب

تغییرات تابش نرمال مستقیم.

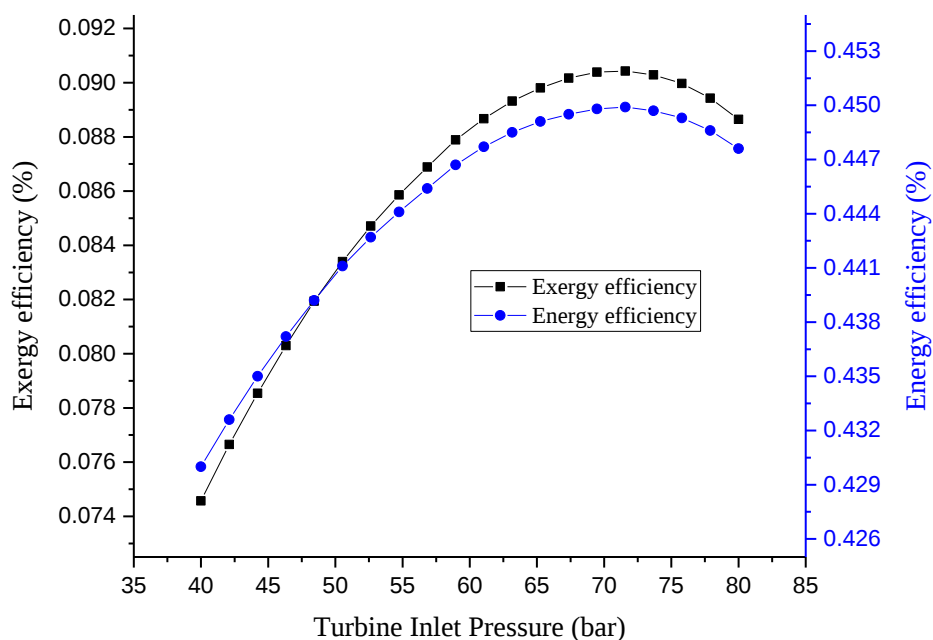


شکل ۴-۴: نمودار تغییرات بازده انرژی و بازده انرژی بر حسب تغییرات تابش نرمال مستقیم.

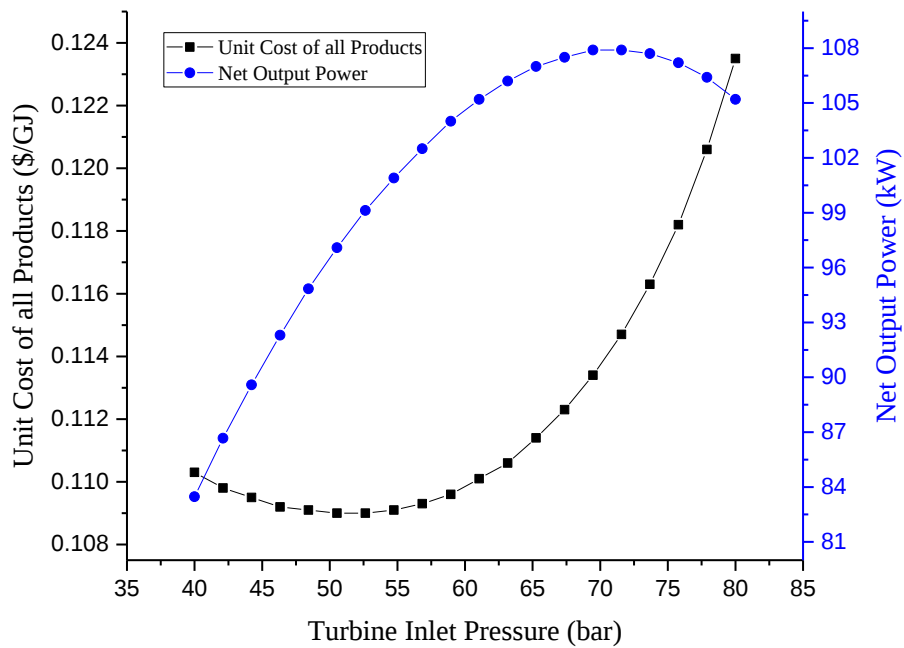
همانطور که در شکل ۴-۴ نشان داده شده است با افزایش میزان تابش بازده انرژی سیستم افزایش می یابد ولی بازده انرژی کاهش می یابد.

در شکل ۵-۴ تغییرات بازده انرژی و انرژی سیستم پیشنهادی نسبت به تغییرات فشار ورودی توربین دیده می شود. همانطور که در شکل نشان داده شده است، با ثابت بودن دمای ورودی به توربین، در یک دمای معین، افزایش فشار ورودی توربین منجر به افزایش توان خروجی خالص می شود که در نتیجه آن بازده های انرژی و انرژی سیستم نیز افزایش می یابد. این شکل نشان می دهد که وقتی  $P_1$  بالا می رود به چه میزان می توان قدرت و کارایی را به دست آورد. این افزایش توان خروجی خالص در شکل ۶-۴ نیز نشان داده شده است. همچنین با افزایش فشار ورودی هزینه نیز افزایش می یابد.

با توجه به شکل ۴-۵ در ابتدا با افزایش فشار ورودی توربین کار خالص روند صعودی به خود می‌گیرد و حداکثر کار خالص خروجی در سیکل فوق، در فشار ورودی در حدود ۷۰ بار توربین اتفاق می‌افتد که در حدود ۱۰۷/۹ کیلووات می‌باشد. از آن پس با افزایش فشار ورودی توربین کار خالص روند نزولی به خود می‌گیرد؛ زیرا از آن جا به بعد کاهش کار خالص خروجی نسبت به افزایش آن به واسطه افزایش فشار ورودی به توربین، پیشی می‌گیرد، لذا شیب نمودار روندی نزولی به خود می‌گیرد. ضمناً حداکثر کار خالص را در فشار حدود ۷۰ بار ورودی توربین شاهد بودیم، در همان شکل نیز که نمودار بازدهی انرژی را نشان می‌دهد، در همان فشار ورودی ۷۰ بار، بازدهی انرژی در ماکزیمم مقدار خود در حدود ۹۰/۴٪ به دست آمده است.



شکل ۴-۵: نمودار تغییرات بازده انرژی و بازدهی بر حسب تغییرات فشار ورودی توربین.

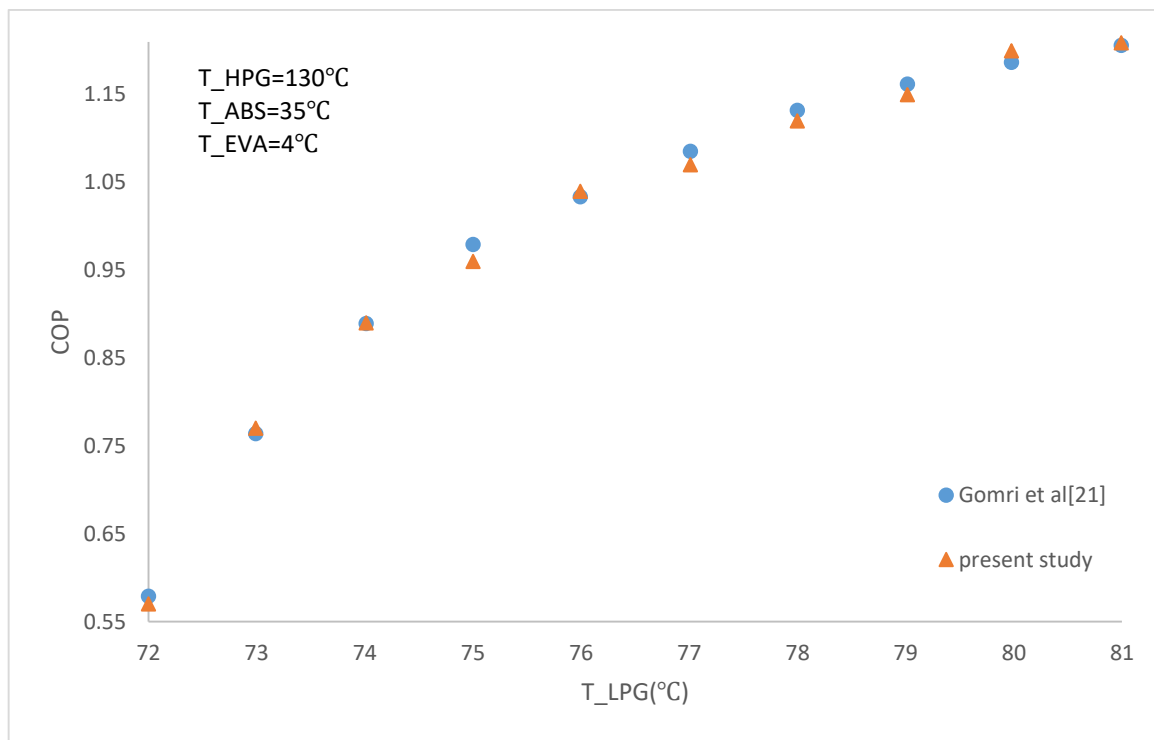


شکل ۴-۶: نمودار تغییرات هزینه واحد کل محصولات و توان خروجی خالص برحسب تغییرات فشار ورودی توربین.

همچنین نمودار ۴-۷ برای اعتبارسنجی سیستم تبرید به کار رفته در این پژوهش می باشد.

همانطور که در شکل ۴-۷ نشان داده شده است سیستم تبرید مورد مطالعه در این پژوهش با سیستم

تبرید به کار رفته در تحقیق قمری و همکاران با دقت بالایی تطابق دارد.



شکل ۴-۷: نمودار تبرید جذبی

## ۴-۲ سیستم سیکل کالینا-۳۴

### ۴-۲-۱ آمونیاک-آب

بازدهی قانون دوم ترمودینامیک طبق کیفیت مخلوط آمونیاک-آب (۸۰-۲۰) در دمای منبع حرارت ۲۰۰ درجه سانتیگراد قابل بررسی است. نتایج نشان می‌دهد که راندمان قانون دوم با افزایش کیفیت بخار به دلیل اختلاف آنتالپی بزرگتر در توربین افزایش می‌یابد. بهینه مطلوب از ۳۰/۴٪ بازدهی قانون دوم در کسر بخار ۰/۹۴ بدست می‌آید. از نظر کیفیت بخار بالاتر راندمان قانون دوم کاهش می‌یابد.

کیفیت بخار در خروجی تبخیرکننده بر سرعت جریان جرم مایع جدا شده تأثیر می‌گذارد. این جریان مایع به عنوان منبع گرما در مبدل حرارتی دما بالا عمل می‌کند. خصوصیات بخار بزرگتر در

خروجی اواپراتور پایین تر وظیفه حرارتی مبدل حرارتی دما بالا است. برای اطمینان از بازیابی حرارت داخلی به عنوان یکی از ویژگی های اصلی سیستم کالینا ۳۴، کیفیت بخار در خروجی اواپراتور برابر ۰/۹ است. راندمان قانون دوم به عنوان عملکرد کسر جرمی آمونیاک در مخلوط سیال عامل قابل بررسی است. لازم به ذکر است که آمونیاک خالص (۰-۱۰۰) و آب خالص (۰-۱۰۰) قادر به تحقق همه شرایط مرزی نیستند. نقطه پینچ در مبدل حرارتی دما پایین کمتر از ۱۰ K است.

برای دماهای منبع حرارت پایین ترکیبات مخلوط با کسر جرم آمونیاک بالا کارآمد هستند. برای دمای منبع حرارت بالا، مخلوط هایی با کسر جرمی آمونیاک کم، عملکرد بهتری دارند. با افزایش دمای منبع گرما، راندمان قانون دوم مخلوط های جرمی کم آمونیاک به میزان قابل توجهی افزایش می یابد. برای ۲۰۰ درجه سانتیگراد آمونیاک-آب ۱۰-۹۰ دارای بازده ۲۴/۱٪ است، در حالی که برای ۴۰۰ درجه سانتیگراد به ۳۲/۶٪ می رسد. کسر جرم آمونیاک بالاتر، کمتر از افزایش بهره وری قانون دوم با دمای منبع حرارت است. برای کسری از جرم آمونیاک بالا، مانند ۹۰-۱۰، حتی کاهش وجود دارد. برگشت ناپذیری کل فرآیند به عنوان شاخص تخریب انرژی محاسبه می شود. تجزیه و تحلیل غیرقابل برگشت بودن در اجزای مختلف نشان می دهد که ضررهای ناشی از انرژی تولید شده در پمپ، مبدل حرارتی دما بالا و دریچه گاز، بخش کمی از برگشت ناپذیری کل سیستم است. برگشت ناپذیری در کندانسور، اواپراتور و توربین بسیار کمتر از برگشت پذیری کل است. از بین رفتن انرژی در کندانسور برای جرم های کم جرم آمونیاک و دمای منبع حرارت تا ۳۰۰ درجه سانتیگراد قابل توجه است. نسبت کل برگشت ناپذیری بیش از ۳۰٪ است. برای کسری جرمی کم آمونیاک، برگشت ناپذیری در کندانسور با افزایش کسر جرم افزایش می یابد و برای آمونیاک-آب (۷۰-۳۰) تا دمای منبع حرارت ۲۸۵ درجه به حداکثر خود می رسد. حداکثر بالاتر از ۳۰۰ درجه سانتیگراد برای آمونیاک-آب (۴۰-۶۰) یافت می شود. برای کسر جرمی بالاتر آمونیاک، برگشت ناپذیری کاهش می یابد. از آنجا که نقطه پینچ ۱۰ K برای کلیه کسرهای جرم آمونیاک و دمای منبع حرارت برآورده می شود، این رفتار با سازگاری

بهتر با مشخصات دما از مخزن گرما با افزایش کسر جرم آمونیاک به دلیل سرخوردن دما توضیح داده می‌شود. برای کسری انبوه آمونیاک بالا، برگشت‌ناپذیری اواپراتور قابل توجه است. نسبت برگشت‌ناپذیری کل از ۳۰٪ بزرگتر است و با افزایش دمای منبع حرارت تا ۶۰٪ به دلیل محدودیت فشار بالا افزایش می‌یابد. به همین دلیل، کسر جرم بهینه آمونیاک با دمای منبع حرارت متفاوت است. در دمای حداکثر ۲۵۰ درجه سانتیگراد کسری جرم آمونیاک ۰/۸ حداکثر بازده قانون دوم را ارائه می‌دهد. از ۲۷۵ درجه سانتیگراد تا ۳۵۰ درجه سانتیگراد کسر جرم آمونیاک مطلوب ۰/۷ است. در دمای منبع حرارت ۳۷۵ درجه سانتیگراد و ۴۰۰ درجه سانتیگراد ترکیب بهینه مخلوط آمونیاک-آب (۱۰-۹۰) است. به طور کلی، در محدوده دمای در نظر گرفته شده حداقل یک ترکیب آمونیاک-آب بازده قانون دوم را ارائه می‌دهد.

بیش از ۳۰٪ به طور خلاصه، می‌توان دریافت که سازگاری سیستم سیکل کالینا ۳۴ با آمونیاک-آب به عنوان سیال کاری با دمای منبع بالاتر حرارت با سطح فشار بالاتر محدود شده است. در این حالت توسط دومین قانون راندمان ۳۲/۶٪ (آمونیاک-آب (۱۰-۹۰)) در دمای منبع حرارتی ۴۰۰ درجه سانتیگراد است. به همین دلیل، سیالات کاری جدید برای سیکل کالینا در نظر گرفته شده است.

## ۴-۲-۲ اعتبارسنجی تحلیل حرارتی کلکتورهای سهموی خطی

به منظور بررسی صحت مدل شبیه‌سازی کاربردی برای کلکتورهای سهموی، از نتایج آزمایش‌های تجربی انجام شده در آزمایشگاه ملی ساندیا<sup>۱</sup> (SNL) استفاده می‌شود. در این آزمایشگاه برای بررسی تأثیر شرایط مختلف بر عملکرد کلکتور سهموی خطی، ماژول کوچکی از LS-2 از پلتفرم دوار را آزمایش کرده است. Syltherm-800، به عنوان سیال ناقل حرارت (روغن) در طول آزمایش‌ها انتخاب شده است تا عملکرد کلکتور را در دماهای مختلف تجزیه و تحلیل کند.

## ۴-۲-۳ تایید مدل ترمودینامیکی سیکل کالینا

برای اعتبار سنجی مدل توسعه یافته برای آنالیز ترمودینامیکی سیکل کالینا ۳۴ از نتایج داده شده استفاده شده است. برای این شرایط عملیاتی، مقادیر دما، فشار، غلظت آمونیاک و سرعت جریان جرمی در نقاط حالت چرخه در جدول ۴-۱ آورده شده است که در ادامه قابل مشاهده است. جدول نتایج حاصل از این کار را با نتایج قبلاً گزارش شده، مقایسه می‌کند، داده‌ها را نشان می‌دهد و توافق خوبی بین آنها وجود دارد. برای بررسی تأثیر پارامترهای عملیاتی اصلی هر دو زیر سیستم خورشیدی و سیکل کالینا بر عملکرد سیستم، یک مطالعه پارامتری انجام شده است. تأثیر پارامترهای مهم شامل تعداد کلکتور در ردیف ( $N_{perrow}$ )، تعداد ردیف‌های موازی ( $N_{parallel}$ )، تابش نرمال مستقیم<sup>۱</sup> ( $D.N.I.$ )، فشار ورودی توربین ( $P_1$ )، کسر جرم آمونیاک ( $X_1$ ) و دمای محیط ( $T_0$ ) به عنوان متغیرهای طراحی بررسی شده است. چنین طراحی ترمودینامیکی و اقتصادی برای طراحی نسل‌های جدید کارآمد و مقرون به صرفه از این نوع نیروگاه‌ها ضروری است. با توجه به وسعت طرح و عملکرد اقتصادی و امکان سنجی آن، تعداد گردآورنده‌هایی که در دمای خروجی و سرعت جریان انبوه تأثیر می‌گذارند، مهمترین پارامتر است.

نتایج نشان می‌دهد افزایش تعداد کلکتورهای موجود در هر ردیف، منجر به افزایش دمای خروجی سیال ناقل حرارت و انرژی حرارتی جذب شده توسط خورشید می‌شود. با توجه به افزایش تعداد کلکتورها از ۴ به ۲۰ در هر ردیف، دمای خروجی از کلکتورهای خورشیدی از حدود ۱۸۰ درجه سانتیگراد به ۳۸۰ درجه سانتیگراد (که تقریباً بالاترین درجه حرارت قابل دستیابی با کلکتورهای سهموی خطی است) افزایش می‌یابد. همچنین این رقم نشان می‌دهد که وقتی تعداد کلکتورها در هر ردیف از ۴ به ۲۰ افزایش می‌یابد، انرژی حرارتی ورودی از حدود ۱۳۰۰ کیلووات به ۶۴۸۰ کیلووات افزایش می‌یابد. همچنین این افزایش تعداد، باعث افزایش چشمگیر توان خروجی خالص در شبکه از

---

<sup>1</sup>Direct Normal Irradiance

۱۱۵ کیلووات به حدود ۸۶۰ کیلووات می‌شود. افزایش تعداد کلکتورها در هر ردیف، هزینه جهت سرمایه گذاری میدان خورشیدی را افزایش می‌دهد. این در شرایطی است که با افزایش تعداد کلکتورها در هر ردیف، قدرت خالص خروجی نیز افزایش می‌یابد.

افزایش تعداد ردیف‌های موازی باعث افزایش جرم سیال ناقل حرارت می‌شود. در بررسی نرخ جریان جرم خروجی از کلکتورها به این نتیجه رسیدیم که وقتی  $N_{parallel}$  از ۴ به ۲۰ افزایش می‌یابد، سرعت جرم سیال ناقل حرارت از حدود ۲/۶ کیلوگرم در ثانیه به ۱۳/۳ کیلوگرم در ثانیه افزایش می‌یابد. هنگامی که  $N_{parallel}$  از ۴ به ۲۰ افزایش می‌یابد، توان خروجی خالص با مقدار قابل توجهی (از حدود ۱۵۰ کیلووات به ۷۶۰ کیلووات) افزایش می‌یابد.

همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش  $N_{parallel}$  از ۴ به ۲۰، LCOE را می‌توان از حدود ۰/۳۴ به ۰/۱۷ \$/kWh کاهش داد. برای دمای ورودی توربین معین، افزایش فشار ورودی توربین منجر به افزایش توان خروجی خالص می‌شود و در نتیجه بازدهی حرارتی و اگزرژی نیروگاه نیز افزایش می‌یابد. هنگامی که  $P_1$  از ۸۰ به ۱۶۰ بار افزایش می‌یابد، بهبود کارایی قابل توجهی حاصل می‌شود، زیرا راندمان حرارتی و اگزرژی نیروگاه، ۱۲/۷ درصد (از ۱۱/۱ درصد به ۱۲/۷ درصد) و ۱۳/۹ درصد (از ۱۲/۲ درصد) افزایش می‌یابد. مقدار زیادی انرژی و اگزرژی در میدان خورشیدی از بین می‌رود زیرا حداکثر مقادیر  $\eta_{th}$  (بازدهی قانون اول) و  $\eta_{ex}$  (بازدهی قانون دوم) در حدود ۲۵/۰ و ۶۳/۹ درصد برای سیکل کالینا و ۱۲/۷ و ۱۳/۹ درصد برای نیروگاه کلی است. تفاوت بین  $\eta_{th}$  و  $\eta_{ex}$  از سیکل و همچنین یک راندمان اگزرژی بالای سیکل به این دلیل است که این سیکل از قابلیت دست دادن انرژی قابل توجهی برخوردار است. با این حال، از دست دادن اگزرژی بسیار کم است زیرا انرژی از دست رفته از کیفیت بسیار کمی برخوردار است.

از آن‌جا که حرارت هدررفت صنعتی به طور عمده توسط هوا استخراج می‌شود، هوا به عنوان منبع حرارت اتلافی استفاده می‌شود. علاوه بر این، هوا نیز به عنوان محیط خنک‌کننده در کندانسور فرض

می‌شود. در پژوهش‌ها معمولاً، نقطه پینچ به 10 K تنظیم شده است. برای اواپراتور یک نقطه پینچ پایین‌تر از 7.5 K به دلیل ملاحظات حرارتی اقتصادی انتخاب شده است. هبرل<sup>۱</sup> و بروگمان<sup>۲</sup> بررسی کردند که نقطه پینچ اواپراتور نسبت به کندانسور، نسبت به راندمان قیمت ماژول سیکل رانکین کمتر است. راندمان آیزنتروپیک پمپ، توربین و ژنراتور نیز با توجه به نتایج هبرل و بروگمان انتخاب می‌شوند. دامنه دما از منبع گرما مطابق با کامپانا و همکاران فرض شده است. برای اطمینان از مقایسه منطقی چرخه‌های مختلف و سیال عامل، دمای خروجی منبع گرما و سینک مشخص شده و محدوده فشار کارکرد بر حسب درصد فشار بحرانی انتخاب می‌شود. میزان جرم جریان خنک کننده و سیال عامل و فشار سیال عامل به منظور تحقق شرایط مرزی توصیف شده و تعادل انرژی اساسی محاسبه می‌شود.

علاوه بر این، برای محاسبه خواص سیال، معادلات مربوط به حالت لازم است. برای هوا، مخلوط آمونیاک-آب و سیال عامل سیکل رانکین آلی معادله حالت پنگ<sup>۳</sup>-رایینسون<sup>۴</sup>-بوستون<sup>۵</sup>-ماتياس<sup>۶</sup> استفاده می‌شود. برای الکل-آب، مخلوط الکل-الکل و الکل‌های خالص مدل N.R.T.L. در شبیه‌سازی‌ها اجرا شده است. علاوه بر این، مدل سیکل کالینا ۳۴ در اسپن<sup>۷</sup> با نتایج شبیه‌سازی اگریسک<sup>۸</sup> اعتبار می‌یابد. نتایج اعتبارسنجی در جدول ۴-۱ نشان داده شده است. انحراف نسبی متوسط ۰/۶ درصد است. حداکثر انحراف نسبی در کسر جرم آمونیاک ظاهر می‌شود و در ورودی شیر دریچه گاز به ۲/۰ درصد می‌رسد. انحراف در بخش جرم آمونیاک به معادله حالت مورد استفاده برای محاسبه مخلوط آمونیاک-آب اختصاص یافته است. برای سیکل کالینا ۳۴ سرخوردگی دما در تغییر فاز یک مخلوط باعث بهبود

---

Hebrell

Brogmann

<sup>3</sup>Peng

Robinson

<sup>5</sup>Boston

<sup>6</sup>Matias

<sup>7</sup>Aspen

<sup>8</sup>Ogriseck

مطابقت دما با منبع گرما یا سینک می‌شود و در نتیجه تلفات انرژی را در مبدل‌های حرارتی کاهش می‌دهد. نتایج آنالیز اقتصادی انجام شده برای سیستم به تفکیک اجزا در جدول ۴-۲ نشان داده شده است.

جدول ۴-۱ نتایج اعتبارسنجی انجام شده برای سیستم به تفکیک اجزا

| Component | $\dot{E}_f$ | $\dot{E}_p$ | $\dot{E}_d$ | $\dot{E}_L$ | E     |
|-----------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------|
| KC_EVA    | 279.6       | 185.7       | 93.9        | 0           | 66.41 |
| SEP       | 12539       | 12539       | 0           | 0           | 1     |
| TUR       | 125         | 108.7       | 16.22       | 0           | 87.02 |
| KC_CON    | 49.64       | 5.456       | 44.18       | 0           | 10.99 |
| KC_HEX    | 23.05       | 10.56       | 12.4        | 0           | 46.22 |
| KC_P      | 6.2         | 4.452       | 1.814       | 0           | 71.05 |
| HPG       | 15.18       | 12.32       | 2.852       | 0           | 81.21 |
| LPG       | 5.937       | 5.72        | 0.2186      | 0           | 96.35 |
| HTHEX     | 7.518       | 5.87        | 1.738       | 0           | 76.89 |
| LTHEX     | 2.114       | 1.303       | 0.811       | 0           | 61.63 |
| Pump      | 0.01707     | 0.00049     | 0.01657     | 0           | 2.917 |
| EVA_ASSEM | 9.56        | 2.916       | 5.707       | 0.9369      | 30.5  |
| SC_P      | 6.009       | 1.224       | 4.764       | 0           | 20.71 |
| PTSC      | 1543        | 391.7       | 1152        | 0           | 25.38 |
| DWH       | 98.24       | 29.01       | 69.23       | 0           | 29.53 |

جدول ۴-۲ نتایج آنالیز اقتصادی انجام شده برای سیستم به تفکیک اجزا

| Component | $\dot{Z}$ | $\dot{C}_d$ | $\dot{C}_l$ | $\dot{Z} + \dot{C}_d + \dot{C}_l$ | $c_f$ | $c_p$ | $f$      | $r$      |
|-----------|-----------|-------------|-------------|-----------------------------------|-------|-------|----------|----------|
| KC_EVA    | 1.392     | 3.274       | 0           | 4.666                             | 9.685 | 11.74 | 21.21838 | 29.83283 |
| SEP       | 0.04409   | 0           | 0           | 0.04409                           | 18.08 | 18.08 | 0        | 100      |
| TUR       | 10.51     | 1.056       | 0           | 11.566                            | 18.08 | 47.43 | 162.3341 | 90.86979 |

|           |          |          |       |          |       |       |          |          |
|-----------|----------|----------|-------|----------|-------|-------|----------|----------|
| KC_CON    | 2.525    | 2.876    | 0     | 5.401    | 18.08 | 293.1 | 1521.128 | 46.7506  |
| KC_HEX    | 1.899    | 0.8069   | 0     | 2.7059   | 18.08 | 88.63 | 390.2102 | 70.17998 |
| KC_P      | 0.5004   | 0.311    | 0     | 0.8114   | 47.63 | 98.25 | 106.2776 | 61.67119 |
| HPG       | 0.04     | 0.09942  | 0     | 0.13942  | 9.685 | 12.83 | 32.4729  | 28.69029 |
| LPG       | 0.077    | 0.027    | 0     | 0.104    | 35.83 | 40.95 | 14.2897  | 74.03846 |
| HTHEX     | 0.027    | 0.2055   | 0     | 0.2325   | 32.85 | 44.06 | 34.12481 | 11.6129  |
| LTHEX     | 0.1091   | 0.09741  | 0     | 0.20651  | 33.36 | 77.39 | 131.9844 | 52.83037 |
| Pump      | 0.003691 | 0.002841 | 0     | 0.006532 | 47.63 | 3692  | 7651.417 | 56.50643 |
| EVA_ASSEM | 2.962    | 0.4368   | 1.816 | 5.2148   | 21.26 | 173   | 713.7347 | 56.79988 |
| SC_P      | 0.4942   | 0.8169   | 0     | 1.3111   | 47.63 | 340.3 | 614.4657 | 37.69354 |
| PTSC      | 12.18    | 0        | 0     | 12.18    | 0     | 8.634 | Inf      | 100      |
| DWH       | 0.08998  | 2.414    | 0     | 2.50398  | 9.685 | 33.66 | 247.5478 | 3.593479 |

جدول ۳-۴ نتایج آنالیز کلی سیستم

| state | T(K)  | P(bar) | m(kg/s) | H     | S      | ex_ph | ex_ch | E     | x    |
|-------|-------|--------|---------|-------|--------|-------|-------|-------|------|
| 1     | 423.2 | 50     | 0.769   | 1237  | 3.672  | 423.2 | 15883 | 12539 | 0.8  |
| 2     | 423.2 | 50     | 0.5386  | 1564  | 4.441  | 551.3 | 18607 | 10319 | 0.93 |
| 3     | 423.2 | 50     | 0.2304  | 472.4 | 1.875  | 123.8 | 9515  | 2220  | 0.47 |
| 4     | 353.6 | 10.88  | 0.5386  | 1362  | 4.542  | 319.3 | 18607 | 10194 | 0.93 |
| 5     | 310.5 | 50     | 0.2304  | -68.4 | 0.3969 | 23.73 | 9515  | 2197  | 0.47 |
| 6     | 310.5 | 50     | 0.2304  | -68.4 | 0.3969 | 23.73 | 9515  | 2197  | 0.47 |
| 7     | 344.6 | 10.88  | 0.769   | 933.7 | 3.314  | 226.7 | 15883 | 12388 | 0.8  |
| 8     | 308.2 | 10.88  | 0.769   | 23.73 | 0.478  | 162.1 | 15883 | 12338 | 0.8  |
| 9     | 309.4 | 50     | 0.769   | 31.88 | 0.486  | 167.9 | 15883 | 12343 | 0.8  |
| 10    | 342.9 | 50     | 0.769   | 193.9 | 0.9829 | 181.8 | 15883 | 12353 | 0.8  |
| 11    | 493.8 | 11     | 6       | 450.8 | 1.277  | 82.12 | -     | 492.7 | -    |

|    |       |          |         |       |        |           |       |        |   |
|----|-------|----------|---------|-------|--------|-----------|-------|--------|---|
| 12 | 423.2 | 11       | 6       | 317.1 | 0.985  | 35.53     | -     | 213.2  | - |
| 13 | 418.2 | 11       | 6       | 308   | 0.963  | 33        | -     | 198    | - |
| 14 | 382.4 | 11       | 6       | 244   | 0.8032 | 16.62     | -     | 99.73  | - |
| 15 | 383   | 17       | 6       | 245   | 0.8059 | 16.83     | -     | 101    | - |
| 16 | -     | -        | -       | -     | -      | -         | -     | 1543   | - |
| 17 | 308   | 0.008635 | 0.3355  | 85.03 | 0.2103 | 0.2784    | 502.2 | 168.6  | - |
| 18 | 308   | 0.6322   | 0.3355  | 85.08 | 0.2104 | 0.2799    | 502.2 | 168.6  | - |
| 19 | 335   | 0.6322   | 0.3355  | 140   | 0.3816 | 4.163     | 502.2 | 169.9  | - |
| 20 | 382.6 | 0.6322   | 0.3355  | 240.1 | 0.6594 | 21.39     | 502.2 | 175.7  | - |
| 21 | 408   | 0.6322   | 0.01425 | 2749  | 7.758  | 440.6     | 49.96 | 6.99   | - |
| 22 | 360.4 | 0.6322   | 0.01425 | 365.6 | 1.161  | 23.93     | 49.96 | 1.053  | - |
| 23 | 408   | 0.6322   | 0.3213  | 298   | 0.7651 | 33.67     | 529.8 | 181    | - |
| 24 | 357.3 | 0.6322   | 0.3213  | 193.5 | 0.4931 | 10.27     | 529.8 | 173.5  | - |
| 25 | 357.3 | 0.6322   | 0.3213  | 193.5 | 0.4931 | 10.27     | 529.8 | 173.5  | - |
| 26 | 353   | 0.0558   | 0.01357 | 2649  | 8.612  | 86.12     | 49.96 | 1.847  | - |
| 27 | 353   | 0.0558   | 0.3077  | 195.6 | 0.4499 | 8.404     | 568   | 177.4  | - |
| 28 | 321.7 | 0.0558   | 0.3077  | 135.7 | 0.2721 | 1.534     | 568   | 175.3  | - |
| 29 | 321.7 | 0.008635 | 0.3077  | 135.7 | 0.2721 | 1.534     | 568   | 175.3  | - |
| 30 | 308   | 0.0558   | 0.02783 | 146   | 0.5029 | 0.5713    | 49.96 | 1.406  | - |
| 31 | 278   | 0.008635 | 0.02783 | 146   | 0.5257 | -6.213    | 49.96 | 1.217  | - |
| 32 | 278   | 0.008635 | 0.02783 | 2509  | 9.027  | -177.5    | 49.96 | -3.549 | - |
| 33 | 308   | 0.0558   | 0.01425 | 365.6 | 1.216  | 7.594     | 49.96 | 0.8202 | - |
| 34 | 298.2 | 1        | 1.836   | 104.8 | 0.3669 | 0         | 0     | 0      | - |
| 35 | 348.2 | 1        | 1.836   | 314   | 1.015  | 15.8      | 0     | 29.01  | - |
| 36 | 298   | 1        | 3.97    | 104.2 | 0.3648 | 0.0001579 | 49.96 | 198.4  | - |

|    |     |   |       |       |        |           |       |          |   |
|----|-----|---|-------|-------|--------|-----------|-------|----------|---|
| 37 | 303 | 1 | 3.97  | 125.1 | 0.4344 | 0.1632    | 49.96 | 199      | - |
| 38 | 288 | 1 | 3.142 | 62.38 | 0.222  | 0.7396    | 49.96 | 159.3    | - |
| 39 | 283 | 1 | 3.142 | 41.46 | 0.1487 | 1.667     | 49.96 | 162.2    | - |
| 40 | 298 | 1 | 1.774 | 104.2 | 0.3648 | 0.0001579 | 49.96 | 88.65    | - |
| 41 | 303 | 1 | 1.774 | 125.1 | 0.4344 | 0.1632    | 49.96 | 88.94    | - |
| 42 | 298 | 1 | 33.45 | 104.2 | 0.3648 | 0.0001579 | 0     | 0.005282 | - |
| 43 | 303 | 1 | 33.45 | 125.1 | 0.4344 | 0.1632    | 0     | 5.461    | - |

اگر انرژی شیمیایی آب برای تمامی جریان‌های آب مرتبط با سیکل جذبی در نظر گرفته شده است. در بررسی تأثیر دمای محیط بر توان خروجی خالص و نیروگاه‌های حرارتی و انرژی نیروگاه پیشنهادی، با افزایش  $T_0$  قدرت و بازده پایین‌تر را نشان می‌دهد. این امر عمدتاً به این دلیل است که افزایش دمای محیط باعث افزایش دمای کندانسور (و در نتیجه افزایش فشار کندانسور) می‌شود که منجر به تولید نیروی کمتری توسط توربین می‌شود. هنگامی که  $T_0$  از ۱۵ به ۴۵ درجه سانتیگراد افزایش یابد، کاهش قابل توجهی در قدرت و راندمان خروجی مشاهده می‌شود. توان خروجی از ۳۹۵ به ۳۱۵ کیلووات (کاهش ۲۰/۲ درصدی) و راندمان انرژی نیروگاه از ۱۳/۳٪ به ۱۰/۷٪ کاهش می‌یابد. در ارزیابی عملکرد نیروگاه خورشیدی، حرارت خورشیدی مستقیم با تابش عادی طبیعی، که با موقعیت جغرافیایی و زمان روز متفاوت است، معمولاً به عنوان یک پارامتر مهم در نظر گرفته می‌شود. اثرات تابش نرمال مستقیم (DNI) بر توان خالص خروجی نیروگاه و نیروگاه‌های حرارتی و انرژی نیروگاه پیشنهادی بسیار با اهمیت است. با افزایش تابش نرمال مستقیم قدرت و بازده بالاتر را نشان می‌دهد. این در شرایطی است که افزایش تابش نرمال مستقیم منجر به دریافت انرژی بیشتر در معرض تابش خورشیدی به میدان کلکتور سهموی خطی می‌شود، در نتیجه دمای خروجی کلکتورهای خورشیدی به عنوان دمای منبع حرارت سیکل کالینا افزایش می‌یابد. وقتی DNI از ۶۰۰ به ۱۰۰۰  $W/M^2$  افزایش می‌یابد، راندمان حرارتی و انرژی

به ترتیب از ۱۱/۵ درصد به ۱۱/۹ درصد، و از ۱۲/۵ درصد به ۱۳/۰ درصد افزایش می‌یابد. چنین افزایش بهره‌وری را می‌توان به عنوان یک افزایش عملکرد جزئی با افزایش نسبتاً زیاد DNI از ۶۰۰ به ۱۰۰۰  $W/m^2$  حساب کرد. این نکته را می‌توان به عنوان یک ویژگی و مزیت جالب سیستم پیشنهادی در نظر گرفت که کاهش DNI تأثیر منفی معنی‌داری ندارد، با دلالت بر اینکه نیروگاه پیشنهادی با DNI کم در ساعات مختلف روز یا فصول مختلف، بدون تحمل کاهش قابل توجهی در بهره‌وری به طور مؤثر کار می‌کند. لازم به ذکر است که افزایش DNI تأثیر معنی‌داری بر قدرت خروجی خالص دارد. افزایش DNI از ۶۰۰ به ۱۰۰۰  $W/m^2$  منجر به افزایش قابل توجه در توان خروجی از حدود ۲۶۰ به حدود ۴۵۵ کیلووات می‌شود. واضح است که چنین افزایش قدرت خروجی باعث افزایش اندازه و هزینه اجزای سیستم بخصوص توربین می‌شود. ارزیابی غیرقابل برگشت پذیری از اجزای سیستم یک نتیجه مهم از تجزیه و تحلیل قانون دوم است که با کمک آن می‌توان سهم هر زیر سیستم یا مؤلفه در تخریب کل اگزرژی را مشخص کرد. بیش از ۹۰٪ از کل تخریب اگزرژی سیستم در میدان خورشیدی کلکتور سهموی خطی اتفاق می‌افتد. بنابراین، پتانسیل زیادی برای بهبود عملکرد کلکتور وجود دارد که می‌توان با بهبود عملکرد نوری آن و کاهش تلفات گرما به دست آورد. از آنجایی که سیکل کالینا سهم جزئی در تخریب کامل اگزرژی دارد، برای بهبود عملکرد کلی سیستم باید سرمایه گذاری بیشتری در زیر سیستم خورشیدی انجام شود. تخریب زیاد اگزرژی میدان خورشیدی را می‌توان به این واقعیت نسبت داد که در میدان خورشیدی انرژی پرتوتابی خورشیدی باکیفیت (با دمای حداکثر ۴۵۰۰ K) به انرژی حرارتی با کیفیت پایین‌تر در کلکتور سهموی خطی در دمای کمتر از ۴۰۰ درجه سانتی گراد تبدیل می‌شود. با توجه به این سطح دما و محدودیت‌های مواد در نیروگاه‌های خورشیدی کلکتور سهموی خطی، باید توجه داشت که بسیاری از برگشت‌ناپذیرها در میدان خورشیدی رخ داده اجتناب‌ناپذیر است. بنابراین استفاده از چرخه نیروگاه ترمودینامیکی کارآمد یک جایگزین مؤثر برای افزایش عملکرد کلی نیروگاه‌ها است. سیکل کالینا ۳۴ پیشنهادی و مورد بررسی در این کار یک طرح کارآمد است که می‌تواند از منابع گرمای دمای بالا

استفاده کند تا از طرح‌های چرخه معمولی کالینا استفاده کند.

#### ۴-۲-۴: بهینه‌سازی چند هدفه

مفهوم بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی، به فرآیند دستیابی به بهترین حالت عملکردی یک سیستم در میان تعداد زیادی از حالت‌های در دسترس برای آن، با توجه به مجموعه‌ای از معیارهای تعریف شده اطلاق می‌شود. این فرآیند شامل بدست آوردن بهترین مقادیر موجود از انواع مختلف توابع هدف و دامنه‌ها می‌باشد. به عبارت دیگر، بهینه‌سازی به معنای به حداکثر رساندن یا به حداقل رساندن یک تابع هدف است. زمانی که در یک مسئله اهداف متضادی وجود داشته باشد، برای ارضا شدن همزمان آن‌ها، باید از رویکردهای بهینه‌سازی چند هدفه بهره برد و در این شکل مسائل تابع تک هدفه برای حل مسئله مناسب نخواهد بود.

الگوریتم ژنتیک یک روش جستجوی ابتکاری برای حل مسائل بهینه‌سازی تک معیارها بر اساس یک فرآیند انتخاب طبیعی است که از تکامل بیولوژیکی، از جمله وراثت، تقاطع و اپراتورهای جهش تقلید می‌کند. فرآیند بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک برای اولین بار توسط هلند در سال ۱۹۷۵ معرفی شد [۴۰] و [۴۱]. پس از آن دب و همکارانش [۴۱ و ۴۲] الگوریتم ژنتیک مرتب سازی غیرمغلوب (NSGA-II) را برای حل مشکلات بهینه‌سازی چند هدفه در سال ۲۰۰۲ پیشنهاد دادند. الگوریتم NSGA-II روش موثری برای انجام بهینه‌سازی چند هدفه است که امروزه به عنوان یکی از کارآمدترین الگوریتم‌های تکاملی چند هدفه (MOEA) شناخته شده است [۴۳ و ۴۴]. NSGA-II در مقایسه با الگوریتم NSGA، دارای نقاط قوتی مانند پیچیدگی کمتر محاسباتی، مرتب‌سازی سریع و غیرمغلوب، نخبه گرایی و سر و کار داشتن با پارامترهای کمتر است. مطابق با فلوچارت رسم شده پیاده‌سازی الگوریتم بهینه‌سازی NSGA-II دارای ۶ گام به ترتیب زیر است:

مرحله اول، مقداردهی اولیه تصادفی جمعیت:  $N$  جمعیت تولید شده با توجه به قیود تعیین شده در

مسئله مقداردهی اولیه می شود.

مرحله دوم، مرتب سازی غیر مغلوب: در این مرحله، جمعیت مقداردهی اولیه شده در مرحله گذشته، بر مبنای معیار عدم-غلبه، مرتب سازی می شوند.

مرحله سوم، محاسبه فاصله ازدحام: مقادیر فاصله ازدحام برای هر فرد اختصاص داده می شود که این مقدار برای هر فرد نمایانگر نزدیکی آن با همسایگان خود در همان جبهه است. هر چه فاصله ازدحام اندازه گیری شده بیشتر باشد، تنوع بهتری را در جمعیت بدست می دهد.

مرحله چهارم، انتخاب والد (نخبه): پس از مرتب سازی افراد بر مبنای عدم سلطه و فاصله ازدحام، والدین از بین جمعیت با استفاده از انتخاب تورنومنت باینری و عملگر مقایسه ازدحام انتخاب می شوند. در الگوریتم NSGA-II، هر یک از افراد که عدم-سلطه کمتر و فاصله ازدحام بیشتر داشته باشند، به عنوان والد (نخبه) انتخاب می شوند.

مرحله پنجم، اعمال عملگرهای ژنتیکی تقاطع و جهش: جمعیت جدیدی از فرزندان از طریق جمعیت والدین (نخبه ها) منتخب شده در مرحله چهارم، به کمک تقاطع باینری شبیه سازی شده و جهش چندجمله ای تولید می شوند، در واقع از تقاطع باینری شبیه سازی شده برای حفظ افراد نخبه و از جهش چند جمله ای برای تنوع جمعیت استفاده می شود.

مرحله ششم، ترکیب مجدد جمعیت و انتخاب: در مرحله آخر مجموعه ای جدیدی از جمعیت به اندازه  $2N$  از ترکیب جمعیت فرزندان و والدان تولید شده در مرحله قبل، تشکیل، و سپس ارزیابی و مرتب سازی می شوند. از میان مجموعه جمعیت  $2N$ ، ادامه فقط بهترین افراد به اندازه  $N$  برای نسل بعدی انتخاب می شوند تا از نخبه سالاری اطمینان حاصل کنند، مراحل از مرحله ۲ تا مرحله ۵ تا رسیدن به معیارهای خاتمه یا رسیدن به حداکثر تعداد نسل تکرار شود.

در پژوهش حاضر، برای پیاده‌سازی الگوریتم NSGA-II از نرم‌افزار MATLAB استفاده شده است. مقادیر پارامترهای در نظر گرفته شده در این الگوریتم، به صورت کامل در جدول ۴-۳ آورده شده است. مقادیر این پارامترها با توجه به دو فاکتور مهم زمان انجام محاسبات و قابلیت اطمینان نتایج حاصله از فرآیند بهینه‌سازی، پس از چند بار آزمایش سعی و خطا انتخاب شده است تا تبادل مناسبی بین این دو فاکتور اتفاق افتد. فرآیند بهینه‌سازی و تکامل جمعیت تا زمانی که حداقل یکی از معیارهای توقف، مانند حداکثر تولید یا کوچ‌تر شدن میانگین تغییر در گسترش جبهه پارتو از تلورانس برآورده شود، ادامه می‌یابد.

در فرآیند بهینه‌سازی یکی از محبوب‌ترین روش‌ها برای ارائه راه حل‌های بهینه جبهه پارتو است که توسط پارتو پیشنهاد شده است. به نتایجی از یک الگوریتم چند معیاره مانند NSGA-II که در یک مجموعه راه حل‌های غیرمغلوب قرار می‌گیرد، جبهه پارتو گفته می‌شود. زمانی که مسئله بهینه‌سازی دارای دو تابع هدف باشد، جبهه پارتو به شکل یک منحنی، و زمانی که مسئله بهینه‌سازی دارای بیش از ۲ تابع هدف باشد، جبهه پارتو به صورت یک سطح بدست می‌آید. تصمیم‌گیرندگان می‌توانند با توجه به نیازهای واقعی، راه حل ترجیحی را از جبهه پارتو انتخاب کنند.

جدول ۴-۴: پارامترهای مربوط به الگوریتم بهینه‌سازی NSGA-II.

| Tuning parameter              | Value      |
|-------------------------------|------------|
| Number of decision Variables  | 3          |
| Number of Objective functions | 3          |
| Population size               | 90         |
| Number of max generations     | 100        |
| Initialization mode           | Random     |
| Selection process             | Tournament |
| Tournament size               | 2          |
| Crossover probability         | 0.85       |
| Mutation probability          | 0.1        |

## تکنیک‌های تصمیم‌گیری در بهینه‌سازی چندهدفه

پس از اتمام فرآیند بهینه‌سازی چندهدفه و دستیابی به مجموعه‌ای از راه‌حل‌های بهینه پارتو که بصورت مقادیر گسسته‌ای هستند، باید فرآیند تصمیم‌گیری برای تعیین یک راه‌حل بهینه واحد اعمال شود. تصمیم‌گیری می‌تواند بر مبنای پارامترهای مختلفی مانند نوع سیستم، شرایط مکانی، تجارب مهندسی، ارجعیت و اهمیت نسبی توابع هدف و حساسیت راه‌حل‌های بهینه به پارامترهای ورودی، انجام شود. بنابراین، هر یک از طراحان و مهندسان پارامترهای طراحی بهینه را بر اساس مجموعه‌ای از پارامترهای مختلف و البته حائز اهمیت در نظر می‌گیرند. برای انتخاب بهترین پارامترهای بهینه از جبهه پارتو که متناسب با بهترین نقطه عملکردی بهینه سیستم می‌باشد، روشهای متعددی برای تصمیم‌گیری وجود دارند، که در پژوهش حاضر، از سه تکنیک قوی و معروف تصمیم‌گیری، یعنی LINMAP، TOPSIS و FUZZY برای انتخاب نقطه بهینه استفاده شده است. لازم به ذکر است که در روش‌های TOPSIS و LINMAP از بی‌بعدسازی اقلیدسی و در روش FUZZY از بی‌بعدسازی فازی استفاده می‌شود.

### روش تصمیم‌گیری LINMAP

تصمیم‌گیری به روش LINMAP بر مبنای فاصله اقلیدسی هر راه‌حل موجود در جبهه بهینه پارتو از راه‌حل ایده‌آل فرضی آن ( $D_i^+$ ) انجام می‌شود. به این ترتیب که یک نقطه ایده‌آل (نقطه‌ای که در آن هر تابع هدف صرف نظر از مقادیر بهینه سایر توابع اهداف دارای بهترین مقدار بهینه خود باشد) تعیین می‌شود و فاصله بین هر راه‌حل ایده‌آل در جبهه بهینه پارتو از آن نقطه به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$D_i^+ = \sqrt{\sum_{j=1}^n (V_{ij} - V_j^+)^2} \quad i = 1, 2, \dots, m$$

که در آن  $n$  تعداد توابع هدف،  $m$  تعداد نقاط بهینه جبهه پارتو،  $i$  نقاط روی صفحه پارتو و  $V_j^+$  مقدار

نقطه ایده‌آل برای زامین تابع هدف بدست‌آمده از بهینه‌سازی تک‌هدفه را نشان می‌دهند. پس از محاسبه  $D_i^+$  برای تمام راه‌حل‌های ایده‌آل در جبهه بهینه پارتو، راه‌حلی که کمترین مقدار  $D_i^+$  را به خود اختصاص دهد، نقطه بهینه واحد مورد انتظار خواهد بود، یعنی:

$$Selection_{final} = i \in Min(D_i^+)$$

### روش تصمیم‌گیری TOPSIS

در این روش، علاوه بر در نظر گرفتن فاصله بین هر راه‌حل موجود در جبهه بهینه پارتو از راه‌حل ایده‌آل  $(D_{i+})$ ، فاصله بین هر راه‌حل ایده‌آل از راه‌حل غیر ایده‌آل  $(D_{i-})$  نیز به عنوان یک معیار برای انتخاب بهترین راه‌حل بهینه به کار گرفته می‌شود. راه‌حل غیر ایده‌آل، مختصات نقطه‌ای از فضای جبهه بهینه پارتو است که در آن تمام توابع هدف دارای بدترین مقادیر خود هستند.

$$D_i^- = \sqrt{\sum_{j=1}^n (V_{ij} - V_j^-)^2} \quad i = 1, 2, \dots, m$$

$$D_i^+ = \sqrt{\sum_{j=1}^n (V_{ij} - V_j^+)^2} \quad i = 1, 2, \dots, m$$

در تصمیم‌گیری به روش TOPSIS، راه‌حل نهایی مطلوب آن نقطه‌ای خواهد بود که  $Cl_i$  برای آن نزدیکترین مقدار را به ۱ داشته باشد.  $Cl_i$  برای هر راه‌حل مطابق رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$Cl_i = \frac{D_{i-}}{D_{i-} - D_i^+} \quad i = 1, 2, \dots, n$$

$$Selection_{final} = i \in Max(Cl_i)$$

### روش تصمیم‌گیری FUZZY

در سال ۱۹۷۰ برای اولین بار Bellman و Zadeh تصمیم‌گیری در محیط فازی را پیشنهاد کردند. در این روش تصمیم نهایی با تقاطع محدودیتها و معیارهای فازی توسط توابع عضویت خود تعریف

می‌شود. در این روش مجموعه‌هایی با معادلاتی که توابع عضویت نامیده می‌شوند، ایجاد می‌شوند. توابع عضویت در واقع نشان‌دهنده درجه عضویت در مجموعه‌های فازی است که مقادیری در محدوده ۰ تا ۱ را می‌توانند داشته باشند. مقادیر عضویت "۰" و "۱" به ترتیب نمایانگر ناسازگاری و سازگاری کامل با مجموعه‌ها است. از روش تصمیم‌گیری فازی برای انتخاب بهترین راه حل از میان تمام راه‌حل‌های بهینه پارتو از طریق عملکرد عضویت فازی استفاده می‌شود.

همانطور که در جدول ۴-۵ نشان داده شده است توابع هدف در این بهینه‌سازی عبارتند از راندمان انرژی، راندمان انرژی و هزینه واحد تمام محصولات که به ترتیب دو تابع راندمان انرژی و راندمان انرژی باید ماکزیمم شوند و هزینه واحد تمام محصولات باید مینیمم گردد. این فرایند بهینه‌سازی برای هر سه تابع هدف همزمان انجام می‌گیرد. همچنین متغیرهای تصمیم در این بهینه‌سازی عبارتند از نرخ جریان جرمی سیکل کالینا، تعداد کلکتورهای سهموی و نرخ جریان جرمی سیال عامل کلکتور سهموی که محدوده آنها در جدول ۴-۵ آمده است.

جدول ۴-۵ پارامترهای بهینه‌سازی

| پارامترهای بهینه‌سازی                                            | حدود              |
|------------------------------------------------------------------|-------------------|
| $X_1$ : فشار ورودی توربین (بار)                                  | ۵۰-۷۰             |
| $X_2$ : دمای ورودی سیال عامل انتقال حرارت (کلوین)                | ۳۹۸-۳۶۸           |
| $X_3$ : نرخ جریان جرمی سیال عامل انتقال حرارت (کیلوگرم بر ثانیه) | ۰,۸-۰,۵           |
| توابع بهینه‌سازی                                                 |                   |
| $Y_1$ : راندمان انرژی (%)                                        |                   |
| $Y_2$ : راندمان انرژی (%)                                        |                   |
| $Y_3$ : هزینه واحد تمام محصولات (\$/GJ) (C)                      |                   |
| تعداد تکرارها                                                    | ۷۷۳               |
| تعداد راه حل های بهینه شده                                       | ۴۳                |
| فاصله میانگین                                                    | ۰/۰۱۶۱۰۱۴۵۸۵۹۷۷۷۵ |
| گسترده‌گی                                                        | ۰/۹۹۹۰۵۵۶۸۱۴۶۷۲۸۳ |

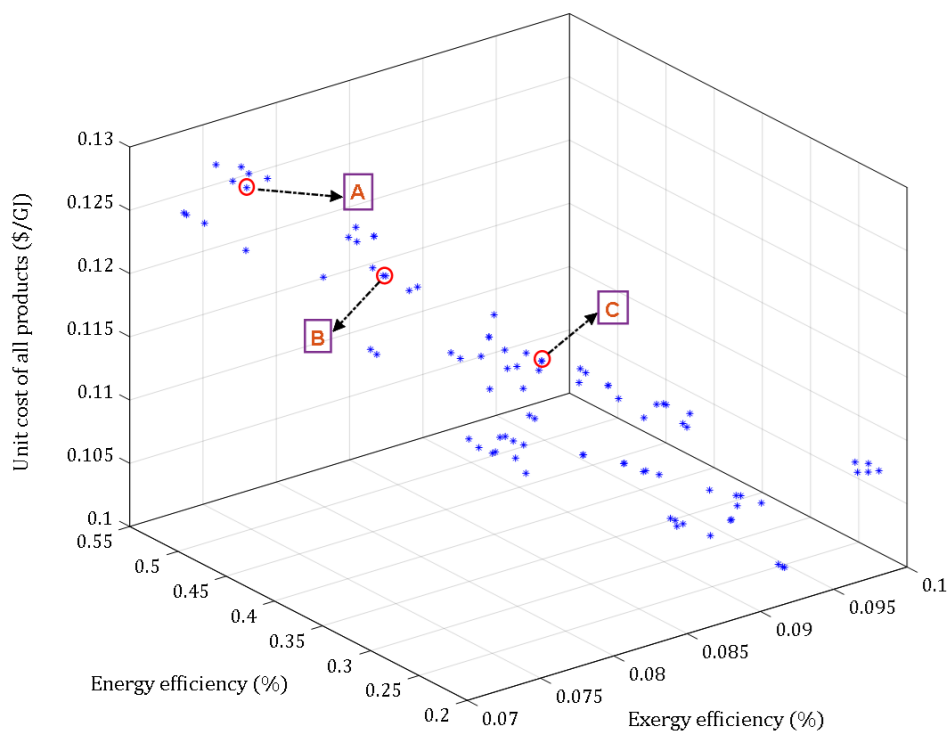
شکل ۴-۸ نشان دهنده جبهه بهینه پرتو که نقاط بهینه انتخابی با روش تصمیم‌سازی در آن نمایش

داده شده است. مشخصات نقاط بهینه انتخابی در جدول ۴-۶ نشان داده شده است. نمودارهای ۴-۹ تا

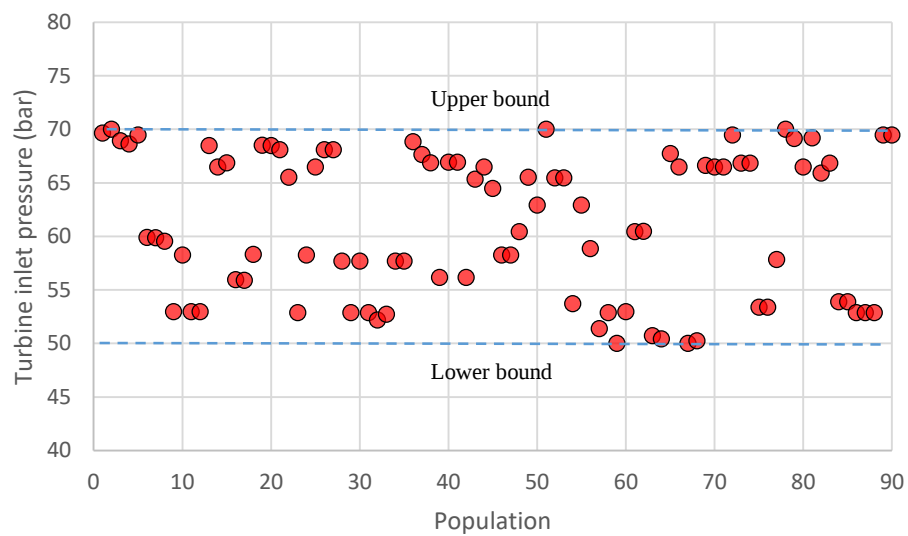
۴-۱۱ نشان دهنده محدوده پخش شدگی متغیرهای تصمیم در نقاط بهینه می باشد.

جدول ۴-۶ نتایج بهینه‌سازی

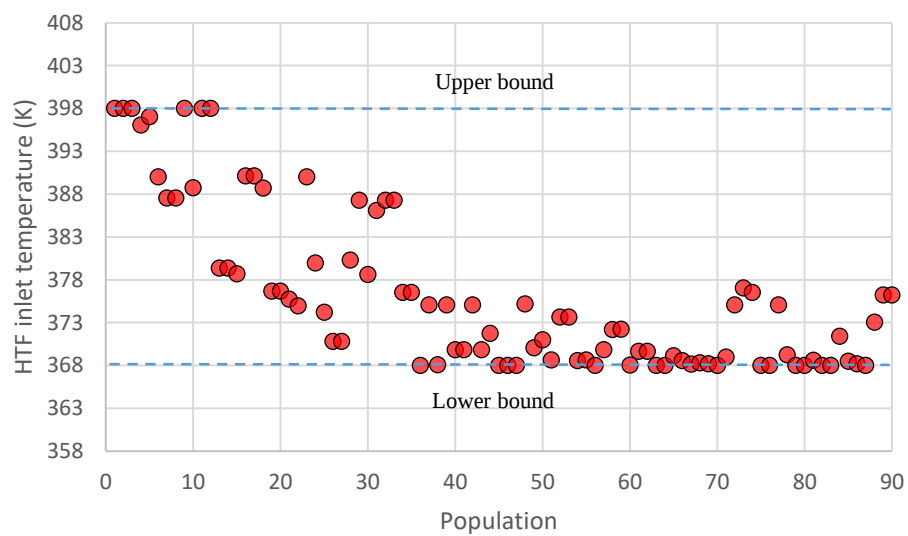
| دمای ورودی سیال<br>عامل انتقال حرارت<br>(کلوین) | نرخ جریان جرمی سیال<br>عامل انتقال حرارت<br>(کیلوگرم بر ثانیه) | فشار ورودی<br>توربین (بار) | هزینه واحد<br>تمام محصولات | راندمان<br>اگررژی | راندمان انرژی | روشهای تصمیم<br>سازی | نقاط بهینه<br>انتخابی |
|-------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------|----------------------------|----------------------------|-------------------|---------------|----------------------|-----------------------|
| ۳۹۰،۰۰                                          | ۰،۵۰۳۹                                                         | ۵۹،۹۱                      | ۰،۱۲۰۲۲                    | ۰،۰۸۰۵            | ۰،۴۴۶۲        | TOPSIS               | B                     |
| ۳۷۵،۰۶                                          | ۰،۵۵۸۱                                                         | ۶۷،۶۵                      | ۰،۱۲۶۸۵                    | ۰،۰۷۴۹            | ۰،۵۰۳۹        | LINMAP               | A                     |
| ۳۶۸،۰۶                                          | ۰،۵۰۰۰                                                         | ۶۶،۸۸                      | ۰،۱۱۳۹۰                    | ۰،۰۸۶۸            | ۰،۳۷۸۴        | FUZZY                | C                     |



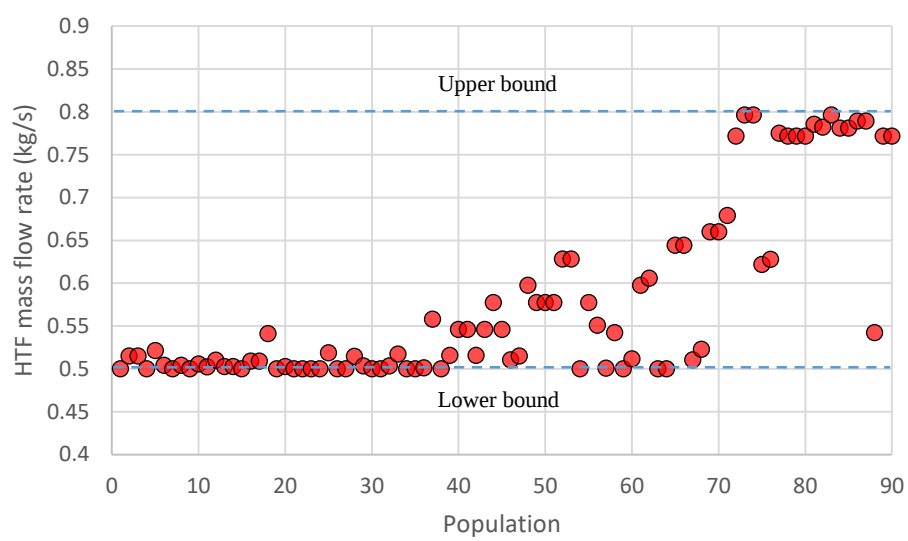
شکل ۴-۸ نمودار بهینه سازی هزینه محصولات بر حسب بازدهی انرژی و انرژی



شکل ۴-۹: نمودار بهینه سازی فشار ورودی توربین



شکل ۴-۱۰: نمودار بهینه سازی دمای ورودی HTF



شکل ۴-۱۱: نمودار بهینه سازی نرخ جریان جرمی HTF

## فصل ۵

### جمع‌بندی و پیشنهادات

در مطالعه و تحقیق حاضر، ادغام چرخه کالینا برای کاربردهای درجه حرارت و فشار بالا با جمع‌کننده های خورشیدی از طریق گردآورنده‌های سهموی خورشیدی ارائه شده و مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. مدل سازی حرارتی میدان خورشیدی و شبیه سازی ترمودینامیکی و اقتصادی سیستم یکپارچه ارائه شده است. بررسی طراحی و پارامترهای عملیاتی در مورد عملکرد سیستم، از نظر انرژی، انرژی و اقتصادی، دیدگاه‌های مهمی را ارائه داد. برخی از یافته‌های کلیدی تحقیق حاضر به شرح زیر می‌باشد:

\*افزایش تعداد کلکتورهای موجود در هر ردیف باعث افزایش دمای خروجی HTF، افزایش توان خروجی خالص در شبکه و افزایش انرژی حرارتی ورودی شده است.

\*در دمای ثابت ورودی توربین، با افزایش فشار ورودی توربین میزان تولید خالص برق و بازده انرژی و انرژی نیروگاه به میزان قابل توجهی افزایش می‌یابد.

\*افزایش تعداد ردیف های موازی در کلکتورها باعث افزایش دبی جرمی HTF و افزایش توان خروجی خالص شبکه شده است.

\*افزایش کسر جرم آمونیاک تاثیر منفی بر عملکرد توربین گذاشته و باعث کاهش راندمان توربین شده است. لذا باید کسر جرم آمونیاک در ورودی توربین به کمترین حد ممکن انتخاب شود تا جایی که محدودیت‌های عملی اجازه می‌دهد.

\*افزایش دمای محیط باعث افزایش دمای کندانسور و در نتیجه افزایش فشار کندانسور می شود که منجر به تولید نیروی کمتری توسط توربین می شود و همچنین توان خروجی و راندمان انرژی نیروگاه کاهش می یابد.

\*بیشترین سهم تخریب انرژی سیستم مربوط به میدان خورشیدی PTC بوده و سیکل کالینا کمترین سهم را در تخریب انرژی سیستم دارد. لذا باید در جهت بهبود عملکرد کلکتورها و افزایش

راندمان آنها طراحی های جدید و سرمایه گذاری لازم صورت پذیرد.

\* با افزایش دمای منبع گرما، راندمان قانون دوم مخلوط های جرمی کم آمونیاک به میزان قابل

توجهی افزایش می یابد.

\* برای دمای منبع حرارت بالا ، مخلوط هایی با کسر جرمی آمونیاک کم، عملکرد بهتری دارند.

\* یکی از نوآوری های تحقیق حاضر بهینه سازی سه هدفه سیستم مورد بررسی بوده است. راندمان

انرژی ، راندمان اگزرژی و هزینه واحد تمام محصولات به عنوان ۳ تابع هدف برای این بهینه سازی انتخاب شده اند.



- [1] Jaffal, H. M. (2014). Theoretical Analysis on Thermal Energy Storage using Phase Change Materials Capsules for Solar Organic Rankine Cycle Power Generation System. Nahrain University, College of Engineering, 17(1), 15–35.
- [2] El- Sayed, Y.M. and Tribus, M., 1985a, " A Theoretical comparison of the Rankine and Kalina Cycle", ASME publication AES-Vol. 1.
- [3] El- Sayed, Y.M. and Tribus, M., 1985b, "Thermodynamic properties of Water- Ammonia Mixtures Theoretical Implementation for Use in power Cycles Analysis" , ASME publication AES-Vol. 1, 1985.
- [4] lsson, E.K. et alia, Analysis of Kalina Cycle Designs, Internationa Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exposition, May 1993.
- [5] Haar, L. and Gallagher, J. S., 1978, " Thermodynamic properties of Ammonia", J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol. 7, no. 30, pp.635-792.
- [6] Ishida, M. and Kawamura, K., 1982, Ind. Engng Chem., Process Des. Dev. 21, 960.
- [7] Ishida. M. and Zheng, d., 1986. " Graphic exergy analysis of chemical process systems by a graphic simulator, GSCHMER", Computers and Chem. Eng., vol. 10, no. 6, pp. 525-532.
- [8] [www.barghnews.com/0032XM- sana pictures, solar power plant](http://www.barghnews.com/0032XM- sana pictures, solar power plant)
- [9] Soteris A. Kalogirou, (2012), A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver, Energy 48 pp(298-306)
- [10] F.J.Cabreraa, A.Fernández-Garcíab, R.M.P.Silvaa, M.Pérez-García (2013). Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications, Renewable and Sustainable Energy Reviews. Volume 20 pp(103-118)
- [11] F.J.Cabreraa, A.Fernández-Garcíab, R.M.P.Silvaa, M.Pérez-García (2013). Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications, Renewable and Sustainable Energy Reviews. Volume 20 pp(103-118)
- [12] International Energy Agency, Technology Roadmap: Concentrating Solar Power, OECD Publishing, 2010.
- [13] International Energy Agency, SolarPACES annual report 2010, 2010.
- [14] M. Jonsson, Advanced power cycles with mixture as the working fluid, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden,2003.
- [15] Y.. El-Sayed, Theoretical comparison of the Rankine and Kalina cycles, ASME Publication, AES. 1 (1985) 97–102.
- [16] Thomas Knudsen, Lasse Rongaard Clausen, Fredrik Haglinda, Anish Modia, Energy and exergy analysis of the Kalina cycle for use in concentrated solar power plants with direct steam generation, Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark, Denmark, Energy Procedia 57 ( 2014 ) 361 – 370.

- [17] C.H. Marston, Parametric analysis of the Kalina cycle, ASME J. Eng. Gas Turb. Power 112 (1990) 107e116.
- [18] E.D. Rogdakis, Thermodynamic analysis, parametric study and optimum operation of the Kalina cycle, Int. J. Energy Res. 20 (1994) 359e370.
- [19] M. D. Mirolli, The Kalina cycle for cement kiln waste heat recovery power plants, IEEE cement industry technical conference record (2005) 330e336.
- [20] H.D. Madhawa Hettiarachchi, M. Golubovic, W.M. Worek, Y. Lkegami, The performance of the kalina cycle system 11 (KCS-11) with low-temperature heat sources, ASME J. Energy Resour. 129 (2007) 243e247.
- [21] Nasruddin, R. Usvika, M. Rifaldi, A. Noor, Energy and exergy analysis of kalin cycle system (KCS) 34 with mass fraction ammonia-water mixture variation, J. Mech. Sci. Technol. 23 (2009) 1871e1876.
- [22] Compona, L., Jaramillo, O. A., Castro, L., Flores, F., Flores, F., & Corre, O. Le. (2017). temperature function for a district heat demand forecast Small Organic Rankine Cycle Coupled to Parabolic Trough Solar on District Heating and Trough Cooling Solar Small Organic Rankine Cycle Coupled to Parabolic. Energy Procedia, 129, 700–707.
- [23] Jonsson M, Yan Jinyue. Ammonia-water bottoming cycles: a comparison between gas engines and gas diesel engines as prime movers. Energy, 2001(26): 31–44
- [24] Moody, vanslambrouck, B., Gusev, S., & Paepe, M. De. (2011). Comparing the thermodynamic performance of organic Rankine and Kalina cycles in solar energy systems . In 2nd European. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering (pp. 13–14).
- [25] Nasruddin, R. Usvika, M. Rifaldi, A. Noor, Energy and exergy analysis of kalin cycle system (KCS) 34 with mass fraction ammonia-water mixture variation, J. Mech. Sci. Technol. 23 (2009) 1871e1876.
- [26] Singh, J., kaushik, (2013). Energy and exergy analysis and optimization of Kalina cycle coupled with a coal fired steam power plant, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 24, 325–342.
- [27] S.m.s.Mahmoudi, Vahid Zare, A thermodynamic comparison between organic Rankine and Kalina cycles for waste heat recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor. Energy Conversion and Management, 134, 135–155.
- [28] Campos Rodríguez C. E., Escobar Palacio J. C., Venturini O. J., Silva Lora E. E., Cobas V. M., Marques dos Santos D., Lofrano Dotto F. R., and Gialluca V., 2013, “Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil,” Appl. Therm. Eng., 52(1), pp. 109–119 .
- [29] Victor. v., Peretto, A. (2013). Composition optimisation of working fluids for Organic Rankine Cycles and Kalina cycles. Energy(55), pp. 114-126.
- [30] Wang, Qikui Tang, Xiao Feng (2017). Thermodynamic performance comparison between ORC and Kalina cycles for multi-stream waste heat recovery. Energy conversion and management, 143(4), 482-492.
- [31] P.A. Lolos, E.D. Rogdakisa, A Kalina power cycle driven by renewable energy sources, Energy 34 (2009) 457e464.
- [32] Milad Ashouri, Amin Mohammadi Khoshkar Vandani, Mehdi Mehrpooya, Mohammad H. Ahmadi, Amir Abdollahpour, Techno-economic assessment of a Kalina cycle driven by a parabolic Trough solar

- collector, Renewable Energies and Environmental Department, Faculty of New Science and Technologies, University of Tehran, Tehran, Iran, Energy Conversion and Management 105 (2015) 1328–1339.
- [33] Junye H, Yaping C, Jiafeng W. Thermal performance of a modified ammonia– water power cycle for reclaiming mid/low-grade waste heat. Energy Convers Manage 2014;85:453–9.
  - [34] Nag PK, Gupta AVSSKS. Exergy analysis of the Kalina cycle. Appl Therm Eng 1998;18:427–39.
  - [35] Tim Eller, Florian Heberle, Dieter Brüggemann(2017) , Second law analysis of novel working fluid pairs for waste heat recovery by the kalina cycle, Energy 119 pp(188-198)
  - [36] V. Zare\*, A. Moalemi, (2017), Parabolic trough solar collectors integrated with a Kalina cycle for high temperature applications: Energy, exergy and economic analyses. Energy conversion and management. 151(681-692)
  - [37] Soteris A. Kalogirou, (2012), A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver, Energy 48 pp(298-306)
  - [38] V. Zare\*, A. Moalemi (2017), Parabolic trough solar collectors integrated with a Kalina cycle for high temperature applications: Energy, exergy and economic analyses, Energy Conversion and Management 151, pp(681-692)
  - [39] Shaolin Ma, Jiangfeng Wang, Zhequan Yan, Yiping Dai, Bingheng Lu, Thermodynamic analysis of a new combined cooling, heat and power system driven by solid oxide fuel cell based on ammonia–water mixture, Journal of Power Sources 196 (2011) 8463–8471
  - [40] Maraver D., Sin A., Sebastián F., Royo J., Environmental assessment of CCHP (combined cooling heating and power) systems based on biomass combustion in comparison to conventional generation, Energy 57 (2013) 17-23.
  - [41] Chaiyat N., Kiatsiriroat T., Analysis of combined cooling heating and power generation from organic Rankine cycle and absorption system, Energy 91 (2015) 363-370
  - [42] B. Eisavi, S. Khalilarya, A. Chitsaz, M.A. Rosen, Thermodynamic analysis of a novel combined cooling, heating and power system driven by solar energy, Applied Thermal Engineering 129 (2017) 1219-29.
  - [43] Yao E., Wang H., Wang L., Xi G., Maréchal F., Multi-objective optimization and exergoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power based compressed air energy storage system, Energy Conversion and Management 138 (2017) 199–209.

## Abstract

Due to the maximum population growth, the increasing need for electricity in industry and domestic consumption, as well as the disadvantages of fossil fuels in electricity generation such as pollution, environmental degradation by the release of harmful gases and their extinction have led humans to turn to renewable energy. The Kalina cycle is a suitable technology and a useful process for converting low quality heat sources (low temperature and low pressure) into mechanical power and electricity. In this research, the solar Kalina cycle has been simulated and studied from the perspective of energy, exergy and exergo-economy; Then various factors such as temperature and inlet pressure to the turbine, the difference in the pinch point of the solar cycle evaporator are evaluated. The results show that the highest exergy efficiency occurs at the highest turbine inlet temperature of 433 K, which is about 8.9% for the proposed system and the maximum energy efficiency that can be achieved at the same temperature is 85 / 44%. Solar collectors, auxiliary boilers and storage tanks are the most important components from the exergo-economic point of view due to the high initial cost rate and exergy degradation. Analytical results indicate that the highest share of system exergy degradation is related to the solar field (linear parabolic collectors) and Kalina cycle has the lowest share in system exergy degradation, so new designs and investments should be made to improve collector performance and increase their efficiency. Necessary to be done. In economic terms, an increase in evaporator temperature and a pinch point difference leads to a decrease in the overall investment rate. Also, according to estimates, with the increase of turbine temperature from K393 to K435, the net output power has increased from 77 kW to 106 kW and the unit cost of power generation has decreased from \$ / GJ 0.155 to \$ / GJ 0.105, which is very economical. Is. Also, changing the solar flux improves the performance of the system from an exergo-economic point of view and increases energy efficiency and exergy.

In the optimization of the NSGA-II algorithm, which is an effective method for multi-objective optimization, this algorithm is now recognized as one of the most efficient multi-objective evolutionary algorithms. One of the innovations of the present study has been the optimization of the three objectives of the system under study. Energy efficiency, exergy efficiency and unit cost of all products have been selected as the three objective functions for this optimization.

## Keywords

Energy, Exergy, Exergoeconomic, Kalina cycle, Solar collector, Thermodynamic evaluation, Renewable energy, Optimization



**Shahrood University of Technology**  
**Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering**

**M.Sc. Thesis in Energy Systems Engineering**

**Energy, Exergy, Economics and multi-objective optimization  
analysis of integrated systems of parabolic solar collectors with a  
Kalina cycle.**

By: Saeid Ahmadian

Supervisors:

Dr.Mahmood Farzaneh Gord

Dr.Mohammad Hossein Ahmadi

February 2021