

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مکانیک
گروه حرارت و سیالات

طراحی بهینه مزرعه خورشیدی و بویلر باز یاب حرارتی در نیروگاه سیکل تلفیقی خورشیدی
با استفاده از الگوریتم ژنتیک

دانشجو: امیرمسعود نباتی

استاد راهنما :
دکتر علی عباس نژاد

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

بهمن ۹۴

ب

صفحه نمره

تقدیم به

همه کسانی که لحظه‌ای بعد انسانی و وجدانی خود را فراموش نمی‌کنند و برآستان گران-

سنگ انسانیت سر فرود می‌آورند و انسان را با همه تفاوت‌هایش ارج می‌نهند.

تقدیر و تشکر

سپاس و ستایش شایسته خداوندی است که مرا مورد محبت خویش قرار داد تا با همراهی بزرگوارانی که مرا در این راه یاری نمودند، بتوانم این پژوهش را به سرانجام رسانم. از این رو ضمن تقدیر و تشکر از این عزیزان، توفیق روز افزون تک تک آنها را از خداوند منان خواستارم.

بدین وسیله از زحمات بی دریغ استاد گرامی، جناب آقای دکتر عباس‌نژاد که با رهنمودهای ارزشمندشان مرا در انجام هر چه بهتر این پایان‌نامه یاری فرمودند، صمیمانه سپاسگزاری می‌نمایم.

در پایان از کلیه دوستان و عزیزانی که مرا در انجام این پایان‌نامه یاری نمودند، سپاسگزارم و برایشان آرزوی موفقیت دارم.

تعهدنامه

اینجانب **امیرمسعود نباتی** دانشجوی دوره‌ی کارشناسی ارشد رشته‌ی مهندسی مکانیک دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده‌ی پایان‌نامه **طراحی بهینه مزرعه خورشیدی و بویلر با زیاب حرارتی در نیروگاه سیکل تلفیقی خورشیدی با استفاده از الگوریتم ژنتیک** راهنمایی **دکتر علی عباس‌نژاد** 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 هیچ‌جا ارائه نشده است.
- کلیه‌ی 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 بدست آمدن نتایج اصلی پایان‌نامه تأثیرگذار بوده‌اند در مقالات مستخرج از پایان‌نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه‌ی مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافت‌های آن‌ها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه‌ی مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که به حوزه‌ی 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

- کلیه‌ی حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه‌های رایانه‌ای، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان‌نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

چکیده

کمبود منابع سوخت‌های فسیلی و افزایش آلودگی‌های زیست محیطی ناشی از مصرف آن‌ها، نشان‌دهنده اهمیت استفاده از منابع تجدیدپذیر مانند انرژی خورشیدی می‌باشد. ایران به دلیل دارا بودن شرایط مناسب تابش خورشید و نیروگاه‌های سیکل ترکیبی متعدد در مناطق مختلف، شرایط استفاده از نیروگاه‌های سیکل ترکیبی خورشیدی را به عنوان راهکار مناسب داشته. بهینه‌سازی پارامترهای طراحی دو بخش تعیین‌کننده سیکل ترکیبی خورشیدی، یعنی مزرعه خورشیدی و بویلرزیاب حرارت با هدف کاهش هزینه سرمایه‌گذاری و افزایش توان تولیدی با استفاده از الگوریتم ژنتیک در این پایان‌نامه صورت پذیرفته است.

مدل‌سازی ترمودینامیکی اجزا سیکل باهدف شبیه‌سازی سیکل نیروگاه دماوند به‌عنوان مورد مطالعاتی با استفاده از نرم‌افزار متلب انجام شد. پس از اعتبارسنجی کد نوشته‌شده، با توجه به دوفشاره بودن بویلرزیاب مورد مطالعه، دو سناریو جهت تلفیق مزرعه خورشیدی و بویلرزیاب در نظر گرفته شد. سناریو اول اتصال مزرعه خورشیدی به سمت فشارقوی بویلرزیاب و سناریو دوم اتصال به سمت فشار ضعیف آن است.

با تحلیل نتایج به‌دست‌آمده سناریو دوم توانایی تولید $3/1$ مگاوات توان بیشتر با 900 هزار دلار هزینه کمتر را نسبت به سناریو اول داشت. پس از تعیین سناریو منتخب، حاصل بهینه‌سازی پارامترهای طراحی بویلرزیاب و مزرعه خورشیدی دستیابی به $16/8$ مگاوات توان بیشتر و $1/1$ میلیون دلار هزینه کمتر در طراحی بویلرزیاب بود. در مزرعه خورشیدی نتیجه بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک کاهش هزینه ساخت مزرعه به $5/1$ میلیون دلار و کاهش افت توان به میزان $1/3$ مگاوات بوده است. در نتیجه می‌توان گفت الگوریتم ژنتیک مقادیر بهینه پارامترهای طراحی برای دستیابی به کمترین هزینه و بیشترین توان را ارائه نمود

کلمات کلیدی: نیروگاه سیکل ترکیبی خورشیدی، بویلر با زیاب حرارت، مزرعه خورشیدی،

بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک

فهرست مطالب

۱.....	فصل ۱. مقدمه
۲.....	۱-۱. مقدمه
۳.....	۲-۱. مقدمه‌ای بر نیروگاه‌های سیکل ترکیبی
۴.....	۳-۱. مقدمه‌ای بر نیروگاه‌های سیکل ترکیبی خورشیدی
۷.....	۴-۱. پیشینه کارهای انجام شده
۱۲.....	۵-۱. محتوای پایان‌نامه
۱۴.....	فصل ۲. مدل سازی
۱۵.....	۱-۲. مقدمه
۱۶.....	۲-۲. فشار محیط
۱۶.....	۳-۲. شدت تابش خورشید
۱۸.....	۴-۲. هوای محیط
۱۸.....	۱-۴-۲. درصد ترکیبات هوا
۱۹.....	۲-۴-۲. خواص ترمودینامیکی هوا
۱۹.....	۱-۲-۴-۲. چگالی
۲۰.....	۲-۲-۴-۲. ظرفیت گرمایی
۲۱.....	۳-۲-۴-۲. هدایت حرارتی
۲۱.....	۴-۲-۴-۲. ویسکوزیته
۲۲.....	۵-۲. مدل سازی سوخت گازی
۲۳.....	۱-۵-۲. خواص سوخت‌های گازی
۲۳.....	۱-۱-۵-۲. حجم مخصوص
۲۳.....	۲-۱-۵-۲. ارزش حرارتی
۲۶.....	۶-۲. مدل سازی مزرعه‌ی خورشیدی
۲۹.....	2-6-2 انتقال حرارت جابجایی بین سیال ناقل حرارت و لوله جاذب
۳۰.....	۳-۶-۲ انتقال حرارت هدایتی از دیواره لوله جاذب

۳۱	انتقال حرارت از لوله جاذب به لوله شیشه‌ای
۳۱	انتقال حرارت جابجایی
۳۲	انتقال حرارت تشعشی
۳۲	انتقال حرارت از محافظ شیشه‌ای به محیط
۳۳	انتقال حرارت جابجایی
۳۴	انتقال حرارت تشعشی
۳۵	حرارت تشعشی جذب شده لوله جاذب
۳۶	حرارت تشعشی جذب شده پوشش محافظ شیشه‌ای
۳۶	افت حرارت از اتصالات نگه دارنده لوله دریافت کننده
۳۷	مدل‌سازی سیکل ترکیبی
۳۹	کمپرسور
۴۱	اتاقک احتراق
۴۳	افت فشار در اتاقک احتراق
۴۴	توربین گاز
۴۵	بویلر بازیاب حرارتی
۴۶	سوپرهیتر فشار بالا
۴۷	اوپراتور فشار بالا
۴۷	اکونومایزر فشار بالا
۴۷	سناریوهای مفروض
۴۸	سناریو اول
۴۸	سناریو دوم
۵۰	توربین بخار
۵۱	کندانسور
۵۲	پمپ آب تغذیه
۵۵	فصل ۳. طراحی بویلر بازیاب حرارتی و مزرعه خورشیدی
۵۵	۱-۳ مقدمه
۵۵	۲-۳ طراحی بویلر بازیاب حرارتی
۵۶	۱-۲-۳ محاسبه ضریب انتقال حرارت داخل لوله‌ها (h_i)
۵۹	۲-۲-۳ محاسبه ضریب انتقال حرارت گاز (h_o)
۶۰	۱-۲-۲-۳ آرایش لوله‌ها

۶۱.....	۳-۲-۳. ضریب انتقال حرارت تشعشعی (h_r)
۶۵.....	۴-۲-۳. ضریب انتقال حرارت جابجایی (h_c)
۶۷.....	۵-۲-۳. سطوح حرارتی گسترده
۶۹.....	۶-۲-۳. ضرایب انتقال حرارت در سطوح فین‌دار
۷۰.....	۷-۲-۳. افت فشار گاز در سطوح فین‌دار
۷۲.....	۸-۲-۳. محاسبه دمای پایه فین و دمای نوک فین
۷۳.....	۹-۲-۳. بررسی نقاط پینچ و اپروچ
۷۶.....	۱۰-۲-۳. نکات قابل توجه در طراحی بویلر بازتاب
۷۸.....	۳-۳. طراحی مزرعه خورشیدی
۷۸.....	۱-۳-۳. انواع متمرکزکننده ها
۸۰.....	۲-۳-۳. کلکتورهای سهموی خطی
۸۲.....	۳-۳-۳. اندازه و چیدمان مزرعه‌ی خورشیدی با کلکتورهای سهموی خطی
۸۵.....	۴-۳-۳. لوله دریافت کننده حرارت
۸۷.....	۱-۴-۳-۳. جنس لوله جاذب
۸۸.....	۲-۴-۳-۳. سطح پوششی انتخابگر
۸۹.....	۵-۳-۳. نوع و دبی سیال ناقل حرارت
۸۹.....	۶-۳-۳. سطوح بازتاب کننده
۹۱.....	فصل ۴. نتایج و بحث
۹۲.....	۱-۴. مقدمه
۹۴.....	۲-۴. طراحی اولیه بویلر بازتاب حرارتی
۹۸.....	۲-۲-۴. بررسی پارامترهای بویلر بازتاب حرارتی
۹۹.....	۱-۲-۲-۴. چگالی فین
۱۰۱.....	۲-۲-۲-۴. ارتفاع فین
۱۰۲.....	۳-۲-۲-۴. طول لوله
۱۰۳.....	۳-۴. تعیین سناریو
۱۱۰.....	۴-۴. بهینه سازی سناریو دوم
۱۱۲.....	۱-۴-۴. بهینه سازی بویلر بازتاب حرارت
۱۱۶.....	۲-۴-۴. بهینه سازی مزرعه خورشیدی
۱۲۱.....	فصل ۵. نتیجه‌گیری و پیشنهادات
۱۲۲.....	۱-۵. نتیجه‌گیری

فهرست شکل

- شکل ۱-۱. شماتیک سیکل ترکیبی خورشیدی ۶
- شکل ۱-۲. تحلیل یک بعدی و حالت پایای بالانس انرژی برای یک مقطع از دریافت کننده ۲۶
- شکل ۲-۲. مدل مقاومت حرارتی برای یک مقطع از دریافت کننده ۲۷
- شکل ۲-۳. دو نمونه نگه‌دارنده لوله دریافت کننده ۳۷
- شکل ۲-۴. شماتیک سیکل ترکیبی با بویلربازتاب دوفشاره ۳۹
- شکل ۲-۵. شماتیک بویلربازتاب حرارتی ۴۶
- شکل ۲-۶. شماتیکی از دمای پینچ و اپروچ ۵۰
- شکل ۲-۷. شماتیک توربین بخار ۵۱
- شکل ۳-۱. آرایش لوله‌ها در بویلرهای بازتاب حرارتی ۶۰
- شکل ۳-۲. ضریب صدور گازدی اکسید کربن (EC) بر حسب درجه حرارت مطلق گاز ۶۳
- شکل ۳-۳. ضریب صدور بخار آب (EW) بر حسب درجه حرارت مطلق گاز ۶۴
- شکل ۳-۴. فاکتور تصحیح مربوط به ضریب صدور بخار آب ۶۴
- شکل ۳-۵. فاکتور تصحیح مربوط به وجود بخار و دی اکسید کربن در گاز ۶۵
- شکل ۳-۶. پروفیل دمای دیگ بخار بازتاب حرارت ۷۴
- شکل ۳-۷. تغییرات درجه حرارت گاز خروجی از توربین بر حسب بار ۷۷
- شکل ۳-۸. انواع متمرکز کننده‌های خورشیدی ۷۹
- شکل ۳-۹. تصویری از یک متمرکزکننده‌ی سهموی خطی ۸۱
- شکل ۳-۱۰. مزرعه‌ای خورشیدی با کلکتورهای سهموی خطی ۸۳
- شکل ۳-۱۱. نمایی از آرایش کلکتورهای خورشیدی ۸۵
- شکل ۴-۱. شماتیک سیکل نیروگاه دماوند همراه با سناریوهای مفروض ۹۳
- شکل ۴-۲. درصد افت فشار هر جزء از بویلربازتاب حرارتی ۹۹
- شکل ۴-۳. تلفات توان با تغییر چگالی فین در بخش‌های بویلربازتاب ۱۰۰
- شکل ۴-۴. تلفات توان با تغییر ارتفاع فین در بخش‌های بویلربازتاب ۱۰۱

- شکل ۴-۵. تلفات توان در حرارتی بویلر با زیاب در طول لوله‌های مختلف ۱۰۲
- شکل ۴-۶. تغییرات افت فشار و توان تولیدی بر حسب دبی بخار خورشیدی ۱۰۴
- شکل ۴-۷. تغییرات مساحت و قیمت بویلر با زیاب بر حسب دبی بخار خورشیدی ۱۰۵
- شکل ۴-۸. تغییرات تولید توان توربین بخار بر حسب دبی بخار خورشیدی ۱۰۶
- شکل ۴-۹. تغییر سطح و میانگین دمای لگاریتمی بر حسب دبی بخار خورشیدی ۱۰۷
- شکل ۴-۱۰. تغییر توان خالص و قیمت بویلر با زیاب بر حسب دبی بخار خورشیدی ۱۰۹
- شکل ۴-۱۱. منحنی پرتو حاصل از بهینه‌سازی بویلر با زیاب حرارت در سناریو دوم ۱۱۴
- شکل ۴-۱۲. منحنی پرتو حاصل از بهینه‌سازی مزرعه خورشیدی ۱۱۹

فهرست جداول

- جدول ۱-۲. ضرایب تصحیح مربوط به آب و هوا ۱۷
- جدول ۲-۲. درصد ترکیبات مولی هوا ۱۹
- جدول ۳-۲. ضرایب برای محاسبه‌ی گرمای ویژه‌ی گازهای ایده‌آل ۲۰
- جدول ۴-۲. ترکیبات گاز طبیعی نیروگاه دماوند ۲۴
- جدول ۵-۲. ارزش حرارتی پایین ترکیبات گاز طبیعی نیروگاه دماوند ۲۵
- جدول ۶-۲. جرم مولی ترکیبات گاز طبیعی نیروگاه دماوند ۲۵
- جدول ۷-۲. پارامترهای ضریب انتقال حرارت جابجایی ۳۲
- جدول ۸-۲. مقادیر پارامترهای رابطه زوکاکاس ۳۴
- جدول ۹-۲. ضرایب تأثیر راندمان نوری ۳۵
- جدول ۱-۳. ضریب C در محاسبه h_i در اکونومایزر ۵۸
- جدول ۲-۳. ضریب C در محاسبه h_i در سوپرهیتر ۵۹
- جدول ۳-۳. مقایسه آرایش مربعی و مثلثی ۶۱
- جدول ۴-۳. ضریب تصحیح مربوط به زاویه در حمله ۶۷
- جدول ۵-۳. ضرایب C_1 و C_2 برای فین‌های داندانه دار ۷۰
- جدول ۶-۳. مقادیر مناسب برای نقاط پینچ و اپروچ ۷۵
- جدول ۷-۳. مقایسه‌ی مشخصات کلی نیروگاه‌های CSP ۸۰
- جدول ۸-۳. مقادیر ضریب تصحیح G برای لوله‌های جاذب ۸۶
- جدول ۱-۴. نمایش نتایج بین داده‌ها و کد شبیه سازی برای سیکل بخار ۹۳
- جدول ۲-۴. قیود طراحی بویلربازیاب حرارتی ۹۶
- جدول ۳-۴. پارامترهای طراحی اولیه بویلربازیاب حرارتی ۹۶
- جدول ۴-۴. نتایج طراحی اولیه بویلربازیاب نیروگاه سیکل ترکیبی دماوند ۹۸
- جدول ۵-۴. محدوده‌ی متغیرهای تصمیم گیری ۱۱۲
- جدول ۶-۴. نتایج بهینه‌سازی بویلربازیاب بر مبنای منحنی پرتو حاصل از الگوریتم ژنتیک ۱۱۵

- جدول ۴-۷. نتایج سبکل نیروگاه در دو حالت طراحی اولیه و بهینه ۱۱۶
- جدول ۴-۸. مشخصات فنی کلکتورهای ET-150 ۱۱۷
- جدول ۴-۹. پارامترهای ثابت مزرعه‌ی خورشیدی ۱۱۸
- جدول ۴-۱۰. محدوده پارامترهای تصمیم در الگوریتم ژنتیک ۱۱۸
- جدول ۴-۱۱. نتایج بهینه سازی مزرعه خورشیدی ۱۲۰

فهرست علائم

AP	نقطه‌ی ابروج (C)
C	قیمت بر واحد انرژی (\$MJ ⁻¹)
C_p	گرمای ویژه (Jkg ⁻¹ K ⁻¹)
GTIT	دمای ورودی به توربین گاز (K)
h	آنتالپی ویژه (kJkg ⁻¹)
LHV	ارزش حرارتی پایین سوخت (kJkg ⁻¹)
\dot{m}	دبی جرمی (kgs ⁻¹)
P	فشار (MPa)
P.P	نقطه‌ی پینچ (C)
P_{dear}	فشار دی اریتور (KPa)
P_{main}	فشار بخار اصلی (bar)
Q	گرما (kJ)
R	ثابت گازها (kJkg ⁻¹ K)
S	آنتروپی ویژه (kJkg ⁻¹)
T	دما (K یا C)
T_{pz}	دما ناحیه اولیه اتافک احتراق (K)
T_{sat}	دمای بخار اشباع (K)
\dot{W}	نرخ کار (MW)
X	کیفیت بخار (%)

فصل ۱ . مقدمه

۱-۱. مقدمه

زندگی روزمره مردم وابسته به تولید و مصرف انرژی است به همین دلیل عرضه و تقاضای این محصول استراتژیک روز به روز در حال افزایش است. امروزه در یک نگاه کلی به دلیل فراوان بودن سوخت‌های فسیلی در کشور، پرداختن جدی به انرژی‌های نو مانند انرژی خورشیدی و سرمایه‌گذاری در این بخش غیرمنطقی به نظر می‌رسد، اما با توجه به رو به پایان بودن منابع انرژی‌های فسیلی، ضرورت توجه و سرمایه‌گذاری در زمینه انرژی‌های نو بیش از پیش آشکار می‌شود. در نتیجه یکی از بهترین راه‌حل‌ها جایگزینی منابع انرژی فسیلی با منابع تجدیدپذیر همچون انرژی خورشیدی می‌باشد، از طرفی با توجه به افزایش تقاضای انرژی و محدود بودن منابع، بهای آن در حال افزایش می‌باشد، از این رو مصرف داخلی سوخت‌های فسیلی به شکل کنونی و با این روند افزایشی به معنای به هدر دادن آن‌هاست. از نگاهی دیگر استفاده از سوخت‌های فسیلی بحران جدی گرمایش زمین که ناشی از افزایش گازهای گلخانه‌ای در جو می‌باشد و یک خطر جهانی است را بوجود آورده است. لذا ضرورت تغییر این روند بیش از پیش احساس می‌شود. به همین دلیل است که کشورهای پیشرفته و حتی کشورهای در حال توسعه‌ی جهان با توجه به شرایط و پتانسیل‌های موجود در کشور خود در حال سرمایه‌گذاری در بخش انرژی‌های تجدیدپذیر مانند نیروگاه‌های خورشیدی، بادی و زمین‌گرمایی می‌باشند.

میزان بالا و ثبات انرژی خورشیدی این منبع انرژی را در حال حاضر به یکی از اصلی‌ترین و مناسب‌ترین انرژی‌های تجدیدپذیر جهت استفاده تبدیل کرده است. باید توجه داشت که میزان انرژی تابشی خورشید در تمام نقاط جهان یکسان نیست و استفاده وسیع از این منبع لایزال مشروط به شدت تابش مناسب انرژی خورشیدی در منطقه‌ی مورد استفاده است. با توجه به موقعیت جغرافیایی و شرایط محیطی، خوشبختانه انرژی خورشید با شدت بالایی در کشور وجود دارد. این امر ایران را به

یکی از مستعدترین نقاط دنیا برای بهره‌برداری از انرژی خورشید تبدیل کرده است.

۱-۲. مقدمه‌ای بر نیروگاه‌های سیکل ترکیبی

نیروگاه سیکل ترکیبی^۱ نیروگاهی است که شامل تعدادی توربین گاز و توربین بخار می‌شود. در این نوع نیروگاه، با استفاده از بویلر بازایاب حرارتی^۲، از حرارت موجود در گازهای خروجی از توربین‌های گاز، برای تولید بخار آب مورد نیاز در توربین‌های بخار استفاده می‌شود. بیشترین دمای سیال عامل در ورودی توربین برای نیروگاه‌های بخار در حدود 540°C تا 650°C می‌باشد، در حالی که همین دما در نیروگاه‌های گازی در حدود 1100°C تا 1650°C است [1]. بنابراین سیکل‌های توربین گازی به خاطر داشتن دمای میانگین بیشتر در فرآیند ورود گرما، توانایی ایجاد بازده حرارتی بالاتری را دارند. نقطه ضعف این سیکل‌ها در این است که سیال عامل، توربین گازی را در دماهای بسیار بالایی ترک می‌کند (در حدود 600°C). این عیب موجب می‌شود که از پتانسیل دریافت گرما در دماهای بالا که خاصیت این سیکل‌ها است به درستی استفاده نشود و بازده این سیکل‌ها از سیکل‌های بخار پایین‌تر باشد. برای بهره‌گیری از انرژی این گازهای خروجی و افزایش بازده سیکل‌های گازی، که معمولاً برایتون است، می‌توان از بازایاب استفاده کرد، ولی باید توجه کرد که استفاده از بازایاب تنها باعث افزایش بازده می‌شود و توان خروجی را افزایش نمی‌دهد. در واقع، به دلیل افت فشار بیشتری که بویلر بازایاب حرارتی به سیکل تحمیل می‌کند، استفاده از آن موجب کاهش نسبت فشار توربین و در نتیجه کاهش توان خالص خروجی به میزان چند درصد می‌شود.

اگر توربین گاز به صورت سیکل ترکیبی نباشد، گازهای خروجی آن مستقیماً وارد هوا شده و انرژی باقی‌مانده در آن هدر می‌رود. در حالی که در نیروگاه سیکل ترکیبی، از این انرژی استفاده شده

¹ Combined cycle power plant

² Heat Recovery Steam Generator

و بویلر باز یاب حرارتی بدون نیاز به سوخت، بخار آب تولید می کند. بنابراین، با استفاده از این روش، بازده سیکل افزایش می یابد. نیروگاه های سیکل ترکیبی راه حل بسیار کارآمد، انعطاف پذیر، قابل اعتماد، مقرون به صرفه و سازگار با محیط زیست برای تولید برق است.

با توجه به مزیت های سیکل ترکیبی، تعداد و توان این نوع نیروگاه ها در حال پیشی گرفتن از سایر انواع نیروگاه ها است. در اکثر مواقع سیکل توربین گاز برای تون، سیکل فوقانی توربین بخار رانکین می باشد. سیکل ترکیبی حاصل بازدهی حرارتی و توان بالاتری، نسبت به هر یک از سیکل هایی که به تنهایی کار می کنند، را دارد به نحوی که یک سیکل ساده بدون استفاده از اتلاف گرما به طور معمول راندمانی بین ۲۵ تا ۴۰ درصد دارد، در حالی که همان نیروگاه با سیکل ترکیبی راندمان حدود ۶۰ درصد را دارد. با به کارگیری توربین های گازی در چرخه های ترکیبی می توان پایین بودن بازده آن را برطرف کرد و در نتیجه آن را برای تأمین بار پایه به کار گرفت، در عین حال از مزایای دیگر آن مانند راه اندازی سریع و انعطاف پذیری آن در محدوده ی گسترده ای از بار بهره مند شد.

۱-۳. مقدمه ای بر نیروگاه های سیکل ترکیبی خورشیدی

انرژی خورشیدی عظیم ترین منبع انرژی در جهان است. این انرژی پاک، ارزان و بی پایان بوده و در بیشتر مناطق کره زمین قابل استحصال است. محدودیت منابع فسیلی و پیامدهای حاصل از تغییرات زیست محیطی و آب و هوای جهانی، فرصت مناسبی را برای رقابت انرژی خورشیدی با انرژی های فسیلی خصوصاً در کشورهایی با پتانسیل بالای تابش ایجاد نموده است. امروزه در سرتاسر جهان، بسیاری از کشورها برای ساخت سیکل های با استفاده از انرژی خورشید اقدام کرده اند. در این بین سیکل های ترکیبی خورشیدی^۱ به دلیل مزایای منحصر به فرد خود، مورد توجه بسیاری از طراحان قرار گرفته است. در واقع به دلیل بهبود عملکرد و بازده نیروگاه های خورشیدی، ترکیب مزرعه

^۱ Integrated solar combined cycle (ISCC)

خورشیدی با یک سیکل ترکیبی پیشنهاد شده است. هر چند در حال حاضر، هزینه‌ی تولید برق در نیروگاه‌های حرارتی خورشیدی 2 تا 4 برابر نیروگاه‌های حرارتی با سوخت فسیلی رایج است ولی با توجه به پتانسیل نیروگاه‌های حرارتی خورشیدی و پیشرفت تکنولوژی در این زمینه، هزینه‌های تولید برق در این نیروگاه‌ها تا سال 2020 در حدود ۶۰ درصد کاهش خواهد یافت [2].

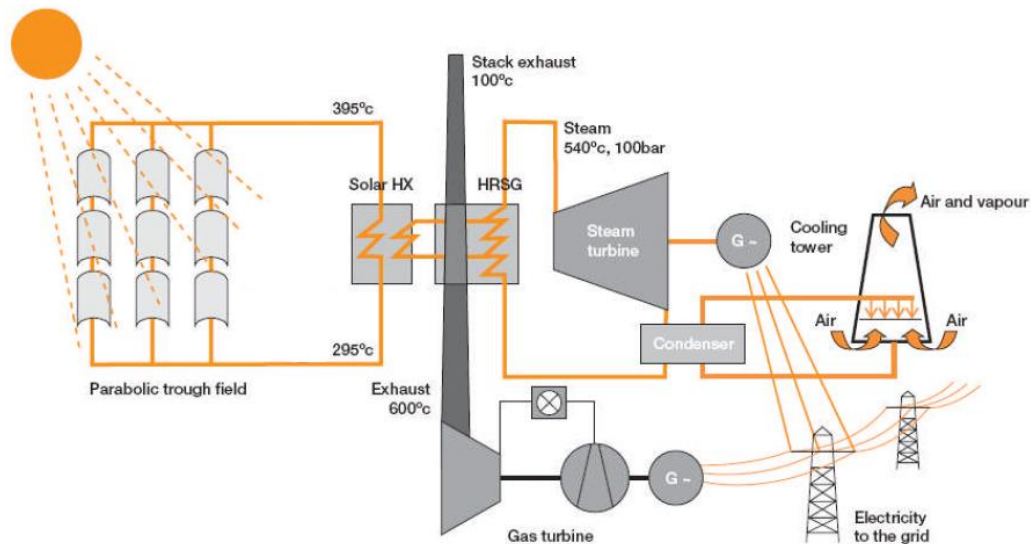
اساساً یک نیروگاه ترکیبی خورشیدی از مزرعه کلکتورهای خورشیدی و سیکل ترکیبی معمول ساخته می‌شود که در این نیروگاه‌ها یک سیال ناقل حرارت^۱ مانند روغن یا نمک مذاب، درون لوله‌های جاذب در مزرعه خورشیدی وظیفه‌ی جذب پرتوهای متمرکز شده خورشید و انتقال آن به مبدل حرارتی خورشیدی برای تولید بخار را دارد. سپس بخار تولید شده در مبدل خورشیدی وارد بویلر بازیاب حرارتی^۲ شده و همراه بخار تولیدی حاصل از حرارت سیکل گاز، برای تولید برق به توربین بخار مربوطه فرستاده می‌شود. این نوع ترکیب باعث می‌گردد تا در زمان‌هایی که انرژی خورشید به اندازه کافی موجود نیست و یا در شب هنگام که سیکل خورشیدی توانایی تولید بخار را ندارد، به دلیل وجود سیکل ترکیبی، تولید برق متوقف نگردد. از طرفی، وجود یک سیکل خورشیدی در کنار سیکل ترکیبی امکان صرفه جویی در مصرف سوخت و در نتیجه کاهش آلاینده‌ها را ممکن می‌سازد. در شکل ۱-۱ شماتیک سیکل نیروگاه‌های ترکیبی خورشیدی دیده می‌شود.

بویلر بازیاب حرارت بخش مهمی از نیروگاه سیکل ترکیبی خورشیدی است که به بازیابی گازهای خروجی از اگزوز توربین گاز و سوپرهیت کردن بخار خروجی از مزرعه خورشیدی می‌پردازد. بویلر بازیاب ممکن است شامل سه سطح فشار، فشار پایین (LP)، فشار متوسط (IP) و فشار بالا (HP) باشد که هر سطح فشار شامل سه گروه اصلی از مبدل‌های حرارتی و یا عناصر گرمایشی به نام اکونومایزر، اواپراتور و سوپرهیتر هستند. هنگامی که گازهای خروجی از اگزوز توربین وارد بویلر بازیاب

¹ Heat transfer fluid (HTF)

² Heat recovery steam generation (HRSG)

شده و آب در داخل لوله‌ها، انرژی این گازهای داغ را گرفته و تبدیل به بخار می‌شود. در اکونومایزرها پیش گرمایش آب رخ می‌دهد و پس از جدا شدن آب و بخار در درام بخار وارد سوپرهیتر شده و از آنجا وارد توربین بخار می‌شود.



شکل ۱-۱. شماتیک سیکل ترکیبی خورشیدی [3]

مزرعه خورشیدی بخش مهم دیگر این نوع نیروگاه‌ها می‌باشد که در آن تشعشع خورشید با استفاده از سیستم‌های متمرکز کننده خورشیدی به انرژی حرارتی تبدیل می‌شود. این سیستم‌ها بر اساس هندسه و نحوه تمرکز نور خورشید به دو دسته‌ی، متمرکز کننده‌های نقطه‌ای و خطی تقسیم می‌شوند. از نوع اول می‌توان به سیستم‌های دریافت مرکزی و بشقاب‌های سهموی و از نوع دوم به کلکتورهای سهموی خطی و کلکتورهای خطی فرنل اشاره کرد.

ایران از لحاظ دریافت انرژی خورشیدی بسیار غنی است، متوسط چگالی تابش سالیانه در قسمت مرکزی ایران ۲۵۰ وات بر متر مربع است. میزان کل دریافت انرژی خورشیدی در کشور ایران با توجه به مساحت و متوسط تعداد ساعات آفتابی آن در سال، که بالغ بر ۲۸۰۰ ساعت است، حدود ۱۰۱۶ مگاژول در سال یا معادل ۱۶۳۴ میلیارد بشکه نفت خام است [4]. ساخت اولین نیروگاه سیکل ترکیبی

خورشیدی ایران در شهر یزد، در سال ۱۳۸۶ شروع گردید. سیکل قدرت این نیروگاه شامل دو توربین گاز هر یک به قدرت 157 مگاوات و یک توربین بخار به قدرت 160 مگاوات می‌باشد. مزرعه‌ی خورشیدی از متمرکزکننده‌های سهموی خطی ساخته شده که در راستای شمالی- جنوبی واقع می‌شوند و خورشید را در راستای شرقی- غربی دنبال می‌کنند. بخار مزرعه‌ی خورشیدی در شرایط طراحی، توان تولید 17 مگاوات را دارد [5].

۱-۴. پیشینه کارهای انجام شده

تاکنون مطالعات گسترده‌ای برای بررسی و تحلیل نیروگاه‌های خورشیدی و سیکل ترکیبی به صورت جداگانه انجام شده است، اما به نسبت آن توجه کمتری به نیروگاه‌های سیکل ترکیبی خورشیدی شده است، با این وجود در بیشتر بررسی‌های صورت گرفته بر روی این نوع نیروگاه‌ها، بیشتر به مسائل امکان‌سنجی اقتصادی و مزایای زیست محیطی توجه شده و کمتر به بحث‌های ترمودینامیکی سیکل و بهینه‌سازی آن پرداخته شده است. از آن جمله آندرس پولیکاس [6] یک مطالعه امکان‌سنجی اقتصادی درباره نصب نیروگاه خورشیدی حرارتی سهموی خطی برای تولید برق در مناطق مدیترانه‌ای انجام داده است. هورن و همکارانش [7] به بررسی اقتصادی یک نیروگاه ترکیبی خورشیدی در مصر پرداخته است. یعقوبی و باقرنژاد [8] به تحلیل اگزرژی اقتصادی یک نیروگاه خورشیدی حرارتی پرداخته و با تحلیل اگزرژی سیکل به بهینه‌سازی یک و چند هدفه اجزاء می‌پردازد. صادقی و اکرامی [9] به تحلیل و ارزیابی اقتصادی نیروگاه‌های خورشیدی با توجه به مسائل زیست محیطی پرداخته که در این بررسی ابتدا هزینه تمام شده تولید برق به ازای هر کیلووات ساعت در هر یک از نیروگاه‌های تولید برق محاسبه شده، سپس با توجه به انتشار آلاینده‌ها و گازهای گلخانه‌ای از نیروگاه‌های غیرخورشیدی و منظور نمودن هزینه‌های خارجی تحمیل شده، ارزیابی لازم صورت گرفته است. شادفر و عجم [10] به بهینه‌سازی اقتصادی سیکل نیروگاه خورشیدی حرارتی با

استفاده از الگوریتم ژنتیک پرداخته است، با استفاده از معادلات بالانس انرژی برای اجزاء سیکل، مقدار انهدام انرژی برای هر یک از اجزاء را بدست آورده و سپس با کمک بالانس هزینه برای اجزاء سیکل، هزینه واحد انرژی در نقاط مختلف سیکل بدست می‌آید. آن‌ها در این پژوهش تابع هدف را به صورت مجموع هزینه مربوط به سرمایه‌گذاری اولیه و تعمیر و نگهداری در نظر گرفته و به کمک الگوریتم ژنتیک آن را کمینه می‌کنند، تا پارامترهای طراحی سیکل بهینه شود. در مورد تحلیل ترمودینامیکی اجزاء نیروگاه خورشیدی بیشترین حجم کارهای انجام شده بر روی سیستم متمرکزکننده‌ها و انواع آنهاست و کمتر به تحلیل مبدل‌های حرارتی و سایر قسمت‌های سیکل پرداخته شده است، از جمله پادیل و همکاران [11] یک مدل انتقال حرارت جامع برای آنالیز حرارتی کلکتورهای سهموی خطی ارائه داده‌اند. هانگ و همکارانش [12] یک روش تحلیلی نوین برای محاسبه‌ی راندمان اپتیکی متمرکزکننده‌های خورشیدی سهموی خطی پیشنهاد داده‌اند. چنگ و همکارانش [13] در مقاله خود یک شبیه‌سازی عددی سه بعدی روی مدل کلکتورهای خورشیدی سهموی خطی به روش اتصال حجم محدود و روش اثر پرتو مونت کارلو انجام داده‌اند. از تحقیقات انجام شده روی کلکتورهای خورشیدی بخش بسیار زیادی به بررسی لوله‌های جاذب پرداخته است که به مطالعه گرادیان‌های دمایی و تحلیل‌های ترمودینامیکی این لوله‌ها و سیال انتقال دهنده حرارت درون آن‌ها می‌پردازد. از جمله رولدان و همکاران [14] به صورت عددی و آزمایشگاهی به بررسی توزیع دما درون لوله جاذب در حالتی که سیال عامل بخار فوق‌گرم است، پرداختند. استفاده از بخار فوق‌گرم به عنوان سیال عامل، باعث کاهش هزینه‌های اجرایی و نگهداری کلکتور می‌شود ولی از آنجا که بخار فوق‌گرم در مقایسه با آب و روغن دارای ضریب رسانش حرارت کمتری می‌باشد، در شرایط یکسان، هنگامی که سیال عامل بخار فوق‌گرم باشد، لوله جاذب دچار تنش‌های حرارتی بیشتری می‌شود. آلمازنا و همکاران [15] رفتار لوله جاذب کلکتور سهموی با کاربرد تولید بخار را در شرایط مختلف مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها با فرستادن آب سرد به داخل لوله جاذب فولادی مشاهده کردند، به علت به وجود آمدن

اختلاف دمایی در حدود ۵۰ درجه سانتی‌گراد، در امتداد محیطی، لوله جاذب به صورت موجی دچار خمش می‌شود و در نتیجه محافظ شیشه‌ای می‌شکند. آن‌ها با این هدف که گرادیان‌های دمایی در جهت محیطی لوله جاذب را کاهش دهند، آزمایش را با لوله مسی تکرار کردند. مشاهده شد از آنجا که مس دارای ضریب رسانش حرارتی بزرگ‌تری (تقریباً 7 برابر) نسبت به فولاد است، گرادیان‌های دمایی در امتداد محیطی بسیار کاهش می‌یابند و در نتیجه خمش لوله بسیار کاهش می‌یابد. اک و همکاران [16] در ارتباط با تولید برق به کمک بخار فوق‌گرم تولیدشده توسط کلکتور خورشیدی، به بررسی عددی و آزمایشگاهی گرادیان‌های دمایی ایجادشده درون لوله جاذب پرداختند. آن‌ها مشاهده کردند حداکثر گرادیان دمایی در هر مقطع در امتداد طول لوله جاذب، مربوط به ناحیه‌ای است که در آن بخار فوق‌گرم تولید می‌شود. همچنین آن‌ها مشاهده کردند که می‌توان حداکثر گرادیان دمایی در هر مقطع را با افزایش دبی جرمی کاهش داد. بر اساس نتایج تئوری و آزمایشگاهی قرار دادن لوله جاذب به نحوی که با افق زاویه بسازد، باعث بهبود چشمگیر رفتار ترموهیدرولیکی در فرآیند تولید بخار به کمک کلکتور سهموی می‌شود. اک و همکاران با توجه به این امر، به بررسی حداکثر گرادیان‌های دمایی درون لوله جاذب در حالت افقی و حالت شیب‌دار پرداختند. لاتا و همکاران [17] سعی کردند با بهینه‌سازی اندازه لوله جاذب تنش‌های حرارتی و خمش‌های لوله جاذب را کم کنند. آن‌ها مشاهده کردند در لوله جاذب مربوط به یک متمرکزکننده مرکزی، استفاده از لوله جاذب با قطر کوچک‌تر، باعث افزایش راندمان لوله جاذب و کاهش دمای حداکثر درون لوله جاذب خواهد شد. البته کاهش قطر لوله، هزینه ساخت و همچنین افت فشار را افزایش خواهد داد.

پیشینه مطالعات درباره انرژی خورشیدی و استفاده از آن در ایران به حدود ۴۵ سال قبل در دانشگاه شیراز و چند سال بعد در دانشگاه صنعتی شریف بازمی‌گردد. این تلاش‌ها در سال‌های پیش از انقلاب به بیشترین میزان خود رسید اما بعد از آن تقریباً متوقف شد. در سال‌های اخیر فعالیت‌هایی در رابطه با استفاده از انرژی‌های نو در کشور زیر نظر معاونت انرژی وزارت نیرو در حال انجام است که

یکی از کارهای صورت گرفته، نیروگاه تحقیقاتی ۲۵۰ کیلوواتی شیراز می‌باشد. در همین راستا شبیه سازی کامپیوتری این نیروگاه توسط یعقوبی و عزیزیان [18]، یعقوبی و قدیری [19] انجام شده است. درباره نیروگاه‌های سیکل ترکیبی خورشیدی اولین پروژه ساخت نیروگاه یزد می‌باشد که کار شبیه‌سازی این نیروگاه توسط حسینی و همکارانش [20] صورت گرفته است. که به بررسی این نیروگاه پرداخته‌اند.

برای احداث یک نیروگاه خورشیدی در هر منطقه جغرافیایی نیاز به اطلاعات کافی درباره میزان و شرایط تابش خورشید در روزهای مختلف سال است که به این اطلاعات پتانسیل انرژی خورشیدی در آن منطقه گفته می‌شود. روش‌های مختلفی برای بدست آوردن این اطلاعات وجود دارد که دقیق‌ترین آن استفاده از اندازه‌گیری محیطی می‌باشد. اما در بسیاری از نقاط از جمله اکثر مناطق ایران اطلاعات اندازه‌گیری شده در دسترس نیست، از این رو روش‌های مختلفی برای پیش‌بینی تابش خورشید به کمک عواملی مانند دما و رطوبت ارائه شده و به صورت مدل‌های مختلف منطقه‌ای، اقلیمی، جغرافیایی و محلی تهیه و به کار گرفته شده است. در ایران از برآوردهای انجام شده می‌توان به مطالعات جعفرپور و یعقوبی [21] که از چهار مدل مختلف برای تعیین حدودی میزان تابش ماهانه و سالانه در شیراز استفاده نمودند اشاره کرد. محاسبه ضریب گذردهی جو در شیراز توسط یعقوبی و سبزواری [22] با استفاده از ساعت آفتابی انجام شده است. جعفرپور و کارشناس [23] با تقسیم‌بندی اقلیمی-تابشی مناطق مختلف ایران، روابطی برای محاسبه تابش در شهرهای مختلف ایران ارائه دادند. اشجه‌ای [24] با استفاده از دو مدل دانشیار و برد-هولستروم [25] توانست میزان تابش انرژی خورشیدی را در چند نقطه خاص از ایران پیش‌بینی کند. اردهالی [26] با استفاده از مدل ساده آنگستروم و به کارگیری روش‌های پیشرفته برازش، میانگین یابی و بسط سری فوریه توانست ضرایب مدل آنگستروم را برای ایران محاسبه کند.

تاکنون فعالیت‌های بسیاری جهت تحلیل و طراحی بهینه بویلرهای صورت گرفته است که از

جمله محققى و شایگان [27] با ارائه روشى جدید برای مدلسازى سيكل بخار در سيكل‌هاى ترکیبى پیشرفته با استفاده از تشکیل دستگاه معادلات غیرخطى و حل همزمان آن با استفاده از روش‌هاى ترکیبى نیوتن پرداخته و سپس مدل ارائه شده را با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه‌سازى می‌نمایند. در تحلیلى دیگر فرانکو و روس [28] روشى را برای اگزرژی بر پایه بهینه‌سازى بویلربازياب به کار بردند. تأکید عمده در این تحلیل بر روی بهینه‌سازى بویلربازياب بود آن‌ها با استفاده از یک تابع هدف برای بویلربازياب به بهینه‌سازى فنى و اقتصادى بویلربازياب پرداختند و توانستند که راندمان کل سيكل را به نزدیک ۶۰٪ برسانند. پاشا و سانجیو [29] پارامترهاى مؤثر بر انتخاب بویلربازياب حرارتى را مطرح کردند. راگلند و استنزل [30] چهار طراحی نیروگاه را که با گاز طبیعى کار می‌کردند را از نظر هزینه به دست آمده، از طریق بهینه‌سازى بویلربازياب با هم مقایسه کردند. پلستر و همکاران [31] نتایج بویلربازياب حرارتى فشار دوگانه و سه گانه همراه و بدون ری‌هیتر را در سيكل ترکیبى باهم مقایسه کردند. باسیلى [32] مدل دوفشاره و سه فشاره همراه ری‌هیتر سيكل ترکیبى با محدودیت حداقل اختلاف درجه حرارت سیال جریان گرم و سرد (نقطه‌ی پینچ) را تجزیه و تحلیل کرد و به بررسی اختلاف درجه حرارت سوپرهیتر، درجه حرارت ورودى به توربین بخار، درجه حرارت خروجى و بروز خشكى احتمالى در خروجى توربین بخار بدون دی‌اریتور پرداخت. سیرینیواس و همکاران [33] با ارائه‌ی بهینه‌سازى تک فشاره، دوفشاره و سه فشاره بویلربازياب‌ها در سيكل ترکیبى با یک دی‌اریتور راندمان حرارتى را بهبود دادند. احمدى و همکاران [34] مدل‌سازى جامع ترمودینامیکى از فشارهاى بویلربازياب انجام دادند، آن‌ها همچنین داده‌هاى خود را با سيكل ترکیبى نیروگاه نكء برای صحت شبیه‌سازى کدنویسى کردند. همچنین برای بهینه‌سازى چند هدفه برای پیدا کردن بهینه‌سازى پارامترهاى طراحی بویلربازياب دو تابع هدف برای بهینه‌سازى هزینه‌ی کل و راندمان در نظر گرفته شده است. در آنالیز اقتصادى نتایج نشان داد که افزایش تعداد سطوح فشار بویلربازياب منجر به افزایش هزینه‌هاى کل می‌شود ولی از لحاظ اقتصادى توجیه پذیر است. باسیلى

[32] یک بویلربازیاب را در یک نیروگاه سیکل ترکیبی مدل کرده و به بهینه‌سازی آن پرداخته است. وی با معرفی تکنیک برای کاهش برگشت‌ناپذیری تلف شده در سیکل ترکیبی موفق شد راندمان حرارتی سیکل را در حدود ۲-۲.۵ درصد افزایش دهد. احمدی و دینسر [35] با انجام مدل‌سازی جامع سیکل ترکیبی فشار دوگانه و بهینه‌سازی نیروگاه با استفاده از الگوریتم ژنتیک و با در نظر گرفتن هزینه‌ی تخریب‌اگرژی در تابع هدف خود به تجزیه و تحلیل حساسیت و تنوع هزینه‌ی سوخت بر متغیرهای طراحی پرداختند. کاساروسا و همکاران [36] پارامترهای بویلربازیاب به دست آمده را به روش تجزیه و تحلیل ترمو اقتصادی برای حل سیستم‌های با معادلات غیرخطی با استفاده از الگوریتم ژنتیک را پیشنهاد کردند.

۱-۵. محتوای پایان‌نامه

با مطالعه و بررسی کارهای پیشین در زمینه نیروگاه خورشیدی ترکیبی می‌توان مشاهده نمود که طراحی همزمان مزرعه خورشیدی و بویلربازیاب حرارتی کمتر مورد توجه قرار گرفته است، به همین دلیل در کار حاضر سعی شده است به کمک مدل‌سازی مناسب تمام شرایط محیطی و بر اساس اطلاعات کارکرد نیروگاه دماوند، طراحی بهینه بویلربازیاب حرارتی و مزرعه خورشیدی انجام شود. در این پژوهش با توجه به محدودیت‌های سیکل ترکیبی موجود، به بررسی دو سناریو برای ادغام سیکل خورشیدی و ترکیبی با هم پرداخته می‌شود، به این طریق که در صورت اتصال خروجی سیکل خورشیدی به کدامیک از قسمت‌های فشار بالا یا فشار پایین بویلربازیاب، شرایط بهتری در نیروگاه حاصل می‌گردد. که این موضوع در قالب دو سناریو مختلف بیان شده و با هم مقایسه می‌گردد. سپس بر اساس سناریو برگزیده پارامترهای مختلف مزرعه خورشیدی و بویلربازیاب به کمک الگوریتم ژنتیک بهینه‌سازی می‌گردد.

در فصل بعد با در نظر گرفتن شرایط محیطی نیروگاه به مدل‌سازی عوامل محیطی پرداخته، سپس

بر مبنای بالانس انرژی در حالت پایای یک بعدی، بخش مزرعه خورشیدی مدل‌سازی می‌گردد. در پایان فصل با کمک روابط ترمودینامیکی به تحلیل اجزاء مختلف سیکل ترکیبی و مدل‌سازی ترمودینامیکی آن می‌پردازد.

در فصل سوم ابتدا با بیان روابط و ملاحظات اساسی برای طراحی بویلرهای حرارتی، به محاسبه پارامترهای سطوح حرارتی مورد نیاز مانند ضخامت و گام لوله‌ها و مشخصات فین‌ها پرداخته خواهد شد. پس از آن با توجه به مسائل اساسی مربوط به طراحی یک مزرعه خورشیدی، که در بخش دوم این فصل مطرح می‌شود، پارامترهایی از جمله نوع متمرکزکننده‌ها، لوله جاذب و پوشش محافظ بحث و بررسی خواهد شد.

فصل چهارم مربوط به بیان و تحلیل نتایج حاصل می‌باشد که ابتدا به اعتبارسنجی نتایج حاصل از کد نوشته شده برای مدل‌سازی سیکل پرداخته، سپس با طراحی اولیه بویلرهای حرارتی به بررسی دو سناریو برای تلفیق سیکل خورشیدی و سیکل ترکیبی می‌پردازد. در نهایت بر اساس سناریو انتخاب شده، به طراحی بهینه پارامترهای بویلرهای حرارتی و مزرعه خورشیدی پرداخته خواهد شد.

فصل ۲ . مدل سازی

۲-۱. مقدمه

مهم‌ترین عامل در حصول یک نتیجه مطلوب و مورد اطمینان از یک پژوهش که به وسیله کدنویسی صورت می‌گیرد، مدل‌سازی صحیح و دقیق آن مسئله می‌باشد. از این رو در نظر گرفتن شرایط واقعی و استفاده از معادلات و فرمول‌های معتبر، برای بیان مسئله مورد بررسی، بسیار حائز اهمیت بوده. می‌توان گفت مدل در نظر گرفته شده برای مسئله مورد بررسی، مبنا اصلی صحت و دقت آن پژوهش بوده و تمام نتایج حاصل منوط به دقت مفروضات و معادلات حاکم در مدل‌سازی می‌باشد. باید توجه نمود در این پایان‌نامه از روابط تحلیلی معین استفاده شده است، از این رو شاید عنوان مدل‌سازی برای این بخش مناسب نباشد، اما به رسم معهود و با توجه به هدف کلی این بخش از این عنوان برای بیان روابط حاکم استفاده شده است.

فصل پیش‌رو به مدل‌سازی سیکل ترکیبی خورشیدی، با در نظر گرفتن شرایط محیطی نیروگاه مورد بررسی و معادلات حاکم بر قسمت‌های مختلف سیکل، پرداخته است. لازم به تذکر است به دلیل گستردگی برخی از مباحث و پیچیده شدن محاسبات، از تکرار مباحث مشابه و جزئیات غیر ضروری کدنویسی خودداری شده است و سعی شده مسائل اساسی و تعیین‌کننده مدل مورد استفاده بیان گردد.

در این فصل ابتدا مدل‌سازی شرایط محیطی، مانند هوای پیرامون نیروگاه، شدت تابش خورشید و همچنین خصوصیات سوخت گاز، انجام شده است. در ادامه به مدل‌سازی مزرعه خورشیدی به عنوان یکی از قسمت‌های مهم مورد بررسی در این پژوهش پرداخته خواهد شد، که این مدل‌سازی بر اساس بالانس انرژی بر روی لوله‌های جاذب موجود در مزرعه خورشیدی می‌باشد، به نحوی که تمام روش‌های انتقال حرارت ممکن، مورد بررسی و مدل‌سازی قرار می‌گیرد. در بخش بعدی، مدل‌سازی سیکل ترکیبی که متشکل از سه قسمت اصلی سیکل گاز، سیکل بخار و بویلر بازایاب حرارتی است، در

دستور کار قرار دارد. روش کار به این صورت خواهد بود که تمام اجزای اصلی این سیکل‌ها به کمک بالانس انرژی مدل‌سازی شده و مفروضات مورد استفاده در کدنویسی بیان می‌گردد. یکی از مباحث مورد توجه در پایان این فصل، مدل‌سازی دو سناریو مفروض در طراحی بویلر باز یاب حرارتی می‌باشد.

۲-۲. فشار محیط

فشار محیط یکی از پارامترهای مهم در مدل‌سازی نیروگاه‌های سیکل ترکیبی می‌باشد زیرا تأثیر مستقیم بر روی چگالی هوا و در نتیجه مقدار هوای ورودی به سیکل گاز خواهد داشت. با توجه به اینکه در هوای ورودی به توربین، دبی حجمی ثابت در نظر گرفته شده است، با تأثیر این پارامتر بر روی آن دبی جرمی تغییرات محسوسی را خواهد داشت. در این معادله مشاهده می‌شود فشار محیط با ارتفاع از سطح دریا رابطه عکس دارد، به نحوی که با افزایش ارتفاع، فشار محیط و در نتیجه چگالی هوا کاهش می‌یابد.

$$P_{atm} = \frac{(760 \times (1 - 2.26 \times 10^{-7} \times H)^{5.25})}{735} \quad (1-2)$$

که در این رابطه H بر حسب متر و P_{atm} بر حسب bar می‌باشد.

۲-۳. شدت تابش خورشید

برای محاسبه‌ی شدت تابش خورشید روش‌های مختلفی پیشنهاد شده است. اما دقیق‌ترین راه استفاده از داده‌های پایگاه سنجش تابش محلی در صورت وجود می‌باشد. در این پروژه به دلیل نبود پایگاه سنجش تابش در منطقه پاکدشت و عدم دسترسی به داده‌های تابش محلی، با کمک روابط ریاضی شدت تابش محاسبه می‌گردد. مدل استفاده شده جهت محاسبه شدت تابش مدل هاتل^۱ برای مناطق آب و هوایی گوناگون می‌باشد [۳۷].

¹ Hottel

$$I = I_0(a_0 + a_1 e^{-k \left(\frac{1}{\cos \theta_z} \right)}) \quad (2-2)$$

مقادیر ثابت a_1 ، a_0 و k را برای جو استاندارد که محدوده دید آن برابر ۲۳ کیلومتر باشد می‌توان برای ارتفاعات مختلف از سطح به ترتیب از مقادیر a_1^* ، a_0^* و k^* که به صورت زیر ارائه گردیده‌اند، بدست آورد [37].

$$\begin{aligned} a_1 &= a_1^* \times r_1 \\ k &= k^* \times r_k \\ a_0 &= a_0^* \times r_0 \end{aligned} \quad (2-3)$$

که از روابط زیر بدست خواهد آمد:

$$\begin{aligned} a_0^* &= 0.4237 - 0.00821(6 - A)^2 \\ a_1^* &= 0.5055 + 0.00595(6.5 - A)^2 \\ k^* &= 0.2711 + 0.01858(2.5 - A)^2 \end{aligned} \quad (2-4)$$

در روابط فوق A ارتفاع نقطه مورد نظر از سطح دریا بر حسب کیلومتر می‌باشد. مقادیر a_1^* ، a_0^* و k^* را برای آنکه بتوان در شرایط آب و هوایی متفاوت مورد استفاده قرار داد، در ضرایب تصحیح r_1 ، r_0 و r_k ضرب شده‌اند که این ضرایب برای شرایط آب و هوایی مختلف در جدول ۱-۲ ارائه گردیده است.

جدول ۱-۲. ضرایب تصحیح مربوط به آب و هوا [37]

r_k	r_1	r_0	نوع آب و هوا
۱/۰۲	۰/۹۸	۰/۹۵	استوایی
۱/۰۲	۰/۹۹	۰/۹۷	عرض‌های جغرافیایی متوسط - تابستان
۱/۰۱	۰/۹۹	۰/۹۹	نیمه قطبی
۱	۱/۰۱	۱/۰۳	عرض‌های جغرافیایی متوسط - زمستان

در این معادلات I تابش فرازمینی است که به ثابت خورشیدی $I_{sc} = 1367 \text{ w.m}^{-2}$ و روز (N) وابسته است:

$$I_0 = I_{sc} [1 + 0.034 \cos(\frac{360N}{365.25})] \quad (w \cdot m^{-2}) \quad (5-2)$$

که N عبارت است از شماره روز سال و در روز اول ژانویه (۱۱ دیماه)، $N = 1$ و در روز سی و یکم دسامبر (۱۰ دیماه)، $N = 365$ می‌باشد. در ضمیمه ۱ نحوه محاسبه شماره روز سال عنوان شده است.

در معادله (۲-۲) مقدار θ_z وابسته به ϕ عرض جغرافیایی محل، δ زاویه انحراف زمین و ω زاویه ساعت خورشید می‌باشند که برای محاسبه مقدار θ_z از رابطه (۶-۲) به صورت زیر استفاده می‌گردد.

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega \quad (6-2)$$

در این رابطه δ زاویه انحراف زمین نسبت به محور عمودی می‌باشد که از معادله (۷-۲) محاسبه

می‌گردد:

$$\delta = 23.45 \sin(360 \frac{284 + n}{365}) \quad (7-2)$$

برای محاسبه ω از رابطه (۸-۲) استفاده می‌شود:

$$\omega = 15 \times (t - 12) \quad (8-2)$$

۲-۴. هوای محیط

برای بررسی و تحلیل سیکل نیروگاهی موردنظر در مواقع متفاوتی تاثیرات هوا قابل ملاحظه می‌باشد، از جمله در اتاق احتراق سیکل گاز و همچنین در طراحی بویلر بازیاب حرارتی که خواص ترمودینامیکی هوای محیط تأثیر بسیاری بر روی میزان انتقال حرارت و افت فشار درون آن خواهد داشت. از این رو با توجه به ضرورت و تاثیرگذاری خواص هوای محیط نیروگاه، می‌توان با یک مدل‌سازی دقیق به نتایج صحیح و قابل اطمینان در کل پژوهش دست یافت.

۲-۴-۱. درصد ترکیبات هوا

یکی از مهم‌ترین خواص هوای محیط، درصد ترکیبات مولی هوا می‌باشد که نمایانگر میزان وجود

گازهای متفاوت با خواص ترمودینامیکی گوناگون در هوای اطراف سیکل می‌باشد. در این تجزیه و تحلیل، هوا با درصد مولی ترکیبات زیر در نظر گرفته شده، شایان ذکر است درصد ترکیبات نشان داده شده در جدول ۲-۲ با توجه به میزان رطوبت هوای اطراف نیروگاه، متغیر می‌باشد که این تغییر خود را در درصد مولی H_2O نشان می‌دهد.

جدول ۲-۲. درصد ترکیبات مولی هوا [38]

ترکیبات هوا	درصد مولی (%)
N_2	75.67
O_2	20.35
H_2O	3.03
CO_2	0.0345
CO	0.0007
SO_2	0.0002
H_2	0.00005
Others	0.91455

۲-۴-۲. خواص ترمودینامیکی هوا

برخی از خواص ترمودینامیکی هوا مانند چگالی، ظرفیت گرمایی، هدایت حرارتی و ویسکوزیته از جمله تاثیرگذارترین پارامترها در مدل‌سازی خواص هوای محیط نیروگاه می‌باشند که در این قسمت به کمک معادلات ترمودینامیکی، مدل‌سازی خواهند شد. خواص هوا که در محاسبات مربوط به انتقال حرارت مورد استفاده قرار گرفته است، متغیر با دما و به صورت زیر مدل‌سازی شده است.

۲-۴-۲-۱. چگالی

چگالی هوا در میزان هوای ورودی به اتاقک احتراق و نیز افت فشار در مراحل مختلف سیکل تأثیر فراوانی دارد. در این مدل‌سازی با توجه به قانون گازها و با فرض ایده‌آل بودن آن، که در رنج دمایی کارکرد نیروگاه فرض قابل قبولی می‌باشد، می‌توان چگالی هوا را به صورت تابعی از ارتفاع و دمای

اطراف به صورت زیر بیان نمود:

$$\rho(H, T) = \frac{P_{atm}(H)}{\bar{R} T} \frac{1}{M_w} \quad (9-2)$$

در این رابطه T بر حسب درجه کلوین، P_{atm} بر حسب Kpa و تابعی از ارتفاع از سطح دریا می باشد

و $\bar{R} = 8.314 \text{ KJ} / \text{Kmol.K}$ ثابت جهانی گازها که برابر M_w و جرم مولکولی گاز می باشد.

۲-۲-۴-۲. ظرفیت گرمایی

برای محاسبه ظرفیت گرمایی هوا از رابطه چندجمله‌ای خطی زیر استفاده می شود که با توجه به

درصد ترکیبات مولی، مقدار ضرایب ثابت آن متفاوت خواهد بود. در فرمول (۱۰-۲) واحد بر

حساب $\frac{\text{KJ}}{\text{Kmol.K}}$ است، برای تبدیل به $\frac{\text{KJ}}{\text{kg.K}}$ باید بر جرم مولی هر گاز نیز تقسیم شود.

$$\bar{C}_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad \frac{\text{KJ}}{\text{Kmol.K}} \quad (10-2)$$

می توان ضرایب a, b, c و d را برای درصد ترکیبات مختلف هوا با توجه به جدول ۲-۳ تعیین نمود.

جدول ۲-۳. ضرایب برای محاسبه‌ی گرمای ویژه‌ی گازهای ایده‌آل [38]

نوع گاز	a	b	c	d	محدوده دمایی (k)	ثابت گاز $\left(\frac{\text{KJ}}{\text{kg.K}}\right)$
Nitrogen(N ₂)	28.90	-0.1571 × 10 ⁻²	0.8081 × 10 ⁻⁵	-2.873 × 10 ⁻⁹	273 - 1800	0.2968
Oxygen(O ₂)	25.48	1.520 × 10 ⁻²	-0.7155 × 10 ⁻⁵	1.312 × 10 ⁻⁹	273 - 1800	0.2598
Carbon monoxide(CO)	28.16	-0.1675 × 10 ⁻²	0.5372 × 10 ⁻⁵	-2.222 × 10 ⁻⁹	273 - 1800	0.2968
Carbon dioxide(CO ₂)	22.26	5.981 × 10 ⁻²	-3.501 × 10 ⁻⁵	7.469 × 10 ⁻⁹	273 - 1800	0.1889
Water vapor(H ₂ O)	32.24	0.1923 × 10 ⁻²	1.055 × 10 ⁻⁵	-3.595 × 10 ⁻⁹	273 - 1800	0.4615
Nitric oxide(NO)	29.34	-0.09395 × 10 ⁻²	0.9747 × 10 ⁻⁵	-4.187 × 10 ⁻⁹	273 - 1500	0.2771
Nitrogen Dioxide(NO ₂)	22.9	5.715 × 10 ⁻²	-3.52 × 10 ⁻⁵	7.87 × 10 ⁻⁹	273 - 1500	0.1807

۲-۴-۲-۳. هدایت حرارتی

ضریب هدایت حرارتی هوا، برای بررسی و تحلیل انتقال حرارت درون بویلر بازیاب حرارت و مزرعه خورشیدی نیاز به یک مدل سازی مناسب و قابل اطمینان دارد. تئوری جنبشی^۱ روشی است که در این پروژه به کمک آن مدل سازی هدایت حرارتی هوا صورت گرفته است. با توجه به فرض هوا به عنوان گاز ایده آل جرم مولکولی مخلوط گاز ایده آل به صورت زیر محاسبه می شود:

$$M_w = \sum_{i=1}^N x_i M_i \quad (11-2)$$

که در رابطه بالا x درصد مولی گاز مورد نظر و M جرم مولکولی آن می باشد. با این مقدمه می توان با توجه به تئوری جنبشی هدایت حرارتی هوا را با رابطه ی زیر تعیین نمود:

$$k = \frac{15}{4} \frac{\bar{R}}{M_w} \mu \left[\frac{4}{15} \frac{c_p M_w}{\bar{R}} + \frac{1}{3} \right] \quad (12-2)$$

۲-۴-۲-۴. ویسکوزیته

ویسکوزیته هوا از جمله پارامترهای مهم در تحلیل جریان درون سیکل گاز و بویلر بازیاب بوده و تأثیر بسزایی در انتقال حرارت در اجزاء سیکل مورد بررسی دارد. برای مدل سازی ویسکوزیته روش های مختلفی وجود دارد، از جمله مدل توانی، تعریف تابع خطی یا چندجمله ای بر اساس اطلاعات موجود (CurveFit) و قانون سادرلند^۲ که دارای دو مدل به شرح زیر می باشد. در این پایان نامه روش آخر با فرض سیال ایده آل به کار می رود.

۱. مدل سادرلند با دو ثابت

¹ Kinetic Theory

² Sutherland

(۱۳-۲)

$$\mu(T) = \frac{C_1 T^{\frac{3}{2}}}{T + C_2}$$

که در این رابطه μ ویسکوزیته بر حسب Kg/m.s و T دما بر حسب کلوین و C_1 و C_2 ثوابت، که

برای هوا در دماهای میانگین به ترتیب $C_1 = 1.458 \times 10^{-6} \text{ kg / m.s.K}^{\frac{1}{2}}$ و $C_2 = 110.4 \text{ K}$ می باشد.

۲. مدل سادرلند با سه ثابت

(۱۴-۲)

$$\mu(T) = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \frac{T_0 + S}{T + S}$$

در این رابطه نیز دما بر حسب کلوین می باشد و S ثابت سادرلند می باشد که برای هوا در دماهای

میانگین ثوابت به شرح ذیل بیان می گردد: $\mu_0 = 1.716 \times 10^{-5} \text{ kg / m.s}$ و $T_0 = 273.11 \text{ K}$ و

$S = 110.56 \text{ K}$ در این رابطه T دمای استاتیکی بر حسب کلوین و واحد ویسکوزیته نیز kg/m.s

می باشد.

۲-۵. مدل سازی سوخت گازی

سوخت های گازی به سوخت هایی اطلاق می گردد که در درجه حرارت و فشار محیط حالت گازی

دارند. از بین انواع گازهای قابل اشتعال راحت ترین و مناسب ترین آن ها از لحاظ صنعتی گاز طبیعی

است که از زمین خارج شده، گازهای دیگر از نظر اقتصادی مقرون به صرفه نبوده یا مرغوب

نمی باشند. گاز طبیعی کاملاً بی رنگ است و نسبت به اینکه از چه منبعی استخراج شده باشد

ترکیبات آن فرق می کند لیکن در اکثر آن ها CH_4 بیشترین ترکیب آن ها را تشکیل می دهد و گاه

مقداری اتان و هیدروکربن های دیگر و ازت در آن ها وجود دارد.

گاز طبیعی به عنوان سوخت اصلی در نیروگاه مورد بررسی، در نظر گرفته شده است. این سوخت

در صورت احتراق کامل آلودگی کمتری خواهد داشت، دود و خاکستر ایجاد نمی کند، طول شعله و

حرارت و سرعت احتراق کاملاً قابل تنظیم می باشد. داشتن شعله کوتاه و گرم و نداشتن خاکستر در

کوره و کم بودن درصد گوگرد، در نتیجه پایین بودن درجه نقطه اسید شدن محصولات احتراق و یکنواخت بودن درجه حرارت و کیفیت شعله، از جمله دلایل انتخاب این سوخت به عنوان سوخت مصرفی در نیروگاه موردنظر است.

۲-۵-۱. خواص سوخت‌های گازی

این بخش به منظور مدل‌سازی گاز طبیعی مورد استفاده، به بررسی مهم‌ترین خواص سوخت‌های گازی که در احتراق و ترکیبات محصول احتراق، تأثیر بسزایی دارد می‌پردازد. از جمله خواص مهم در این مدل‌سازی حجم مخصوص سوخت، ارزش حرارتی و درصد ترکیبات مولی سوخت مورد استفاده در نیروگاه می‌باشد.

۲-۵-۱-۱. حجم مخصوص

اگر فشار سوخت گازی کم باشد حجم مخصوص آن را می‌توان از قانون گازهای کامل بدست آورد:

$$PV = RT \quad (۱۵-۲)$$

V حجم مخصوص، T دمای مطلق، P فشار و R ثابت عمومی گازها است. عموماً سوخت‌های گازی

هیدروکربنی تا فشار حدود $۲۴۱/۲$ کیلوپاسکال با خطای کمی از قانون گاز کامل پیروی می‌کنند. اگر فشار گاز زیاد باشد دیگر از رابطه گاز کامل، حجم مخصوص آن را نمی‌توان به دست آورد لذا رابطه زیر استفاده می‌گردد:

$$PV = ZRT \quad (۱۶-۲)$$

Z ضریب تراکم پذیری است که آن را می‌توان با توجه به فشار و دما برآورد کرد تمامی گازها در

فشار و دمای یکسان تقریباً دارای ضریب تراکم پذیری یکسان بوده و انحراف آن‌ها از رفتار گاز ایده‌آل به یک میزان است.

۲-۵-۱-۲. ارزش حرارتی

ارزش حرارتی سوخت مقدار حرارتی است که واحد جرم سوخت بر اثر ترکیب با هوا و کاهش

درجه حرارت محصولات احتراق تا درجه حرارت اولیه مخلوط هوا و سوخت می تواند آزاد کند. ارزش حرارتی سوخت گازی متناسب با کسر مولی و ارزش حرارتی هر یک از اجزاء سوخت می باشد:

$$LHV = \frac{\sum_{i=1}^n x_i Z_i (LHV)_i}{Z_m} \quad (17-2)$$

اگر مخلوط گازی کامل فرض شوند، می توان ضریب تراکم پذیری جزء i (Z_i) و ضریب تراکم پذیر مخلوط (Z_m) را برابر و مساوی با یک گرفت. بنابراین معادله زیر ساده تر می شود :

$$LHV = \sum_{i=1}^n x_i (LHV)_i \quad (18-2)$$

برای محاسبه‌ی ارزش حرارتی سوخت گاز و معادله‌ی سوخت نیروگاه سیکل ترکیبی دماوند، ابتدا با کمک جدول ۲-۴ درصد ترکیب مولی سوخت را در نظر گرفته تا فرمول اصلی سوخت مورد استفاده تعیین گردد

جدول ۲-۴. ترکیبات گاز طبیعی نیروگاه دماوند [39]

ترکیبات سوخت	درصد مولی (%)
<i>Methane (CH₄)</i>	98.57
<i>Ethane (C₂H₆)</i>	0.63
<i>Propane (C₃H₈)</i>	0.1
<i>Iso Butane (C₄H₁₀)</i>	0.05
<i>Iso Pentane (C₅H₁₂)</i>	0.04
<i>Hexane (C₆H₁₂)</i>	0.01
<i>Nitrogen (N₂)</i>	0.59
<i>Carbon dioxide (CO₂)</i>	0.01

البته درصد بسیار کمی از هیدروژن سولفید حدود ۶/۵ ppm و ترکیبات دیگری نیز در آن وجود دارد که در جدول به دلیل اندک بودنشان در نظر گرفته نشده‌اند. برای محاسبه‌ی ارزش حرارتی پایین می توان با توجه به جدول ۲-۵ میزان آن را محاسبه کرد. طبق فرمول زیر LHV_f گاز مورد نظر را به دست آورده:

$$LHV_f = \sum_{i=1}^n y_i LHV_i \quad (19-2)$$

جدول ۲-۵. ارزش حرارتی پایین ترکیبات گاز طبیعی نیروگاه دماوند [39]

Fuel (Phase)	Formula	LHV ($\frac{Kj}{kg}$)
Methane (g)	CH ₄	50050
Ethane (g)	C ₂ H ₆	47520
Propane (L)	C ₃ H ₈	46340
Normal Butane (L)	C ₄ H ₁₀	45370
Iso pentane (L)	C ₅ H ₁₂	44910
Hexane(L)	C ₆ H ₁₂	44670
Natural gas (g)	C _n H _{3.8n} N _{0.1n}	45000

برای بدست آوردن فرمول واقعی سوخت مصرفی با کمک جدول ۲-۶ که درصد مولی و جرم مولی ترکیبات سازنده سوخت را مشخص کرده است، می توان نسبت جرم هر گاز را نسبت به جرم کل سوخت محاسبه کرد.

جدول ۲-۶. جرم مولی ترکیبات گاز طبیعی نیروگاه دماوند [39]

ترکیبات سوخت	در صد مولی	جرم مولی گاز $\frac{kg}{kmol}$	جرم گاز $\frac{kg}{kmol}$
Methane (CH ₄)	0.9857	16	15.7712
Ethane (C ₂ H ₆)	0.0063	30	0.189
Propane (C ₃ H ₈)	0.001	44	0.044
Iso Butane (C ₄ H ₁₀)	0.0005	58	0.0288
Iso Pentane (C ₅ H ₁₂)	0.0004	72	0.0086
Hexane(C ₆ H ₁₂)	0.0001	86	0.2924
Nitrogen (N ₂)	0.0059	28	0.1652
Carbon dioxide (CO ₂)	0.0001	44	0.0044
Total	1	-	M _f = 16.4748

فرمول اصلی سوخت مصرفی به شکل زیر خواهد بود:

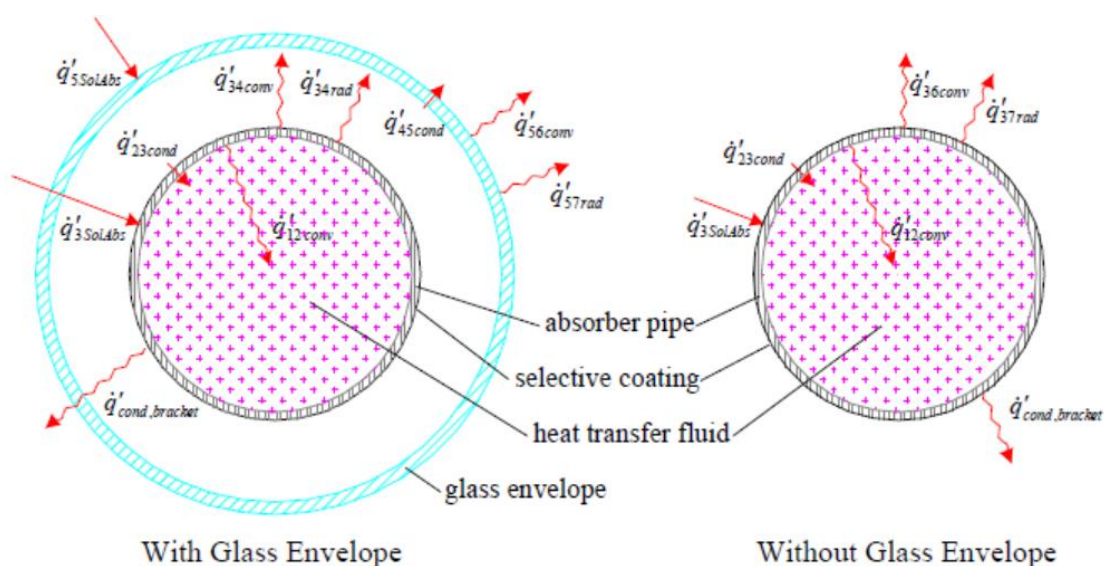
$$[CH_4]_{0.9857} [C_2H_6]_{0.0063} [C_3H_8]_{0.001} [C_4H_{10}]_{0.0005} [C_5H_{12}]_{0.0004} [C_6H_{12}]_{0.0001} [N_2]_{0.0059} [CO_2]_{0.0001} = C_{1.006} H_{3.9996} N_{0.0228} O_{0.0002}$$

که می توان با تقریب خوبی سوخت را به عنوان گاز متان با فرمول (CH₄) در نظر گرفت.

۲-۶. مدل سازی مزرعه‌ی خورشیدی

در این مدل سازی، شبیه سازی عملکرد دریافت کننده بر مبنای بالانس انرژی بین سیال ناقل حرارت و اتمسفر انجام می‌شود. این مدل سازی همه‌ی روابط ضروری را جهت پیش‌بینی پارامترها دربردارد که به عواملی از قبیل نوع کلکتور مورد استفاده، شرایط لوله‌ی دریافت کننده، خواص نوری دریافت کننده و کلکتور و شرایط محیطی بستگی دارد.

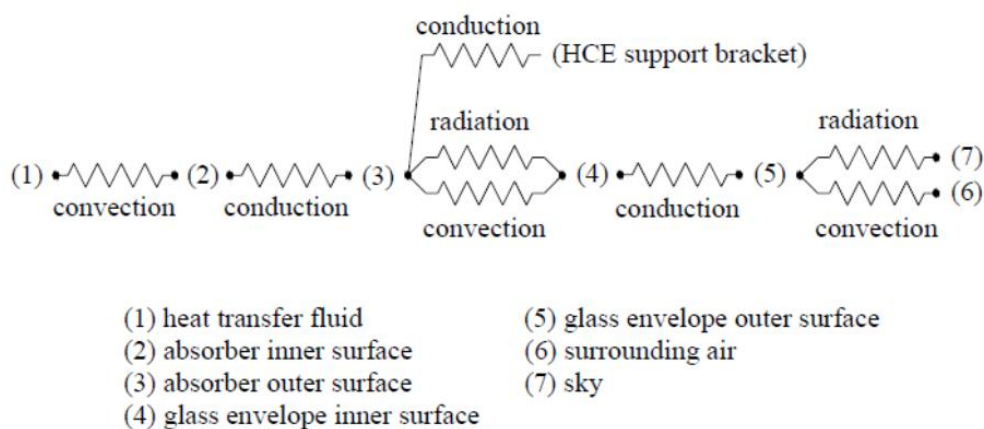
شکل ۱-۲ یک تحلیل پایدار یک بعدی از بالانس انرژی برای لوله‌ی دریافت کننده را نشان می‌دهد که این تحلیل بین سیال ناقل و اتمسفر است. در این مدل سازی دو حالت با و بدون پوشش محافظ شیشه‌ای لحاظ شده.



شکل ۱-۲. تحلیل یک بعدی و حالت پایای بالانس انرژی برای یک مقطع از دریافت کننده [40]

همچنین قابل ذکر است که در شکل ۲-۲ مدل سازی با مقاومت‌های حرارتی نشان داده شده است و تعاریف مورد نظر برای تک تک جملات انتقال حرارت بین لوله‌ی جاذب تا محیط بیان شده است. برای وضوح بیشتر انرژی خورشیدی دریافتی و افت‌های نوری از مدل مقاومت‌های حرارتی حذف شده است. افت‌های نوری به سبب ایجاد عیوبی در آینه‌های کلکتور، شرایط سایه، عدم تمیز بودن آینه‌ها و

پوشش شیشه‌ای محافظ ایجاد می‌گردد.



شکل ۲-۲. مدل مقاومت حرارتی برای یک مقطع از دریافت کننده [40]

انرژی خورشیدی مؤثر دریافتی که انرژی خورشیدی دریافتی منهای افت‌های نوری می‌باشد، توسط پوشش شیشه‌ای ($\dot{q}'_{5SolAbs}$) و سطح انتخابی لوله‌ی جاذب ($\dot{q}'_{3SolAbs}$) دریافت می‌شود. بخشی از انرژی که توسط سطح انتخابی جذب شده است، از سطح جاذب با روش هدایت (\dot{q}'_{23cond}) و سپس از طریق جابجایی در سیال ناقل حرارت به آن انتقال داده می‌شود (\dot{q}'_{12conv}). باقی‌مانده انرژی با روش جابجایی (\dot{q}'_{34conv}) و تشعشع (\dot{q}'_{34rad}) به پوشش شیشه‌ای برمی‌گردد و بقیه انرژی هم که از طریق مفاصل نگه‌دارنده‌ی لوله‌ی دریافت کننده و به طریق هدایت ($\dot{q}'_{cond, bracket}$) تلف می‌شود.

انرژی منتقل شده با روش جابجایی و تشعشع، سپس از پوشش شیشه‌ای محافظ با روش انتقال حرارت هدایت عبور کرده (\dot{q}'_{45cond}) و به طریق جابجایی (\dot{q}'_{56conv}) و تشعشع (\dot{q}'_{57rad}) به محیط دفع می‌شود. اگر پوشش شیشه‌ای محافظ نباشد، اتلاف حرارتی از لوله‌ی دریافت کننده به صورت

مستقیم به محیط صورت خواهد پذیرفت.

در شکل ۱-۲ نمایی از یک لوله‌ی دریافت کننده با و بدون پوشش شیشه‌ای ملاحظه می‌شود. جهت همه‌ی شارهای حرارتی در نظر گرفته شده در این شکل مثبت فرض شده است. به کمک این شکل، روابط بالانس انرژی با در نظر گرفتن پایستاری انرژی، برای هر سطح مقطع عرضی از دریافت کننده به دست می‌آید. برای حالت با پوشش محافظ شیشه‌ای:

$$\dot{q}'_{12conv} = \dot{q}'_{23cond} \quad (20-2)$$

$$\dot{q}'_{3SolAbs} = \dot{q}'_{34conv} + \dot{q}'_{34rad} + \dot{q}'_{23cond} + \dot{q}'_{23cond} + \dot{q}'_{cond, bracket} \quad (21-2)$$

$$\dot{q}'_{34conv} + \dot{q}'_{34rad} = \dot{q}'_{45cond} \quad (22-2)$$

$$\dot{q}'_{45cond} + \dot{q}'_{5SolAbs} = \dot{q}'_{56conv} + \dot{q}'_{57rad} \quad (23-2)$$

$$\dot{q}'_{HeatLoss} = \dot{q}'_{56conv} + \dot{q}'_{57rad} + \dot{q}'_{cond, bracket} \quad (24-2)$$

و بدون پوشش محافظ شیشه‌ای:

$$\dot{q}'_{12conv} = \dot{q}'_{23cond} \quad (25-2)$$

$$\dot{q}'_{3SolAbs} = \dot{q}'_{36conv} + \dot{q}'_{37rad} + \dot{q}'_{23cond} + \dot{q}'_{cond, bracket} \quad (26-2)$$

$$\dot{q}'_{HeatLoss} = \dot{q}'_{36conv} + \dot{q}'_{37rad} + \dot{q}'_{cond, bracket} \quad (27-2)$$

در حالت بدون پوشش محافظ شیشه‌ای روابط چهارم و پنجم از رده خارج شده $\dot{q}'_{3SolAbs}$ و

به صورت جملات شارهای حرارتی مدل‌سازی و نمایش داده شده‌اند. در حقیقت انرژی

خورشیدی جذب شده در جاذب و محافظ شیشه‌ای، پدیده‌های حجمی هستند. با این وجود بیشتر

جذب خورشیدی در لوله‌ی جاذب در ناحیه‌ای محدود به سطح رخ می‌دهد. (در حدود ۶

آنگستروم) [19]. اگرچه جذب خورشیدی در محدوده‌ی ضخامت محافظ شیشه‌ای رخ می‌دهد ولی

ضریب جذب بسیار کوچک سبب می‌گردد که هر گونه خطا برای در نظر گرفتن جذب خورشیدی، به

عنوان یک پدیده‌ی سطحی بسیار کوچک و قابل صرف نظر کردن باشد.

۲-۶-۲. انتقال حرارت جابجایی بین سیال ناقل حرارت و لوله جاذب

بر اساس قانون سرمایش نیوتن، انتقال حرارت جابجایی از سطح درونی لوله‌ی جاذب به سیال بدست می‌آید:

$$\dot{q}'_{12\text{conv}} = h_1 D_2 \pi (T_2 - T_1) \quad (28-2)$$

و برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی:

$$h_1 = \text{Nu}_{D_2} \frac{K_1}{D_2} \quad (29-2)$$

در این معادله دماهای T_1 و T_2 مستقل از جهت‌های شعاعی و طولی دریافت کننده بوده و بنابراین به خوبی می‌توان همه‌ی دماها و شرایط را در حالت یک بعدی مدل‌سازی کرد. عدد ناسلت به نوع سیال گذرنده از لوله‌ی دریافت کننده بستگی دارد. در شرایط بهره‌برداری عادی جریان سیال داخل دریافت کننده در اکثر طراحی‌ها به خوبی با ناحیه‌ی آشفته مطابقت داشته، ولی با این وجود در طول ساعات تاریک شبانه روز یا در زمان محاسبه‌ی افت‌های حرارتی از جزء دریافت کننده‌ی گرما، در یک تست آزمایشگاهی جریان در داخل دریافت کننده، می‌تواند به دلیل ویسکوزیته‌ی سیال ناقل، در دماهای پایین گذرا و یا آرام باشد. در اینجا برای کامل‌تر شدن مدل‌سازی همه‌ی حالت‌ها در نظر گرفته شده است. برای مدل‌سازی انتقال حرارت جابجایی از لوله‌ی جاذب به سیال ناقل حرارت برای جریان‌های آشفته و گذرا یعنی در اعداد رینولدز بالاتر از ۲۳۰۰، رابطه‌ی زیر برای عدد ناسلت توسط گنیلینسکی ارائه شده است [41] و استفاده می‌شود.

$$\text{Nu}_{D_2} = \frac{f_2 / 8 (Re_{D_2} - 1000) Pr_1 \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)^{0.11}}{1 + 12.7 \sqrt{f_2 / 8} (Pr_1^{2/3} - 1) \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)} \quad (30-2)$$

که f از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$f_2 = [1.82 \log_{10} (Re_{D_2}) - 1.64]^{-2} \quad (31-2)$$

به فرض معتبر بودن رابطه‌ی فوق برای جریان آشفته درون لوله، این رابطه عدد ناسلت را برای

جریان گذرا و برای رینولدزهای بین ۲۳۰۰ تا ۴۰۰۰ هم محاسبه خواهد کرد. علاوه بر این رابطه برای خواص گوناگونی از سیال قابل استفاده است که بین دمای دیواره‌ی جاذب و دمای میانگین سیال باشند. رابطه برای $0.5 < Pr_1 < 2000$ و $2300 < Re_{D_2} < 5E 6$ معتبر است. به جز برای Pr_2 همه‌ی خواص سیال برای دمای میانگین سیال محاسبه می‌شوند. همچنین روابط بیان شده بر اساس شار حرارتی حالت یکنواخت و در نظر گرفتن یک سطح صاف برای لوله‌ی جاذب محاسبه شده‌اند. برای حالت جریان آرام، عدد رینولدز از ۲۳۰۰ کمتر می‌باشد، عدد ناسلت ثابت بوده و برای جریان درون لوله این مقدار ۴.۳۶ خواهد بود.

۲-۶-۳. انتقال حرارت هدایتی از دیواره لوله جاذب

با کاربرد قانون هدایت فوری که در اینجا برای یک استوانه‌ی توخالی برای انتقال حرارت هدایتی از دیواره‌ی لوله‌ی جاذب تشریح می‌شود، بدست خواهد آمد:

$$\dot{q}'_{23\text{cond}} = 2\pi k_{23} (T_2 - T_3) / \ln(D_3 / D_2) \quad (۳۲-۲)$$

در این رابطه ضریب هدایت حرارتی ثابت است و در دمای میانگین بین سطح داخلی و خارجی لوله‌ی جاذب محاسبه می‌شود. ضریب هدایت به نوع مواد مورد استفاده در جاذب بستگی دارد. مدل‌سازی عملکرد جزء دریافت‌کننده‌ی گرما شامل ۳ نوع فولاد ضد زنگ 304L، 316L و 321H می‌باشد. اگر 304L یا 316L به عنوان ماده‌ی پایه برای ساخت لوله‌ی جاذب به کار روند، ضریب هدایت حرارتی از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود:

$$K_{23} = (0.013)T_{23} + 15.2 \quad (۳۳-۲)$$

و چنان چه 321H انتخاب شود خواهیم داشت:

$$K_{23} = (0.0153)T_{23} + 14.775 \quad (۳۴-۲)$$

هر دوی این روابط با خطی سازی منطبق با نتایج حاصل از کارهای دیویس [42] حاصل شده‌اند.

۲-۶-۴. انتقال حرارت از لوله جاذب به لوله شیشه‌ای

انتقال حرارت جابجایی و تشعشع بین جاذب و لوله‌ی شیشه‌ای محافظ رخ می‌دهد. مکانیزم انتقال حرارت جابجایی به فشار گاز موجود در فضای حلقوی بستگی دارد. در فشارهای پایین (کمتر از حدوداً 1 torr) مکانیزم انتقال حرارت هدایت مولکولی است. در فشارهای بالاتر (بیشتر از حدوداً 1 torr) مکانیزم انتقال حرارت جابجایی آزاد خواهد بود [40]. انتقال حرارت تشعشعی هم به دلیل تفاوت دما بین سطح خارجی جاذب و سطح داخلی پوشش شیشه‌ای محافظ رخ می‌دهد. محاسبات انتقال حرارت تشعشعی با فرض پوشش محافظ شیشه‌ای به عنوان سطح خاکستری انجام می‌شود.

۲-۶-۴-۱. انتقال حرارت جابجایی

برای مدل‌سازی انتقال حرارت جابجایی بین لوله جاذب و لوله شیشه‌ای (\dot{q}'_{34conv})، فضای بین دو لوله جاذب و شیشه‌ای خلاء در نظر گرفته می‌شود، زیرا در این حالت کمترین میزان اتلاف حرارت میسر می‌گردد. مکانیزم این انتقال حرارت جابجایی ملکول‌های آزاد نامیده می‌شود و ضریب انتقال حرارت آن از رابطه ۲-۳۵ بدست می‌آید:

$$h_{34} = \frac{k_{std}}{(D_3 / 2 \ln(D_4 / D_3) + b\lambda(D_3 / D_4 + 1))} \quad (2-35)$$

که برای بدست آوردن ضرایب λ و b از روابط زیر استفاده می‌شود.

$$b = \frac{(2-a)(9\gamma-5)}{2a(\gamma+1)} \quad (2-36)$$

$$\lambda = \frac{2.331E(-20)(T_{34} + 273.15)}{(p_a \delta^2)} \quad (2-37)$$

این رابطه برای $Ra_{D_4} < (D_4 / (D_4 - D_3))^4$ صادق است. اما قطعاً میزان انتقال حرارت برای فشارهای خیلی کم (کمتر از 0.001 torr) ناچیز و قابل صرف نظر کردن است. در جدول ۲-۷ ضرایب مورد استفاده در روابط بالا برای سه گاز معمول مورد استفاده در کلکتورهای سهموی ذکر شده است.

جدول ۲-۷. پارامترهای ضریب انتقال حرارت جابجایی [40]

نوع گاز	k_{std} [W/m-k]	b	λ [cm]	γ	δ [cm]
هوا	0.02551	1.571	88.67	1.39	3.5E-8
هیدروژن	0.1769	1.581	191.8	1.398	2.4E-8
آرگون	0.01777	1.886	76.51	1.677	3.8E-8

۲-۶-۴. انتقال حرارت تشعشی

برای مدل سازی انتقال حرارت تشعشی بین لوله جاذب و لوله شیشه‌ای محافظ (\dot{q}'_{34rad}) از فرض‌ها و ساده‌سازی‌هایی مانند فرض عدم وجود گاز در فضای حلقوی، خاکستری بودن سطح، عبور و بازتابش به صورت پخشی استفاده می‌شود و حاصل آن رابطه‌ی زیر می‌باشد:

$$\dot{q}'_{34rad} = \frac{\sigma \pi D_3 (T_3^4 - T_4^4)}{(1/\varepsilon_3 + (1 - \varepsilon_4) D_3 / (\varepsilon_4 D_4))} \quad (2-38)$$

برای بدست آوردن رابطه فوق صدور تشعشع از پوشش محافظ شیشه‌ای به محیط خارج نادیده گرفته شده است. هیچ کدام از این فرض‌ها کاملاً دقیق نیست. برای مثال نه پوشش محافظ شیشه‌ای و نه سطح جاذب انتخابی هیچ کدام سطوح خاکستری نیستند و پوشش محافظ شیشه‌ای در همه‌ی طیف‌های گرمایی کاملاً کدر و خاکستری نیست. با این وجود هر گونه خطا مرتبط با این فرض‌ها کوچک و قابل صرف نظر کردن می‌باشد.

۲-۶-۵. انتقال حرارت از محافظ شیشه‌ای به محیط

انتقال حرارت از محافظ شیشه‌ای به اتمسفر به دو صورت جابجایی و تشعشی صورت می‌گیرد. جابجایی به هر دو شکل طبیعی و اجباری انجام می‌شود که بستگی به وضعیت باد و سرعت وزش آن دارد. انتقال حرارت تشعشی هم به دلیل اختلاف دما بین پوشش شیشه‌ای و آسمان می‌باشد. در ادامه ابتدا به مدل سازی انتقال حرارت جابجایی برای هر دو حالت طبیعی و اجباری پرداخته سپس انتقال حرارت تشعشی بررسی می‌گردد.

۲-۶-۵-۱. انتقال حرارت جابجایی

انتقال حرارت جابجایی از پوشش شیشه‌ای به اتمسفر (\dot{q}'_{56conv}) بزرگ‌ترین منشأ افت حرارتی در کل سیستم متمرکزکننده سهموی می‌باشد به خصوص در حالتی که وزش باد منجر به انتقال حرارت جابجایی اجباری گردد. بنابر قانون سرمایش نیوتن:

$$\dot{q}'_{56conv} = h_{56} \pi D_5 (T_5 - T_6) \quad (39-2)$$

$$h_{56} = \frac{K_{56}}{D_5} Nu_{D5} \quad (40-2)$$

که در رابطه ۲-۴۰ برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی، عدد ناسلت وابسته به وزش یا عدم وزش باد می‌باشد. در حالت عدم وزش باد انتقال حرارت جابجایی از پوشش شیشه‌ای به محیط از طریق جابجایی طبیعی خواهد بود. در این حالت روابط توسط چرچیل و چو توسعه یافته که جهت پیش بینی عدد ناسلت می‌باشد [43].

$$\overline{Nu}_{D5} = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_{D5}^{1/6}}{\left[1 + (0.559 / Pr_{56})^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (41-2)$$

برای بدست آوردن عدد رایلی از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$Ra_{D5} = \frac{g \beta (T_5 - T_6) D_5^3}{(\alpha_{56} \nu_{56})} \quad (42-2)$$

$$\beta = \frac{1}{T_5} \quad (43-2)$$

$$Pr_{56} = \frac{\nu_{56}}{\alpha_{56}} \quad (44-2)$$

این رابطه برای مقادیر خاص عدد رایلی (بین 10^5 تا 10^{12}) صادق است و لوله‌ی افقی بلند را به صورت تک‌دما فرض می‌کند. همچنین خواص سیال در دمای فیلم یعنی $\left(\frac{T_5 + T_6}{2} \right)$ محاسبه می‌شوند. برای حالت وزش باد انتقال حرارت جابجایی از محافظ شیشه‌ای به محیط از طریق جابجایی اجباری خواهد بود. عدد ناسلت در این حالت با رابطه‌ی زوکاکاس برای جریان‌های جابجایی اجباری خارجی

روی یک استوانه‌ی تک‌دما بیان می‌شود.

$$\overline{Nu}_{D5} = C Re_{D5}^m Pr_6^n \left(\frac{Pr_6}{Pr_5} \right)^{1/4} \quad (45-2)$$

که برای محاسبه عدد ناسلت از رابطه بالا، به مقادیر پارامترهای موجود در آن نیاز است که در

جدول ۸-۲ بیان شده است [40].

جدول ۸-۲. مقادیر پارامترهای رابطه زوکاکاس [40]

Re_D	C	m
1-40	0.75	0.4
40-1000	0.51	0.5
1000-200000	0.26	0.6
200000-1000000	0.076	0.7

علاوه بر پارامترهای ذکر شده در جدول فوق، مقدار n هم به این صورت می‌باشد که برای

پرانتل‌های بزرگ‌تر از 10، مقدار n=0.36 خواهد بود و برای پراتنل‌های کوچک‌تر یا مساوی 10 مقدار

n=0.37 می‌باشد. توجه شود رابطه ۴۵-۲ برای مقادیر خاص اعداد رینولدز و پراتنل صادق است و

همه‌ی خواص سیال در دمای اتمسفریک محاسبه می‌شوند به جز Pr_5 که در دمای سطح خارجی

پوشش محافظ شیشه‌ای محاسبه می‌شود.

۲-۵-۶-۲. انتقال حرارت تشعشعی

اتلاف حرارت تشعشعی در محافظ شیشه‌ای به دلیل تفاوت دما بین پوشش شیشه‌ای و آسمان

می‌باشد. برای محاسبه آن پوشش شیشه‌ای یک شی کوچک محدب خاکستری فرض شده که در یک

جسم سیاه حفره مانند بزرگ که آسمان است، محصور است. کل انتقال حرارت تشعشعی بین پوشش

شیشه‌ای و آسمان می‌شود:

$$\dot{q}'_{57rad} = \sigma D_5 \pi \varepsilon_5 (T_5^4 - T_7^4) \quad (46-2)$$

توجه شود که فرض جسم سیاه بودن آسمان فرض دقیقی نیست، به ویژه زمانی که آسمان ابری

باشد. با این حال این فرض موجب خطای بزرگی نمی‌شود و قابل صرف نظر کردن می‌باشد.

۶-۶-۲. حرارت تشعشعی جذب شده لوله جاذب

مقدار حرارات جذب شده در لوله‌های جاذب که با $\dot{q}'_{3SolAbs}$ مشخص می‌گردد، یک پدیده سطحی بوده و به عنوان شار حرارتی از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$\dot{q}'_{3SolAbs} = \dot{q}'_{si} \eta_{abs} \alpha_{abs} \quad (47-2)$$

در این رابطه α_{abs} ضریب جذب سطح لوله جاذب بوده، \dot{q}'_{si} تابش خورشیدی در واحد طول گیرنده می‌باشد که از ضرب مقدار تابش مستقیم خورشید در مساحت سطح مؤثر دریافت کننده و تقسیم حاصل آن بر طول دریافت کننده به دست می‌آید. همچنین η_{abs} از رابطه زیر بدست خواهد آمد:

$$\eta_{abs} = \eta_{env} \tau_{env} \quad (48-2)$$

که در رابطه فوق τ_{env} ضریب گذردهی شیشه محافظ بوده و برای محاسبه η_{env} از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$\eta_{env} = \varepsilon'_1 \varepsilon'_2 \varepsilon'_3 \varepsilon'_4 \varepsilon'_5 \varepsilon'_6 \rho_{cl} K \quad (49-2)$$

در رابطه فوق برای محاسبه پارامتر زاویه تابش خورشیدی، K از رابطه ۲-۵۰ استفاده می‌شود.

$$K = \cos \theta + 0.000884\theta - 0.00005369\theta^2 \quad (50-2)$$

سایر ضرایب موجود در رابطه ۲-۴۹ در جدول ۲-۹ موجود می‌باشد، در این جدول برخی

پارامترهای اثرگذار بر راندمان نوری مؤثر را نشان می‌دهد. این جدول بر اساس اطلاعات حاصل از

مدل سازی عملکرد نیروگاه‌های SEGS توسط NREL بدست آمده است [44].

جدول ۲-۹. ضرایب تأثیر راندمان نوری [44]

ε'_1 = HCE Shadowing (bellows, shielding, supports)	0.974
ε'_2 = Tracking Error	0.994
ε'_3 = Geometry Error (mirror alignment)	0.98
ε'_4 = Dirt on Mirrors	reflectivity/ ρ_{cl}

$\varepsilon'_5 = \text{Dirt on HCE}$	$(1 + \varepsilon'_4) / 2$
$\varepsilon'_6 = \text{Unaccounted}$	0.96
$\rho_{cl} = \text{Clean Mirror Reflectance}$	0.935

با استفاده از جدول فوق می‌توان ضرایب رابطه ۲-۴۹ را درون آن قرار داد و میزان تابش جذب

شده خورشید توسط لوله جاذب $\dot{q}'_{3\text{SolAbs}}$ را محاسبه نمود، دقت شود در این رابطه تمام پارامترها مستقل از دما فرض شده‌اند.

۲-۶-۷. حرارت تشعشی جذب شده پوشش محافظ شیشه‌ای

همان‌طور که قبلاً اشاره شد، جذب خورشیدی در محافظ شیشه‌ای به صورت شار حرارتی فرض شده تا مدل‌سازی ساده‌تر باشد. از نظر فیزیکی این مسئله درست نیست و جذب خورشیدی در محافظ شیشه‌ای به عنوان یک پدیده‌ی تولید حرارتی می‌بایست تابعی از ضخامت شیشه باشد با این وجود این فرض مادامی که ضریب جذب خورشیدی برای شیشه کوچک است (۰.۰۲) و ضخامت پوشش هم کم باشد، خطای کمی خواهد داشت. همچنین یک راندمان نوری تخمین زده می‌شود تا بتوان به مقادیر حقیقی دست یافت، بر این اساس جهت محاسبه $\dot{q}'_{5\text{SolAbs}}$ از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$\dot{q}'_{5\text{SolAbs}} = \dot{q}'_{si} \eta_{env} \alpha_{env} \quad (۵۱-۲)$$

که همان‌طور که قبلاً ذکر شد برای محاسبه η_{env} از رابطه ۲-۴۹ استفاده می‌شود، همچنین باید توجه داشت ضریب جذب و ضریب نشر پوشش محافظ شیشه‌ای ثابت بوده و مستقل از دما هستند و برای کلیه سطوح به ترتیب با مقادیر ۰.۰۲ و ۰.۸۶ محاسبه می‌شوند.

۲-۶-۸. افت حرارت از اتصالات نگه دارنده لوله دریافت کننده

لوله‌های دریافت کننده، اجزای جمع کننده گرما هستند که توسط نگه دارنده‌هایی به خط کانونی کلکتور متصل می‌شوند، به نحوی که لوله دریافت کننده را در کانون آینه‌های متمرکزکننده قرار

می‌دهد، در واقع بدنه‌ی سازه‌ی کلکتور را به لوله‌ی جاذب متصل می‌کنند. در شکل ۲-۳ دو نمونه از نگه‌دارنده‌های لوله دریافت کننده مشاهده می‌شود، همانطور که در شکل دیده می‌شود، در انتهای هر دریافت کننده یک نگه‌دارنده وجود دارد.



شکل ۲-۳. دو نمونه نگه‌دارنده لوله دریافت کننده [40]

برای محاسبه حرارت تلف شده در نگه‌دارنده $(\dot{q}'_{\text{cond, bracket}})$ آن را به صورت یک فین نامحدود در نظر گرفته که دمای پایه آن ۱۰ درجه کمتر از دمای نوک آن، یعنی قسمت اتصال با لوله جاذب، است. این تخمین دمای پایه برای افت حرارتی در طول فواصل کوتاه از ملحقات نگه‌دارنده، تا حداقل سطح مقطع، که به عنوان پایه‌ی فین فرض می‌شود، محاسبه شده. در نتیجه افت حرارتی در نگه‌دارنده با معادله‌ی زیر تخمین زده می‌شود. [40]

$$\dot{q}'_{\text{cond, bracket}} = \sqrt{h_b P_b K_b A_{cs,b}} (T_{\text{base}} - T_6) / L_{\text{HCE}} \quad (52-2)$$

۲-۷. مدل سازی سیکل ترکیبی

در این بخش به مدل سازی سیکل ترکیبی مورد بررسی که در شکل ۲-۴ نمایش داده شده، خواهیم پرداخت. همانطور که در شکل مشاهده می‌گردد، سیکل ترکیبی این نیروگاه شامل سیکل گاز و سیکل بخار بوده که از طریق یک بویلر بازتاب دو فشاره با هم ترکیب شده‌اند. سیکل گازی متشکل از

کمپرسور هوا، اتاقک احتراق^۱ و توربین گازی می‌باشد. همچنین بویلر بازویاب دو فشاره این نیروگاه شامل دو اکونومایزر^۲، یک اواپراتور^۳ و سوپرهیتر^۴ در بخش فشار بالا و یک اکونومایزر، اواپراتور و سوپرهیتر در بخش فشار پایین خود می‌باشد. بخار حاصل از دو بخش بویلر، برای تولید الکتریسیته وارد دو بخش فشار بالا و فشار پایین توربین بخار موجود در سیکل پایین دست می‌شود، که این سیکل علاوه بر توربین بخار دو فشاره شامل کندانسور و پمپ آب تغذیه می‌باشد.

برای مدل‌سازی این سیکل ترکیبی لازم است هرکدام از اجزاء مذکور به صورت یک حجم کنترل در نظر گرفته شود و با کمک قانون اول ترمودینامیک، موازنه انرژی مربوط به آن را بررسی گردد. فرضیاتی که در این مدل‌سازی استفاده شده است به صورت زیر می‌باشد:

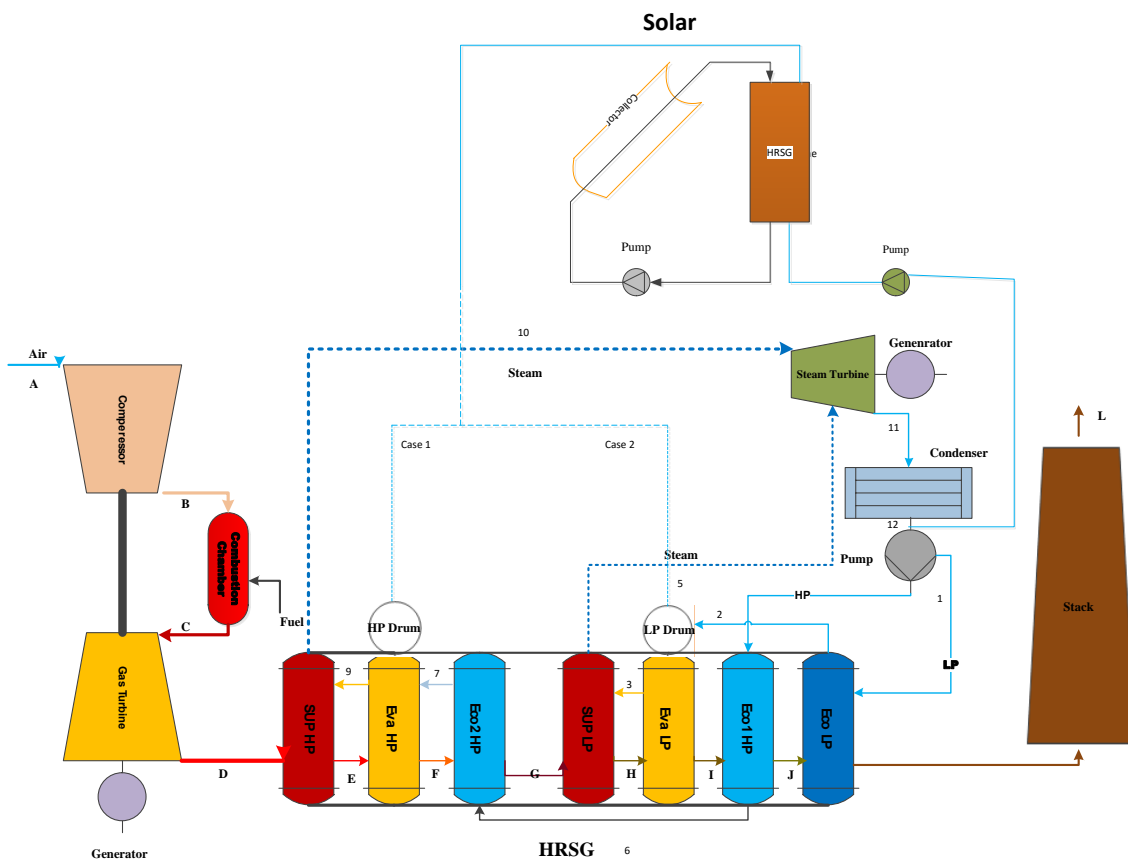
- هوا و محصولات احتراق به‌عنوان مخلوط گاز ایده‌آل در نظر گرفته شده‌اند [38].
- تمامی اجزاء سیکل آدیباتیک در نظر گرفته شده‌اند.
- ظرفیت گرمایی ویژه‌ی هوا متغیر با دما فرض شده است [38].
- در بویلر بازویاب ظرفیت گرمایی گازهای حاصل از احتراق ثابت در نظر گرفته شده [۳۸ و ۴۵].
- با توجه به ثابت فرض شدن راندمان ایزنتروپیک توربین گاز و کمپرسور نسبت فشار در این اجزاء ثابت می‌باشد [۳۸ و ۴۵].
- فرآیند احتراق کامل در نظر گرفته شده است.
- با تغییر دبی جرمی هوای ورودی نقطه‌ی عملکرد توربین گاز و کمپرسور تغییر نیابد.
- دبی جرمی توربین گاز ثابت فرض شده و دبی جرمی متغیر با دما می‌باشد.
- دمای اسیده شدن ۱۱۰ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است [۴۵].

¹ Combustion Chamber

² Economizer

³ Evaporator

⁴ Superheater



شکل ۲-۴. شماتیک سیکل ترکیبی با بویلرهای دوفشاره

برای مدل‌سازی بویلرهای دوفشاره در این نیروگاه، با توجه به فرض دو سناریو متفاوت در ادغام بخار حاصل از مزرعه خورشیدی با بخار بویلرهای دوفشاره لازم است ابتدا بدون در نظر گرفتن مزرعه خورشیدی به آنالیز انرژی سطوح مختلف بویلرهای دوفشاره پرداخته، سپس با توجه به دبی اضافه شده طی دو سناریو، تغییرات لازم را در معادلات اعمال کرده و به یک مدل‌سازی صحیح برای هر دو سناریو دست یافت.

۲-۷-۲. کمپرسور

در ابتدای سیکل گازی، کمپرسور قرار دارد که وظیفه‌ی آن افزایش فشار در هوای ورودی به سیکل، برای ورود به محفظه احتراق می‌باشد. کمپرسور مورد بررسی دارای نسبت فشار (r) ۱۲ بار

می باشد و راندمان آیزنتروپیک (η_{AC}) آن برابر ۸۵ درصد می باشد [39]. ثابت فرض شدن این مقدار تنها برای اعتبارسنجی کار با توربین V94.2 می باشد. می توان با استفاده از حجم کنترل مورد نظر و با استفاده از قانون اول ترمودینامیک رابطه‌ی زیر را بیان نمود:

$$\dot{m}_a h_A + \dot{W}_{AC} = \dot{m}_a h_B \quad (۵۳-۲)$$

برای محاسبه دمای خروجی از کمپرسور، رابطه زیر مورد استفاده قرار می گیرد:

$$T_B = T_A \left(1 + \left(\frac{1}{\eta_{AC}} \right) \left(r^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right) \right) \quad (۵۴-۲)$$

رابطه‌ی ۵۴-۲ بر اساس ادغام روابط راندمان آیزنتروپیک و فرایند پلی تروپیک می باشد. همان طور که در این رابطه نشان داده شده است، دمای خروجی از کمپرسور (T_B) با راندمان آیزنتروپیک کمپرسور، نسبت فشار آن و همچنین γ_a ، نسبت گرمای ویژه طبق رابطه‌ی ۵۵-۲ تعریف می شود.

$$\gamma_a = \frac{C_{pa}}{C_{va}} \quad (۵۵-۲)$$

همان طور که در اکثر کتب موجود ترمودینامیکی مشاهده می شود C_{va} به صورت مشخص داده نمی شود و باید طبق رابطه‌ی ۵۶-۲ از مقدار ظرفیت گرمایی ویژه‌ی هوا در فشار ثابت C_{pa} محاسبه شود. همچنین در این رابطه R ثابت هوا می باشد.

$$C_{va} = C_{pa} - R \quad (۵۶-۲)$$

نکته‌ای که باید در این معادلات توجه شود روند محاسبه‌ی کار کمپرسور است که از رابطه‌ی ۵۳-۲ به دست می آید این رابطه بر حسب آنتالپی هوا (h) نوشته شده است. برای محاسبه‌ی مربوط به آنتالپی و آنتروپی از فرمول‌های زیر استفاده می شود:

$$h = \frac{10^3}{M} \left[H^+ + ay + \frac{b}{2} y^2 - cy^{-1} + \frac{d}{3} y^3 \right] \quad (۵۷-۲)$$

$$S = \frac{1}{M} \left[S^+ + a \ln T + by - \frac{c}{2} y^{-2} + \frac{d}{2} y^2 \right] \quad (۵۸-۲)$$

باید توجه داشت که فرمول‌های بالا در فشار ۱ بار صادق اند زیرا بر روی آنتروپی فشار کارکردی نیز

تأثیرگذار است، در غیر این صورت با توجه به فرضیات این مسئله، فشار تنها در آنتروپی تأثیر خود را می‌گذارد و معادله‌ی ۲-۵۸ به صورت معادله‌ی ۲-۵۹ تغییر می‌یابد، این در حالی است که معادله‌ی ۲-۵۷ تغییر نیافته و در مدل‌سازی استفاده می‌شود.

$$S = \frac{1}{M} \left[S^+ + a \ln T + by - \frac{c}{2} y^{-2} + \frac{d}{2} y^2 - \bar{R} \ln \left(\frac{P}{P_{ref}} \right) \right] \quad (۲-۵۹)$$

که $P_{ref} = 1 \text{ bar}$ و M جرم مولکولی ماده‌ی موردنظر می‌باشد، که در اینجا هوا و گازهای خروجی از انگوز توربین گاز می‌باشد که برای گازهای خروجی $M = 29 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$ و $y = 10^{-3} T$ در نظر گرفته می‌شود. در نهایت با توجه به محاسبه آنتالپی در ورودی و خروجی کمپرسور، مقدار کار کمپرسور از فرمول زیر محاسبه خواهد شد:

$$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_a (h_A - h_B) \quad (۲-۶۰)$$

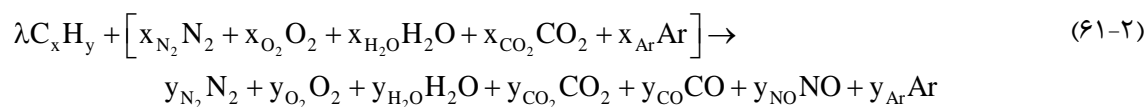
۲-۷-۳. اتاقل احتراق

در مدل‌سازی محفظه‌ی احتراق دبی سوخت، مجهول می‌باشد. در نتیجه برای مدل‌سازی این مجموعه فرضیات زیر در نظر گرفته می‌شود:

۱- دمای خروجی از محفظه‌ی احتراق برابر ۱۱۰۰ درجه سانتی‌گراد باشد.

۲- احتراق به صورت کامل صورت پذیرد.

در نتیجه با توجه به فرضیات می‌توان با استفاده از معادله‌ی احتراق و همچنین قانون اول ترمودینامیک مقدار دبی سوخت را به دست آورد. بدین منظور مجهول معادلات برای راحت‌تر شدن حل آن‌ها مقدار λ یعنی نسبت هوا به سوخت می‌باشد. با این توضیحات معادله احتراق زیر برای این حالت در نظر گرفته شده است:



در معادله ۲-۶۱ کاملاً واضح است که ضرایب کربن و هیدروژن در معادلات به صورت x و y قرار

داده شده است که این مقادیر نشان از محاسبه‌ی مقادیر دقیق هر کدام از ضرایب می‌باشد. همچنین درصد‌های مولی هوا که دارای مقدار اندکی می‌باشند در مدل‌سازی لحاظ نشده‌اند [38] زیرا در محاسبات خطای بسیار ناچیزی را به وجود می‌آورند و تأثیری در محاسبات ندارند. با توجه به اینکه برای محاسبه‌ی آنتالپی خروجی از اتاق احتراق نیاز به دانستن درصد ترکیبات هر محصول است در نتیجه با موازنه‌ی بین عناصر روابط زیر به دست می‌آید:

$$y_{CO_2} = \lambda x + x_{CO_2} - y_{CO} \quad (۶۲-۲)$$

$$y_{H_2O} = \frac{\lambda y}{2} + x_{CO_2} \quad (۶۳-۲)$$

$$y_{Ar} = x_{Ar} \quad (۶۴-۲)$$

$$y_{N_2} = x_{N_2} - \frac{y_{CO}}{2} \quad (۶۵-۲)$$

$$y_{O_2} = x_{O_2} + \frac{y_{CO} y_{NO}}{2} - \lambda x - \frac{\lambda y}{4} \quad (۶۶-۲)$$

که در این روابط X_i مشخص‌کننده‌ی درصد ترکیبات جزء i ام در هوای ورودی می‌باشد و از طرف دیگر مقدار y_i نیز درصد ترکیبات خروجی در محصولات احتراق می‌باشد. سپس با توجه به قانون اول ترمودینامیک برای اتاق احتراق به محاسبه‌ی λ (نسبت سوخت به هوا) پرداخته می‌شود و در این رابطه، طبق مرجع [۴۰] مقدار ۲٪ تلفات حرارتی برای اتاق احتراق در نظر گرفته شده است که در رابطه‌ی ۶۷-۲ کاملاً مشخص می‌باشد.

$$\bar{h}_b + \lambda \bar{h}_f = \bar{h}_c (1 + \lambda) + 0.02LHV \quad (۶۷-۲)$$

$$\bar{\lambda} = \frac{x_{O_2} \Delta h_{O_2} + x_{N_2} \Delta h_{N_2} + x_{CO_2} \Delta h_{CO_2} + x_{H_2O} (h_{H_2O, T_b} - h_{H_2O, T_c})}{h_f + x h_{O_2, T_b} + \frac{y h_{O_2, T_b}}{4} - x h_{CO_2, T_b} - \frac{y h_{H_2O, T_b}}{2}} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{air}} \times \frac{M_{air}}{M_f} \quad (۶۸-۲)$$

در این روابط Δh_i به معنی اختلاف آنتالپی جزء i ام در دمای خروجی و ورودی می‌باشد. رابطه‌ی ۶۸-۲ با جایگذاری روابط حاصل از موازنه‌ی معادله‌ی احتراق در معادله‌ی ۶۷-۲ به دست آمده. در این رابطه x_i درصد مولی اجزا می‌باشد و x و y به ترتیب مقدار کربن و هیدروژن در سوخت و M جرم مولی می‌باشد. شایان ذکر است که این معادله‌ی احتراق علاوه بر نیروگاه دماوند برای نیروگاه نکاء،

توس و شازند و تمامی کلاس‌های توربین گاز با سوخت گاز معتبر بوده و نتایج قابل قبولی داشته و مورد تأیید و اعتبارسنجی شده است.

۲-۷-۳-۲. افت فشار در اتاقک احتراق

یکی از الزامات در مدل‌سازی صحیح اتاقک احتراق، در نظر گرفتن افت فشار موجود در این بخش می‌باشد. افت فشار در اتاقک احتراق از دو بخش تشکیل می‌شود. بخشی از این افت فشار ΔP_{Cold} است که ناشی از ورود هوا به درون اتاقک می‌باشد و بخش دیگر ΔP_{hot} ناشی از فرآیند احتراق می‌باشد.

$$\Delta P_{2-3} = \Delta P_{Cold} + \Delta P_{hot} \quad (۶۹-۲)$$

افت فشار سرد نشان دهنده مجموع تلفات در بخش دیفیوزر و بوش می‌باشد. احتراقی ایده‌آل خواهد بود که در آن بوش دیفرانسیل به نمایندگی از کل افت فشار سرد به صفر کاهش یابد. افت فشار سرد در محدوده اتاق احتراق مدرن در حدود ۲/۵ الی ۵ درصد [45] از فشار احتراق ورودی در نظر گرفته می‌شود.

افت فشار اساسی که در اتاق احتراق رخ می‌دهد، ناشی از خود فرایند احتراق می‌باشد که میزان این افت فشار به سرعت خروجی از کمپرسور (U) سرعت میانگین ورودی m/s ، دمای هوای ورودی T_2 و دمای هوای خروجی T_3 از اتاقک احتراق و چگالی هوای ورودی ρ (kg/m^3) وابسته می‌باشد. که از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [38].

$$\Delta P_{hot} = 0.5 \rho U^2 \left(\frac{T_3}{T_4} - 1 \right) \quad (۷۰-۲)$$

و در نهایت افت فشار در اتاق احتراق به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$\frac{P_C}{P_B} = (1 - \Delta p_{cc}) \quad (۷۱-۲)$$

که Δp_{cc} شامل دو افت فشار سرد و گرم می‌باشد که در بالا به آن اشاره شد.

۲-۷-۴. توربین گاز

با توجه به قانون اول ترمودینامیک می توان توان توربین را از رابطه‌ی زیر محاسبه نمود، در این رابطه با در نظر گرفتن توربین گاز به عنوان یک حجم کنترل می توان به راحتی با فرض آدیاباتیک بودن فرآیند رابطه‌ی ۲-۷۲ را بیان نمود.

$$\dot{m}_g h_C = \dot{W}_{GT} + \dot{m}_g h_D \quad (۷۲-۲)$$

برای محاسبه دمای دود خروجی از توربین گاز از رابطه زیر استفاده می شود:

$$T_D = T_C \left(1 - \eta_{GT} \left(1 - \left(\frac{P_C}{P_D} \right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} \right) \right) \quad (۷۳-۲)$$

در این مدل سازی راندمان ایزنتروپیک توربین (η_{GT}) برابر ۸۶ درصد در نظر گرفته می شود و فشار

خروجی از آن برابر فشار اتمسفر می باشد. برای محاسبه‌ی γ_g با توجه به رابطه‌ی زیر مشخص نمود:

$$\gamma_g = \frac{Cp_g}{Cv_g} \quad (۷۴-۲)$$

این رابطه برای دود خروجی از توربین گاز می باشد، همچنین:

$$Cv_g = Cp_g - R_g \quad (۷۵-۲)$$

باید اشاره کرد که درصد ترکیبات هوا تغییر کرده و به محصولات احتراق تبدیل شده است در

نتیجه خواص جدید هوا را باید با توجه به درصد ترکیبات جدید محاسبه نمود که در روابط ۲-۷۴ و

۲-۷۵ بیان شده اند. رابطه‌ی ۲-۷۳ بر اساس ادغام روابط پلی تروپیک و راندمان توربین گاز به دست آمده

است. باید توجه داشت در صورتی که افت فشار در اتاق احتراق را صفر در نظر گرفته شود نسبت

برابر همان نسبت فشار کمپرسور خواهد بود. با داشتن دماهای T_C و T_D می توان کار توربین گاز

را محاسبه نمود:

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g (h_C - h_D) \quad (۷۶-۲)$$

اکنون با داشتن کار مصرفی در کمپرسور \dot{W}_{AC} که در بخش قبل محاسبه گردید، و نیز کار تولید

شده در توربین گاز \dot{W}_{GT} می‌توان برای محاسبه کار خروجی سیکل گاز از رابطه زیر استفاده نمود:

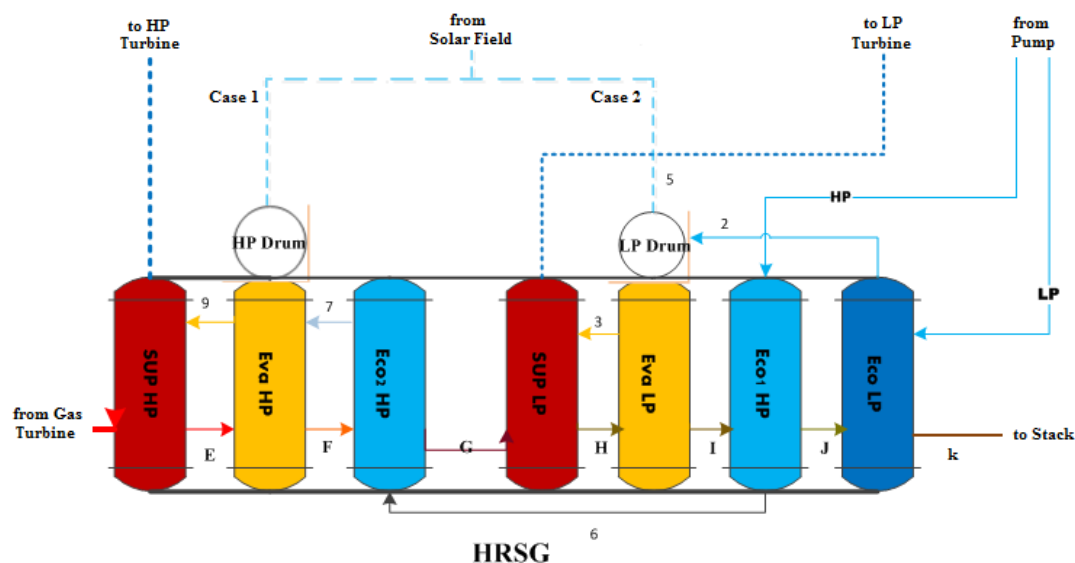
$$\dot{W}_{Net} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC} \quad (77-2)$$

۲-۷-۵. بویلر بازیاب حرارتی^۱

در این قسمت برای مدل‌سازی بویلر بازیاب حرارتی به آنالیز انرژی سطوح حرارتی تشکیل دهنده آن پرداخته خواهد شد. بویلرهای بازیاب حرارتی دارای سه بخش اصلی می‌باشند. اکونومایزر، اواپراتور و سوپرهیتر؛ آب ابتدا وارد اکونومایزر شده، پیش‌گرم می‌گردد. در ادامه‌ی فرآیند برای جلوگیری از تولید بخار در داخل لوله‌های اکونومایزر میزان اختلاف دمایی بین آب خروجی از آن و دمای اشباع گرفته می‌شود که به دلیل جلوگیری از تولید بخار در داخل لوله‌ها و ارتعاش در آن‌ها می‌باشد. پس از پیش‌گرم شدن، آب وارد قسمت اواپراتور می‌شود که وظیفه تولید بخار در بویلر بازیاب را بر عهده دارد. بخار اشباع تولید شده در اواپراتور برای توانایی تولید برق باید فشار و دمای بالاتری داشته باشد، از این رو بخار اشباع حاصل برای سوپرهیت شدن وارد بخش سوپرهیتر بویلر بازیاب می‌گردد. در نهایت بخار حاصل از این بخش برای تولید توان به سمت توربین بخار خواهد رفت.

بویلرهای بازیاب حرارتی به صورت دو فشاره و تک فشاره مورد استفاده هستند در این مدل‌سازی از بویلر بازیاب دو فشاره موجود در نیروگاه دماوند استفاده شده است. این بویلر بازیاب دارای دو بخش فشارقوی و فشارضعیف می‌باشد. روند قرارگیری مبدل‌ها نیز به صورت نشان داده شده در شکل ۲-۵ می‌باشد. در این بخش ابتدا بدون در نظر گرفتن بخار بخش خورشیدی به تحلیل قسمت‌های مختلف پرداخته، سپس در بخش بعد سناریوهای مختلف برای ورود بخار خورشیدی، مورد بررسی قرار خواهد گرفت. لازم بذکر است در این قسمت تنها روابط مربوط به قسمت فشارقوی بیان می‌شود زیرا بخش فشارضعیف دارای روابطی مشابه می‌باشد.

^۱ HRSG



شکل ۲-۵. شماتیک بویلر بازایاب حرارتی

در مدل سازی بویلر بازایاب حرارتی دمای خروجی از توربین گاز (T_D)، دمای پینچ (T_{pinch})، دمای پروچ (T_{app})، ظرفیت گرمایی گازهای حاصل از احتراق (Cp_g) و دبی گازها به عنوان ورودی های سمت گاز به بویلر بازایاب داده می شود. در مدل سازی، فشار اشباع با استفاده از فشار بخار اصلی تعیین می گردد در نتیجه آنتالپی بخش ورودی و خروجی اواپراتور و ورودی به سوپرهیتر مشخص می شود. در ادامه نیز با توجه به خواسته ی کاربر از بویلر بازایاب برای تولید بخار مطلوب مقدار آنتالپی بخار خروجی از بویلر بازایاب نیز تعیین می گردد. خروجی ها در این مدل سازی دبی بخار و دماهای سمت گاز می باشد.

۲-۵-۷-۲. سوپرهیتر فشار بالا

این سوپرهیتر در ورودی بویلر بازایاب و در واقع در خروجی توربین گاز واقع شده است و بیشترین دمای گازهای داغ خروجی از توربین گاز در مواجهه با آن خواهد بود، همانطور که در شکل ۲-۵ مشاهده می شود، بخار تولید شده در این سوپرهیتر وارد توربین بخار فشار بالا خواهد شد. برای

مدلسازی این مبدل حرارتی بر اساس قانون اول ترمودینامیک بدست خواهد آمد:

$$(\dot{m}_g)Cp_g (T_D - T_E) = \dot{m}_{SH,HP} (h_{out} - h_{in}) \quad (78-2)$$

با توجه به اینکه بخش فشار ضعیف دقیقاً مشابه فشار قوی می‌باشد از آوردن مجدد روابط خودداری می‌شود.

۲-۷-۳. اواپراتور فشار بالا

برای این جزء که بعد از سوپرهیتر فشار بالا قرار گرفته است، با در نظر گرفتن آن به عنوان یک مبدل حرارتی معادله انرژی بصورت زیر خواهد بود:

$$(\dot{m}_g)Cp_g (T_E - T_F) = \dot{m}_{SH,HP} (h_{out} - h_{in}) \quad (79-2)$$

۲-۷-۴. اکونومایزر فشار بالا ۲

در سیکل مورد بررسی، برای گرمایش ابتدایی آب موجود در قسمت فشار بالا سیکل، دو اکونومایزر در نظر گرفته شده است. معادله مربوط به اکونومایزر فشار بالا ۲ در زیر آمده است:

$$(\dot{m}_g)Cp_g (T_F - T_G) = \dot{m}_{SH,HP} (h_{out} - h_{in}) \quad (80-2)$$

لازم به یادآوری است چون اکونومایزر فشار بالا ۱ و فشارپایین هم روابط مشابهی دارند از ذکر آن‌ها خودداری می‌گردد و در ادامه با در نظر گرفتن دبی خورشیدی به مدل‌سازی سناریوهای مفروض پرداخته خواهد شد.

۲-۷-۶. سناریوهای مفروض

نحوه اتصال مزرعه خورشیدی به سیکل ترکیبی یکی از مسائل مهم در طراحی نیروگاه‌های سیکل ترکیبی خورشیدی به شمار می‌آید، با توجه به نوع بویلربازیاب به کار رفته در سیکل ترکیبی، راهکارهای متفاوتی برای اتصال بخار مزرعه خورشیدی به بویلربازیاب حرارتی وجود دارد. در این پایان‌نامه از بویلربازیاب نیروگاه دماوند که یک بویلر دوفشاره می‌باشد، استفاده شده است. از این رو دو سناریو جهت اتصال مزرعه خورشیدی به بویلربازیاب حرارتی در نظر گرفته شده است. در ادامه پس از

معرفی سناریوهای مفروض به تغییراتی که در مدل‌سازی بویلر بازویاب حرارتی در صورت استفاده از هر کدام از سناریوها ایجاد می‌گردد پرداخته خواهد شد.

۲-۷-۶-۱. سناریو اول

سناریو اول اتصال بخار به قسمت فشار بالا بویلر بازویاب می‌باشد، در این سناریو آب تغذیه مزرعه خورشیدی پس از خروج از کندانسور وارد مزرعه خورشیدی شده، پس از تبدیل به بخار اشباع وارد درام فشار بالا شده و همراه با بخار حاصل از اواپراتور این بخش برای سوپرهیت شدن وارد سوپرهیتر فشارقوی گشته و در نهایت برای تولید توان وارد توربین بخار بخش فشارقوی می‌گردد. استفاده از این سناریو موجب تغییراتی در مدل‌سازی اجزای بویلر بازویاب خواهد شد، به این صورت که در این حالت دبی بخار حاصل از مزرعه خورشیدی وارد درام بخش فشار قوی می‌شود. با توجه به این دبی، معادلات ترمودینامیکی مربوط به اواپراتور و سوپرهیتر بخش فشار بالا به صورت زیر تغییر خواهد کرد. برای مدل‌سازی اواپراتور فشار قوی در سناریو اول بدست می‌آید:

$$(\dot{m}_g)Cp_g (T_E - T_F) = (\dot{m}_f) \left[(h_v - h_{w,o}) + BD (h_1 - h_{w,o}) \right] + \dot{m}_{solar} h_v \quad (۸۱-۲)$$

میزان بلودان در معادله بالا، با توجه به نیروگاه مورد بررسی تعیین خواهد شد که در نیروگاه دماوند مقدار آن ۵٪ در نظر گرفته می‌شود. آنتالپی بخش خورشیدی با h_v مشخص شده است که از محاسبات مربوط به مزرعه خورشیدی محاسبه می‌شود. رابطه مربوط به سوپرهیتر فشار بالا بر اساس سناریو اول به صورت زیر می‌باشد:

$$(\dot{m}_g)Cp_g (T_D - T_E) = (\dot{m}_f + \dot{m}_{solar})(h_{out} - h_{in}) \quad (۸۲-۲)$$

در روابط اخیر \dot{m}_{solar} دبی بخار خورشیدی است که از معادلات بخش مزرعه خورشیدی قابل محاسبه می‌باشد.

۲-۷-۶-۲. سناریو دوم

سناریو دوم اتصال بخار مزرعه خورشیدی به سمت فشارضعیف بویلر بازویاب حرارتی می‌باشد. در این

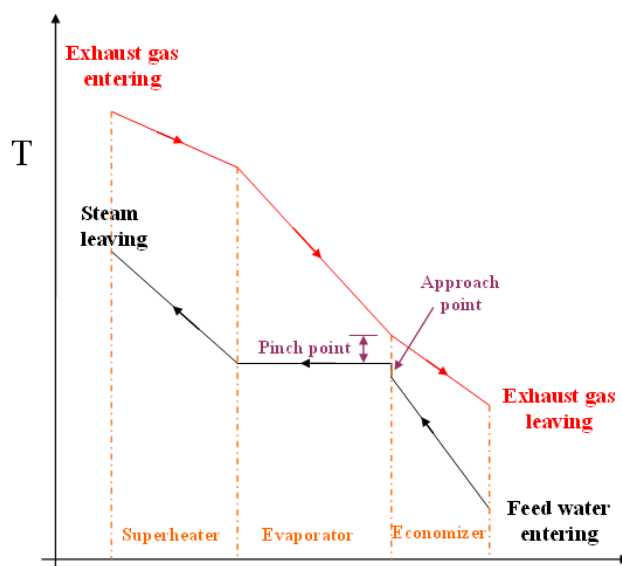
سناریو همانند سناریو اول آب تغذیه از کندانسور گرفته شده اما بخار خروجی مزرعه خورشیدی به سمت فشارضعیف بویلربازیاب رفته و از طریق درام با بخار حاصل از اواپراتور این بخش ترکیب می‌گردد. پس از سوپرهیت شدن در سوپرهیتر فشارضعیف وارد توربین بخش مربوطه می‌شود.

استفاده از این سناریو هم مانند سناریو قبل موجب تغییراتی در نحوه مدل‌سازی بویلربازیاب حرارتی خواهد شد، به نحوی که دبی خورشیدی اضافه شده در معادلات انرژی سوپرهیتر فشارضعیف خود را نشان خواهد داد که روابط مربوط به معادلات قانون اول ترمودینامیک در این بخش مشابه روابط ۲-۸۱ برای اواپراتور و ۲-۸۲ برای سوپرهیتر می‌باشد، لذا از ذکر مجدد آنها خودداری می‌گردد.

روابط بالا که برای مدل‌سازی بویلربازیاب حرارت مورد استفاده قرار گرفته است به صورت چند معادله، چند مجهول قابل حل می‌باشد. برای حل این معادلات نیاز به معرفی نقطه پینچ^۱ و نقطه اپروچ^۲ می‌باشد تا با کمک تعیین این مقادیر بتوان معادلات مربوطه را حل نمود. همانطور که در شکل ۲-۶ مشخص می‌باشد به اختلاف دمای گاز خروجی از اواپراتور و دمای آب اشباع، نقطه پینچ و به اختلاف دمای آب خروجی از اکونومایزر و دمای آب اشباع نقطه اپروچ گفته می‌شود. در حقیقت با داشتن نقاط پینچ و اپروچ، می‌توان پروفیل دمای یک بویلربازیافت حرارت را مشخص نمود.

¹ Pinch point

² Approach point



شکل ۲-۶. شماتیکی از دمای پینچ و اپروچ [46]

رابطه زیر اختلاف دمای گاز خروجی از اواپراتور با دمای آب اشباع، یعنی دمای پینچ را نشان می‌دهد:

دهد:

$$T_{pp} = T_{g,o,eva} - T_{sat} \quad (۸۳-۲)$$

رابطه زیر نقطه اپروچ، اختلاف بین دمای آب خروجی از اکونومایزر و دمای آب اشباع محاسبه می‌نماید:

می‌نماید:

$$T_{ap} = T_{sat} - T_{w,o,eco} \quad (۸۴-۲)$$

در فصل‌های آتی درباره اهمیت نقاط پینچ و اپروچ و تاثیر آن بر طراحی بویلرهای حرارت بحث خواهد شد.

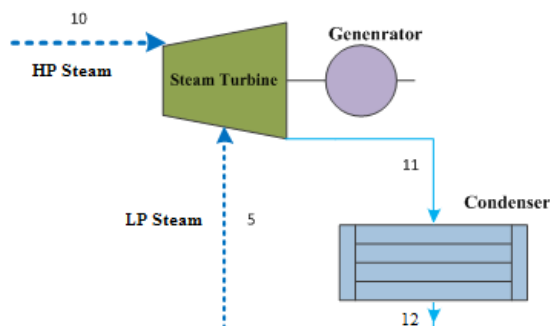
خواهد شد.

۲-۷-۷. توربین بخار

در این نیروگاه از توربین بخار دو فشاره استفاده می‌شود که قسمت فشار بالا توربین، از بخار سوپرهیت شده خروجی از سمت فشارقوی بویلرهای تغذیه شده و چنانکه در شکل مشخص می‌باشد، قسمت فشار پایین توربین از مسیر ۵ که خروجی سمت فشار ضعیف بویلر می‌باشد تغذیه

می‌گردد. برای مدل‌سازی توربین بخار از قانون اول ترمودینامیک استفاده می‌شود:

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_5h_5 - \dot{m}_{11}h_{11} = \dot{W}_{ST} \quad (85-2)$$



شکل ۲-۷. شماتیک توربین بخار

در رابطه‌ی ۲-۸۶ می‌توان راندمان ایزنتروپیک توربین را ۸۵ درصد در نظر گرفت. بر اساس این معادلات با توجه به مشخص بودن دمای و فشار بخار ورودی به توربین و راندمان، می‌توان مقدار آنتالپی حقیقی خروجی از توربین را محاسبه نمود و با محاسبه‌ی آن مقدار توان توربین را با استفاده از رابطه‌ی ۲-۸۵ تعیین کرد.

$$\eta_{ST} = \frac{\dot{W}_{ST_a}}{\dot{W}_{ST_{is}}} \quad (86-2)$$

۲-۷-۸. کندانسور

با در نظر گرفتن کندانسور به عنوان یک حجم کنترل و فرض نمودن اختلاف دمای ۱۰ درجه بین سیال خنک‌کننده ورودی و خروجی و همچنین ظرفیت گرمایی آب به عنوان ثابت می‌توان میزان دبی آب خنک‌کننده را از رابطه‌ی زیر تعیین نمود [38]:

$$m_{cond} = \frac{m_{11}(h_{11} - h_{12})}{C_{Pw} \Delta T} \quad (87-2)$$

در این معادله مقدار ظرفیت گرمایی آب برابر ۴.۲ کیلوژول بر کیلوگرم درجه کلون در نظر گرفته می‌شود. در این معادله خروجی مورد نظر میزان دبی آب در گردش برای خنک‌سازی آب کندانسور

(m_{cond}) می‌باشد. دبی بخار (m_{in}) با توجه به دبی بویلر با زیاب تعیین می‌شود و آنتالپی‌های بیان شده در فرمول با توجه به مشخص بودن فشار کندانسور که در این مدل‌سازی برابر $0/112$ بار در نظر گرفته شده است تعیین می‌شود [39].

۲-۷-۹. پمپ آب تغذیه

همانطور که در شکل ۲-۴ مشاهده می‌شود، تمام دبی خروجی از کندانسور وارد پمپ آب تغذیه^۱ نمی‌شود. بلکه مقداری از آن به سمت مزرعه خورشیدی می‌رود که در روابط زیر با مشخص شده است.

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{solar} \quad (۸۸-۲)$$

همچنین با در نظر گرفتن پمپ به عنوان حجم کنترل، از بالانس انرژی آن بدست خواهد آمد:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{solar} h_{1-1} + \dot{W}_p = \dot{m}_{12} h_{12} \quad (۸۹-۲)$$

و بدون در نظر گرفتن بخش خورشیدی با توجه به قانون پیوستگی برای پمپ جریان ورودی برابر

جریان خروجی می‌باشد در نتیجه برای کار پمپ:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (۹۰-۲)$$

$$\dot{W}_p = (P_{12} - P_1) \left(\frac{\dot{V} \dot{m}}{\eta_p} \right) \quad (۹۱-۲)$$

در رابطه‌ی ۲-۹۱ با توجه به فشار بخار اصلی (P_1) و فشار خروجی از کندانسور (P_{12}) می‌توان با

مشخص بودن راندمان ایزنتروپیک پمپ که برابر ۷۰ درصد می‌باشد مقدار توان پمپ را مشخص نمود.

راندمان قانون اول ترمودینامیک برای کل نیروگاه سیکل ترکیبی (CCPP) برابر است با:

$$\eta_{CCPP} = \frac{\dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC} + \dot{W}_{ST} - \dot{W}_P}{Q_{in,CCPP}} \quad (۹۲-۲)$$

که در رابطه بالا \dot{W}_{GT} کار تولیدی توربین گاز، \dot{W}_{AC} کار مصرفی کمپرسور هوا در سیکل بالادست و

\dot{W}_{ST} و \dot{W}_P به ترتیب کار تولیدی توربین بخار و کار مصرفی پمپ آب تغذیه می‌باشد.

¹ Boiler Feed Pump

دقت شود تمامی معادلات بالا بر اساس فرض جریان پایدار و ثابت نوشته شده است و تمامی اجزاء سیکل آدیباتیک در نظر گرفته شده‌اند. همچنین در معادلات سیکل گاز هوا و محصولات احتراق به عنوان مخلوط گاز ایده‌آل در نظر گرفته شده‌اند.

فصل ۳. طراحی بویلر بازویاب

حرارتی و مزرعه خورشیدی

۳-۱. مقدمه

این فصل به طراحی بویلر بازویاب حرارتی و مزرعه خورشیدی برای نیروگاه سیکل ترکیبی مورد نظر خواهد پرداخت، روش کار در این پایان نامه به این صورت است که ابتدا به طراحی بویلر بازویاب حرارتی پرداخته، سپس با توجه به تقاضای بخار از مزرعه خورشیدی به طراحی آن خواهد پرداخت. در واقع معیار اولیه طراحی مزرعه خورشیدی دبی و شرایط بخار مورد نیاز در بویلر بازویاب حرارتی می باشد. به این ترتیب ابتدا با توجه به روابط و ملاحظات طراحی یک بویلر بازویاب، می توان سطوح حرارتی مورد نیاز که شامل پارامترهایی از جمله ضخامت و گام لوله ها و مشخصات فین ها می باشد را محاسبه نمود. پس از آن با توجه به ملاحظات مربوط به طراحی یک مزرعه خورشیدی، که در بخش دوم این فصل مطرح می شود، پارامترهایی از جمله نوع متمرکزکننده ها، لوله جاذب و پوشش محافظ بحث و بررسی خواهد شد. در مجموع فصل پیشرو، شامل بررسی جزئیات و تمامی ملاحظات حائز اهمیت در طراحی همزمان بویلر بازویاب حرارتی و مزرعه خورشیدی می باشد.

۳-۲. طراحی بویلر بازویاب حرارتی

معادله اصلی تبادل انرژی در مبدل های حرارتی به صورت زیر می باشد:

$$Q = UA \Delta T_{lm} = \dot{m}_s \Delta h_s = \dot{m}_g H_i C_p (T_{g1} - T_{g2}) \quad (1-3)$$

برای طراحی یک بویلر بازیافت حرارت، باید ابتدا مقدار ضریب انتقال حرارت کلی^۱ (U) آن را محاسبه نموده، سپس با استفاده از رابطه فوق، کل سطوح حرارتی دیگ (A) محاسبه شود. با محاسبه A، تعداد لوله‌ها در عمق دیگ (N_d)^۲ نیز محاسبه می‌گردد. علاوه بر موارد فوق، درجه حرارت دیواره لوله‌ها و افت فشار در داخل و خارج لوله‌ها نیز قابل محاسبه می‌باشد. این بخش به محاسبه ضریب انتقال حرارت کلی و افت فشار گاز خواهد پرداخت.

روابطی که برای محاسبه ضریب انتقال حرارت کلی در لوله‌های ساده و فین‌دار وجود دارد، با یکدیگر متفاوت است؛ لذا در قسمت اول این بخش، روابط مربوط به لوله‌های ساده و در ادامه، روابط مربوط به لوله‌های فین‌دار بررسی خواهد شد.

ضریب انتقال حرارت کلی برای لوله‌های ساده از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i} \right) + \left(\frac{d_o}{d_i} \times ff_i \right) + \left(\frac{d_o}{200k_t} \times \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \right) + ff_o + \frac{1}{h_o} \quad (2-3)$$

که در این رابطه d_o قطر خارجی، d_i قطر داخلی، همچنین h_i ضریب انتقال حرارت داخل لوله‌ها و h_o ضریب انتقال حرارت سمت گاز می‌باشد که در ادامه به طور مفصل درباره آنها بحث خواهد شد.

۳-۲-۱. محاسبه ضریب انتقال حرارت داخل لوله‌ها (h_i)

از آنجایی که بویلر بازیافت حرارت مورد بحث در این پایان‌نامه، از نوع لوله آبی می‌باشد، بنابراین سیال جاری در داخل لوله‌ها یا آب است (در اکونومایزر)، یا بخار (در سوپرهیتر) و یا ترکیبی از آب و بخار (در اواپراتور) خواهد بود. در مواردی که سیال داخل لوله‌ها ترکیبی از آب و بخار باشد؛ و یا به عبارت بهتر در مواردی که با انتقال حرارت دو فازی مواجه باشیم، تعیین ضریب انتقال حرارت داخل لوله‌ها کار نسبتاً پیچیده‌ای است که از موضوع این پروژه نیز خارج می‌باشد؛ لذا از مقدار متعارفی که

¹ Overall heat transfer coefficient

² Number of rows deep

ضریب انتقال حرارت دو فازی در لوله‌ها دارد، استفاده می‌شود. این مقدار $17000-12000 W/m^2.k$ می‌باشد که معمولاً $15000 W/m^2.k$ لحاظ می‌شود [38].

البته ضریب انتقال حرارت دو فازی تأثیر زیادی روی ضریب انتقال حرارت کلی ندارد؛ زیرا مقدار آن در مقایسه با ضریب انتقال حرارت گاز، بسیار زیاد است و لذا تأثیر ضریب انتقال حرارت گاز بر روی U بیشتر می‌باشد. پس در نظر گرفتن مقدار فوق، خطای زیادی را در محاسبات وارد نمی‌کند.

در سایر موارد که آب و یا بخار در داخل لوله‌ها وجود دارد، انتقال حرارت از نوع تک فاز می‌باشد. در چنین حالتی ضریب انتقال حرارت داخل لوله‌ها به کمک رابطه دیتوس - بولتر^۱ محاسبه می‌شود:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad n = \begin{cases} 0.4 & \text{For heating} \\ 0.3 & \text{For cooling} \end{cases} \quad (3-3)$$

در اینجا چون سیال داخل لوله‌ها گرم می‌شود $n = 0.4$ منظور می‌گردد، رابطه را می‌توان به صورت

زیر نوشت:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (4-3)$$

اعداد رینولدز^۲ (Re) و پرانتل^۳ (Pr) در رابطه فوق، به صورت زیر محاسبه می‌گردند:

$$\left. \begin{aligned} Re &= \frac{\rho u_m d_i}{\mu} \\ u_m &= \frac{\left(\frac{\dot{m}_s}{N_w}\right)}{\rho A} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_s}{N_w}\right)}{\rho \left(\frac{\pi d_i^2}{4}\right)} = \frac{4 \left(\frac{\dot{m}_s}{N_w}\right)}{\rho \pi d_i^2} \end{aligned} \right\} \Rightarrow Re = \frac{\rho \left(\frac{4 \dot{m}_s}{\pi d_i^2 \rho N_w}\right) d_i}{\mu} = \frac{4}{\pi} \times \frac{\dot{m}_s}{\mu d_i N_w} \quad (5-3)$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (6-3)$$

با قرار دادن روابط (۵-۳) و (۶-۳) در رابطه (۴-۳)، ضریب انتقال حرارت داخل لوله‌ها به صورت

¹ Dittus - Boelter

² Reynolds number

³ Prandtl number

زیر می‌باشد:

$$Nu = \frac{h_i d}{100k} = 0.023 \times \left(\frac{400}{\pi} \times \frac{\dot{m}_s}{\mu d_i N_w} \right)^{0.8} \times \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{0.4}$$

$$\Rightarrow \frac{h_i d}{100k} = 0.023 \times \left(\frac{400}{\pi} \right)^{0.8} \times \frac{\dot{m}_s^{0.8}}{\mu^{0.8} d_i^{0.8} N_w^{0.8}} \times \frac{\mu^{0.4} C_p^{0.4}}{k^{0.4}}$$

$$h_i = 111.1 \times \frac{\dot{m}_s^{0.8}}{d_i^{1.8} N_w^{0.8}} \times \frac{C_p^{0.4} k^{0.6}}{\mu^{0.4}}$$

اگر در رابطه فوق $C = \frac{C_p^{0.4} k^{0.6}}{\mu^{0.4}}$ باشد، ضریب انتقال حرارت داخل لوله‌ها از رابطه زیر محاسبه

می‌گردد:

$$h_i = 111.1 \times \frac{\dot{m}_s^{0.8} C}{d_i^{1.8} N_w^{0.8}} \quad (7-3)$$

مقدار ضریب C در معادله (7-3) برای اکونومایزر و سوپرهیتر متفاوت بوده و با توجه به دمای

کاری میزان آن در اکونومایزر متغییر بوده، در سوپرهیتر با توجه به فشار بخار و دمای آن، مقادیر

ضریب C تغییر می‌کند. در جداول 1-3 و 2-3 مقادیر این ضریب ذکر شده است.

جدول 1-3. ضریب C در محاسبه h_i در اکونومایزر [45]

C	دما (°C)	C	دما (°C)	C	دما (°C)	C	دما (°C)
875.37	260	690.64	140	467.13	60	253.8	0
885.19	270	712.35	150	482.86	65	270.35	5
885.19	270	712.35	150	482.86	65	270.35	10
906.00	290	749.32	170	515.09	75	307.17	15
917.37	300	769.61	180	529.74	80	326.59	20
930.50	310	786.34	190	544.93	85	345.39	25
946.83	320	801.79	200	558.94	90	363.44	30
969.08	330	816.23	210	573.86	95	379.11	35
1004.72	340	829.37	220	590.71	100	397.5	40
1086.96	350	841.95	230	617.39	110	416.15	45
1212.34	360	853.74	240	643.36	120	432.00	50
		864.61	250	667.50	130	448.73	55

جدول ۳-۲. ضریب C در محاسبه h_i در سوپر هیتر [45]

فشار بخار Mpa											دما
50	25	20	17.5	15	12.5	10	5	2	1	0.1	
572.21	572.98	573.20	573.31	573.41	573.52	573.62	573.69	573.73	573.74	212.79	100
694.61	696.76	697.80	698.32	698.84	699.37	699.90	700.95	701.45	701.62	216.14	150
784.06	787.06	788.54	798.28	790.02	790.77	791.52	792.89	705.84	663.80	223.17	200
837.44	847.35	852.58	853.91	854.36	853.92	852.56	591.60	439.92	250.44	231.34	250
876.19	897.95	896.88	883.28	858.62	820.23	763.71	207.45	200.86	250.86	240.40	300
902.92	899.68	875.94	837.48	772.10	663.64	472.28	55.08	114.93	256.46	249.70	350
882.82	819.59	770.39	725.70	661.27	567.64	426.00	73.48	145.10	267.13	259.26	400
831.70	710.69	646.16	601.60	545.84	475.21	383.96	105.58	185.97	276.39	269.76	450
627.98	421.07	390.23	374.63	358.91	343.07	327.11	304.49	296.16	293.37	289.26	550
575.52	411.87	386.05	372.98	359.81	346.54	333.15	313.46	305.86	303.32	298.64	600
524.89	402.82	381.72	371.03	360.24	349.36	338.37	321.52	314.67	312.37	307.65	650
475.98	393.84	377.22	368.77	360.23	351.59	342.86	328.79	322.69	320.65	316.94	700
-	391.48	378.10	371.29	364.40	357.43	350.37	338.53	333.23	331.45	326.78	750
-	396.56	385.10	379.28	373.39	367.44	361.43	351.13	346.58	345.05	336.75	800
-	401.38	391.71	386.81	381.86	376.86	371.89	362.89	359.02	357.72	347.41	850
-	405.97	397.97	393.93	389.84	385.73	381.58	373.90	370.63	369.54	358.94	900
-	410.34	403.91	400.66	397.39	394.10	390.78	384.22	381.50	380.59	368.98	950

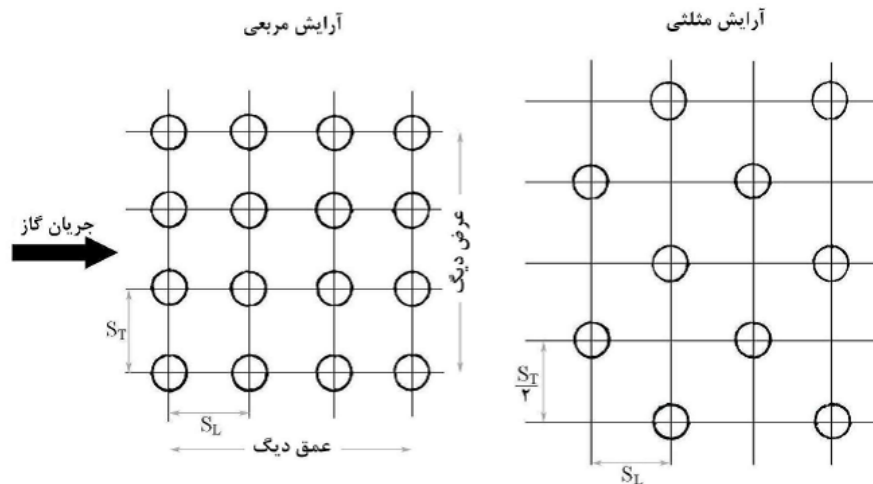
۳-۲-۲. محاسبه ضریب انتقال حرارت گاز (h_o)

حرارت گاز به دو طریق جابجایی و تشعشع به آب درون لوله‌ها منتقل می‌شود و در حقیقت انتقال حرارت گاز، ترکیبی از این دو حالت می‌باشد که در رابطه (۳-۸) نشان داده شده‌است. همانطور که در این رابطه دیده می‌شود برای محاسبه ضریب انتقال حرارت در سمت گاز (h_o) باید ضریب انتقال حرارت تشعشعی (h_r) و ضریب انتقال حرارت جابجایی گاز (h_c) را بدست آورد. از آنجایی که انتقال حرارت گاز، تابع آرایش لوله‌ها می‌باشد؛ لذا قبل از بررسی ضرایب انتقال حرارت جابجایی و تشعشعی، به بررسی آرایش لوله‌ها در بویلر باز یاب پرداخته خواهد شد.

$$h_o = h_r + h_c \quad (۳-۸)$$

۳-۲-۱. آرایش لوله‌ها

لوله‌های درون مبدل‌های حرارتی دارای آرایش‌های مختلفی از نظر نوع چینش و فاصله است. آرایش لوله‌ها در دیگ‌های بخار بازیافت حرارت به دو صورت آرایش مربعی و آرایش مثلثی می‌باشد. همانطور که در شکل ۳-۱ نشان داده شده است، تفاوت این دو آرایش در نحوه قرارگیری ردیف‌های لوله‌ها نسبت به یکدیگر و سطح تبادل حرارت، سطح عبوری هوا می‌باشد. که به بررسی و مقایسه این دو آرایش مرسوم پرداخته خواهد شد.



شکل ۳-۱. آرایش لوله‌ها در بویلرهای بازیافت حرارتی [47]

مقایسه آرایش مربعی و مثلثی در یک دیگ بازیافت حرارت با لوله‌های ساده انجام شده که نتایج این مقایسه در جدول ۳-۳ گردآوری شده است باید توجه نمود این جدول برای لوله‌های ساده در نظر گرفته شده است. با توجه به این جدول، می‌توان موارد زیر را استنباط کرد:

الف: در مواردی که نسبت فاصله طولی لوله‌ها به قطر آنها (S_L/d_0) بیشتر از ۲ باشد (که در دیگ‌های بخار بازیافت حرارت معمولاً اینگونه است)، آرایش مثلثی تأثیر چندانی بر ضریب انتقال حرارت گاز نمی‌گذارد. باید به این نکته توجه داشت که نسبت S_L/d_0 باید از یک سو آنقدر کم باشد که افت فشار گاز مینیمم شود و از سوی دیگر آنقدر زیاد باشد که راندمان دیگ به حالت مطلوبی برسد. به

همین دلیل مقدار آن هیچ‌گاه کمتر از ۱/۵ انتخاب نمی‌شود؛ زیرا احتمال تشکیل رسوب روی سطوح زیاد شده و نیز راندمان دیگ کاهش می‌یابد.

ب: افت فشار گاز در آرایش مثلثی نسبت به آرایش مربعی بیشتر است. به همین دلیل است که آرایش مربعی بیشتر توصیه می‌شود. البته این قضیه در رابطه با لوله‌های ساده صادق است؛ اما چنانچه از لوله‌های فین‌دار استفاده شود، در برخی حالات استفاده از آرایش مثلثی مناسب‌تر خواهد بود.

جدول ۳-۳. مقایسه آرایش مربعی و مثلثی [47]

$\frac{S_l}{d_o} = 3.0$		$\frac{S_l}{d_o} = 2.0$		$\frac{S_l}{d_o} = 1.5$		واحد	کمیت
مثلثی	مربعی	مثلثی	مربعی	مثلثی	مربعی		
80.06	81.94	82.85	81.94	87.10	70.98	W/m^2k	ضریب انتقال حرارت
0.0785	0.0668	0.0785	0.0480	0.0785	0.0386	-	ضریب اصطکاک
70	69	68	69	65	79	-	تعداد ردیف لوله‌ها
1.370	1.121	1.295	0.797	1.226	0.735	kpa	افت فشار گاز

۳-۲-۳. ضریب انتقال حرارت تشعشی (h_r)

هنگام احتراق سوخت‌های فسیلی مثل گاز طبیعی یا زغال سنگ، گازهای ۳ اتمی مانند بخار آب (H_2O)، دی‌اکسید کربن (CO_2) و دی‌اکسید گوگرد (SO_2) تشکیل می‌شود. وجود این گازهای ۳ اتمی در داخل دیگ، موجب می‌گردد که مقدار قابل توجهی از حرارت گاز از راه تشعشع به سیال سرد داخل لوله‌ها منتقل شود. انتقال حرارت از طریق تشعشع، بیشتر در اواپراتورها و سوپرهیتورها که دمای گاز در آنها زیاد است اتفاق می‌افتد. در حالت کلی، عواملی که در شدت انتقال حرارت تشعشی تأثیر می‌گذارند، عبارتند از:

(۱) فشار جزئی گازهای ۳ اتمی

(۲) طول پرتو^۱ که خود وابسته به نوع چیدمان، قطر و فاصله بین لوله‌ها می‌باشد

(۳) درجه حرارت متوسط گاز داغ که اگر پایین‌تر از ۴۲۵ درجه سانتی‌گراد باشد، می‌توان از انتقال

حرارت تشعشی صرف‌نظر کرد [45].

مقدار تشعشع خالص بین گاز داغ و سطح لوله، از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\frac{Q_r}{A} = \sigma \left(\varepsilon_g [T_g + 273.15]^4 - \alpha_g [T_t + 273.15]^4 \right) \quad (۹-۳)$$

از آنجایی که T_t^4 خیلی کوچک‌تر از T_g^4 است؛ لذا با تقریب بسیار مناسبی می‌توان رابطه (۹-۳) را

به صورت زیر ساده نمود:

$$\frac{Q_r}{A} = \sigma \varepsilon_g \left([T_g + 273.15]^4 - [T_t + 273.15]^4 \right) = h_r (T_g - T_t) \quad (۱۰-۳)$$

بنابراین ضریب انتقال حرارت تشعشی عبارتست از:

$$h_r = \sigma \varepsilon_g \frac{(T_g + 273.15)^4 - (T_t + 273.15)^4}{T_g - T_t} \quad (۱۱-۳)$$

برای محاسبه h_r باید ε_g محاسبه شود. با معلوم بودن طول پرتو (رابطه ۱۲-۳) و با استفاده از رابطه

۱۳-۳ و به کمک شکل ۲-۳ و شکل ۳-۳ می‌توان ε_g را محاسبه نمود:

$$BL = 0.0108 \times \frac{S_r S_L - 0.785 d_o^2}{d_o} \quad (۱۲-۳)$$

$$\varepsilon_g = \varepsilon_c + \xi \varepsilon_w - \Delta \varepsilon \quad (۱۳-۳)$$

در رابطه فوق ε_c ، ε_w ، ξ از شکل ۳-۳، شکل ۴-۳ و شکل ۵-۳ به دست می‌آیند.

ضریب انتقال حرارت تشعشی را می‌توان با استفاده از روابط و بدون نیاز به نمودارهای فوق نیز به

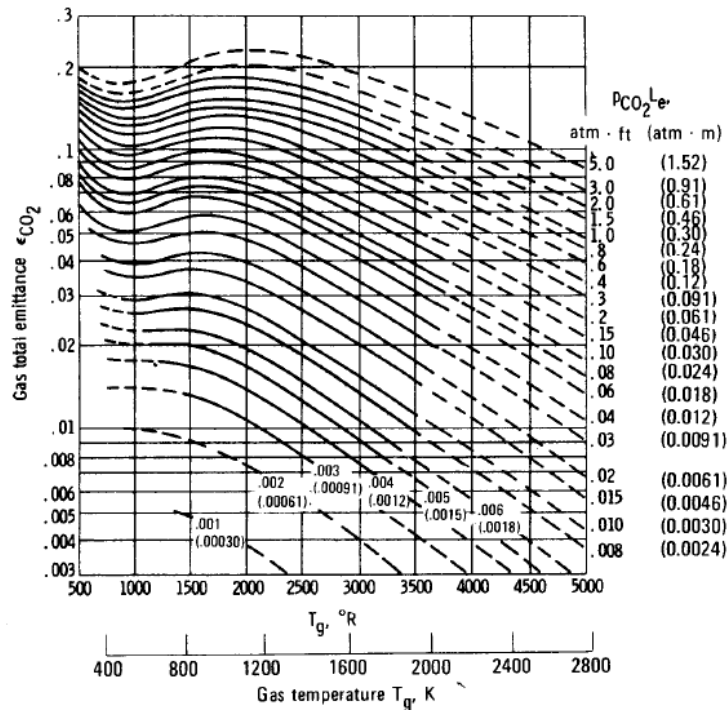
دست آورد. بدین منظور طول پرتو از رابطه (۱۲-۳) محاسبه شده و ε_g نیز با استفاده از روابط زیر به

دست می‌آید:

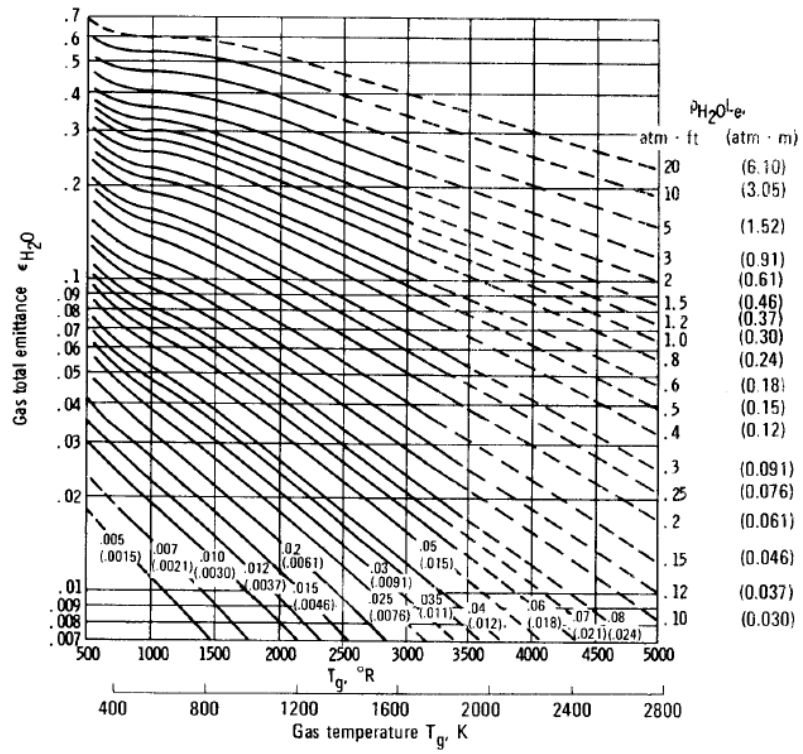
^۱ Beam length

$$\epsilon = \frac{(0.8 + 1.6P_w) \times \left(1 - 0.38 \frac{T_{g_e} + 273.15}{1000} \right)}{\sqrt{(P_c + P_w) \times BL}} \times (P_c + P_w) \quad (14-3)$$

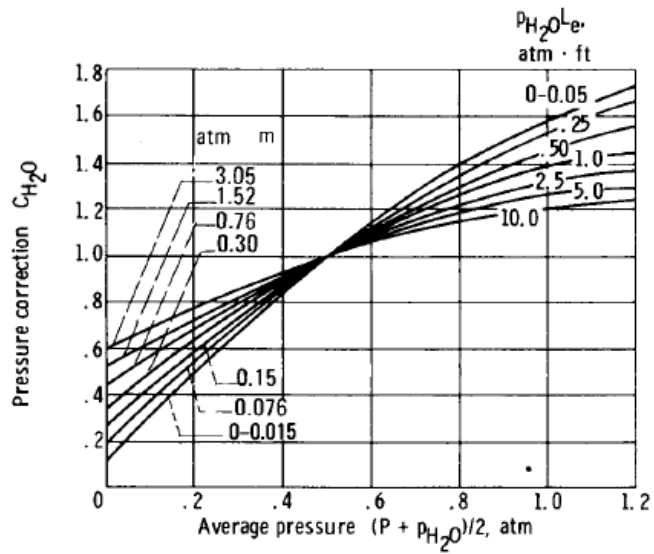
$$\epsilon_g = 0.9(1 - \exp(-\epsilon L)) \quad (15-3)$$



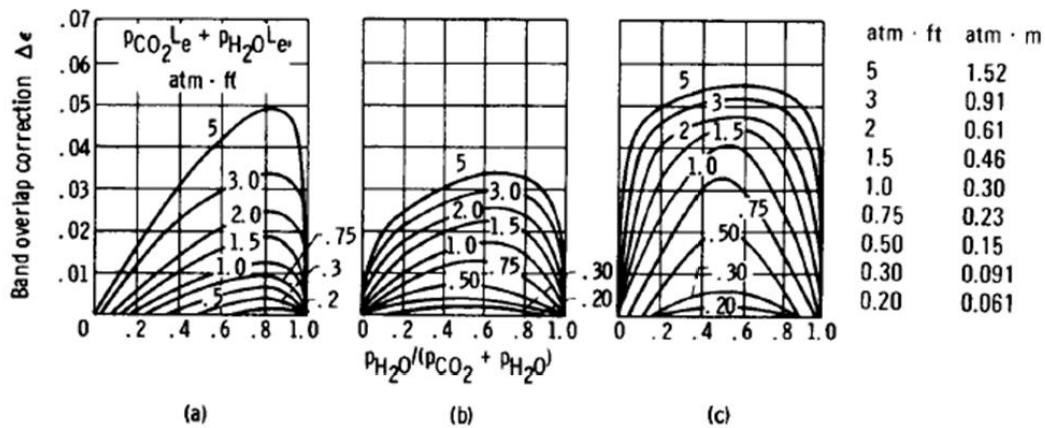
شکل ۳-۲. ضریب صدور گازدی اکسید کربن (ϵ_c) بر حسب درجه حرارت مطلق گاز [48]



شکل ۳-۳. ضریب صدور بخار آب (ϵ_w) بر حسب درجه حرارت مطلق گاز [48]



شکل ۳-۴. فاکتور تصحیح مربوط به ضریب صدور بخار آب [48]



شکل ۳-۵. فاکتور تصحیح مربوط به وجود بخار و دی اکسید کربن در گاز [48]

۴-۲-۳. ضریب انتقال حرارت جابجایی (hc)

ضریب انتقال حرارت جابجایی گاز، از رابطه فیشندن-ساندرز^۱ محاسبه می‌شود:

$$Nu = 0.33Re^{0.6} Pr^{0.33} \quad (۱۶-۳)$$

$$Re = \frac{Gd_o}{100\mu} \quad (۱۷-۳)$$

مفهوم سرعت جرمی گاز، نسبت دبی جرمی گاز به مساحتی است که بین لوله‌ها وجود دارد و گاز از

داخل آن عبور می‌کند. این مساحت به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$A_g = \frac{N_w L (S_T - d_o)}{100}$$

با داشتن این مساحت، مقدار G را می‌توان از رابطه زیر محاسبه نمود:

$$G = \frac{\dot{m}_g}{A_g} \quad (۱۸-۳)$$

عدد پرانتل گاز نیز با استفاده از رابطه (۶-۳) قابل محاسبه است. نکته‌ای که باید مورد توجه قرار

داد، این است که خواص گاز (μ و C_p و k) را باید در دمای میانگین گاز به دست آورد. با جایگزین

نمودن اعداد رینولدز و پرانتل در رابطه (۱۶-۳) خواهیم داشت:

^۱ Fishenden-Saunders

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0.33 \left(\frac{Gd}{100\mu} \right)^{0.6} \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{0.33} \\
 \Rightarrow \frac{h_c d_o}{100k} &= 0.33 \times \frac{G^{0.6} d_o^{0.6}}{100^{0.6} \mu^{0.6}} \times \frac{\mu^{0.33} C_p^{0.33}}{k^{0.33}} \\
 \Rightarrow h_c &= \frac{100 \times 0.33}{100^{0.6}} \times \frac{G^{0.6} d_o^{0.6} \mu^{0.33} C_p^{0.33} k}{k^{0.33} \mu^{0.6} d_o}
 \end{aligned}$$

و در نتیجه برای محاسبه h_c از رابطه زیر خواهیم داشت:

$$h_c = 2.082 \times \frac{G^{0.6}}{d_o^{0.4}} \times \left(\frac{C_p^{0.33} k^{0.67}}{\mu^{0.27}} \right) \quad (19-3)$$

در رابطه فوق، چنانچه $F = \frac{C_p^{0.33} k^{0.67}}{\mu^{0.27}}$ باشد، در این صورت رابطه ضریب انتقال حرارت جابجایی

گاز را می‌توان به صورت زیر ساده نمود:

$$h_c = 2.082 \times \frac{C_p^{0.6} F}{d_o^{0.4}} \quad (20-3)$$

در بویلرهای بخار بسته به اینکه لوله‌ها در ردیف چندم قرار دارند نوع انرژی جذب شده به آنها نیز متفاوت است سطر اول منطقه تابش دریافت حداکثر انرژی است که با آن مواجه است برای محاسبه انرژی جذب شده توسط هر ردیف در سوپرهیترها باید زاویه حمله مربوط به هر ردیف را در نظر گرفت که برای محاسبه‌ی آن می‌توان از فرمول زیر محاسبه کرد.

$$\alpha = 3.14 \frac{d}{2S} - \frac{d}{S} \left[\sin^{-1} \left(\frac{d}{S} \right) + \sqrt{\left(\frac{S}{d} \right)^2 - 1} - \frac{S}{d} \right] \quad (21-3)$$

که در این معادله d قطر خارجی لوله می‌باشد و s تعداد OD در هر گام می‌باشد و ردیف‌های دوم

$(1-a)a$ و ردیف سوم $[1 - (a + (1-a)a)]a$ و به همین صورت ادامه پیدا می‌کند [47].

برای محاسبه دقیق h_c باید تأثیر زاویه برخورد گاز با لوله‌ها را نیز لحاظ نمود. این زاویه اصطلاحاً

زاویه حمله نامیده می‌شود (a). برای همین منظور به رابطه (۲۰-۳) یک ضریب اضافه می‌شود که

مربوط به زاویه حمله است.

$$h_c = 2.082 \times \frac{C_p^{0.6} FF_n}{d_o^{0.4}} \quad (22-3)$$

مقدار این ضریب برای زوایای مختلف در جدول ۳-۴ نشان داده شده است.

جدول ۳-۴. ضریب تصحیح مربوط به زاویه در حمله [47]

زاویه حمله (درجه)	10	20	30	40	50	60	70	80	90
F_n	0.42	0.52	0.67	0.78	0.88	0.94	0.98	1	1

۳-۲-۵. سطوح حرارتی گسترده^۱

سطوح حرارتی گسترده به منظور افزایش سطح تبادل حرارت در مبدل‌های حرارتی به کار می‌روند. برای این منظور روی سطوح حرارتی، تعداد زیادی پره‌های کوچک قرار می‌گیرد که اصطلاحاً به این پره‌ها، فین^۲ گفته می‌شود. سطوح فین‌دار به طور گسترده‌ای در اواپراتورها، سوپرهیتورها، اکونومایزرها و در حالت کلی در تمامی گرمکن‌هایی که به منظور بازیافت انرژی از گازهای تمیز (مثل گازهای خروجی از توربین) مورد استفاده قرار می‌گیرند، به کار می‌رود. انتخاب مشخصات فین‌ها مثل تراکم و ابعاد آنها توسط فاکتورهای مختلفی از جمله ضریب انتقال حرارت داخل لوله‌ها (h_i) اندازه کلی مبدل حرارتی، افت فشار گاز و ضرایب رسوب صورت می‌گیرد.

استفاده از سطوح گسترده در هنگامی که نسبت ضریب انتقال حرارت گاز به ضریب انتقال حرارت داخل لوله‌ها (h_o/h_i) خیلی کوچک است، بسیار مناسب می‌باشد. در اواپراتورها ضریب انتقال حرارت داخل لوله‌ها $5000 - 15000 \text{ w/m}^2\text{K}$ و ضریب انتقال حرارت گاز بین $60 - 120 \text{ w/m}^2\text{K}$ است، استفاده از سطوح فین‌دار با تراکم بالا توصیه می‌شود. همچنین باید در نظر داشت که هرچه نسبت h_o/h_i بیشتر شود؛ یعنی هرچه ضرایب انتقال حرارت داخل و خارج لوله‌ها به یکدیگر نزدیک‌تر شوند،

¹ Extended surface

² Fin

استفاده از سطوح فین دار کارایی کمتری خواهد داشت؛ به عنوان نمونه در سوپرهیترها که ضریب انتقال حرارت داخل لوله‌ها حدود $150 - 2000 \text{ w/m}^2\text{K}$ است، استفاده از سطوح فین دار با تراکم بالا مناسب نمی‌باشد. به طور معمول، استفاده از سطوح فین دار با تراکم ۲ تا ۳ فین در هر اینچ مورد قبول است که البته برای اکونومایزرها و اوپراتورها چنانچه از گازهای تمیز استفاده شود، از تراکم ۵ و یا حتی ۶ فین در هر اینچ نیز می‌توان استفاده نمود.

نکته مهمی که باید در نظر داشت، این است که افزایش سطوح حرارتی، نه تنها به معنای افزایش نرخ تبادل حرارت نیست؛ بلکه در برخی موارد، با انتخاب نادرست مشخصات فین، افزایش سطوح حرارتی، منجر به کاهش تبادل حرارت می‌شود. برای جلوگیری از این امر، باید به جای معیار قرار دادن سطح حرارتی، حاصلضرب سطح حرارتی در ضریب انتقال حرارت کلی ($U \times A$) را به عنوان معیار قرار داد؛ به این معنی که هرچه این مقدار بیشتر باشد، تبادل حرارت نیز بیشتر می‌شود. لازم به ذکر است که افزایش بیش از حد سطح تبادل حرارت و یا استفاده از سطوح فین دار با تراکم بیش از حد متعارف، نهایتاً منجر به کاهش چشمگیر ضریب انتقال حرارت می‌گردد.

استفاده از سطوح فین دار به جای سطوح معمولی، مزایایی دارد که عبارتند از:

(۱) اشغال فضای کمتر

(۲) کاهش میزان افت فشار گاز

(۳) کاهش افت فشار سیال داخل لوله‌ها؛ به دلیل استفاده از تعداد کمتری لوله

(۴) کاهش وزن مبدل حرارتی

(۵) کاهش هزینه‌های مربوط به ساخت و نگهداری مبدل

افت فشار گاز در فین‌های حلقوی ساده نسبت به دنداندار، اندکی کمتر است؛ ولی مزیتی که فین‌های دنداندار دارند، بالاتر بودن ضریب انتقال حرارت کلی آنها می‌باشد. در مواردی که احتمال

وجود ذرات معلق در گاز وجود داشته باشد، استفاده از فین‌های حلقوی ساده بیشتر توصیه می‌شود؛ زیرا این ذرات تمایل بیشتری برای چسبیدن به فین‌های دنداندار داشته و در نتیجه رسوب‌زدایی در مبدل‌ها را بسیار سخت می‌کنند.

۳-۲-۶. ضرایب انتقال حرارت در سطوح فین‌دار

ضریب انتقال حرارت کلی سطوح فین‌دار از رابطه زیر محاسبه می‌شود [45]:

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{A_t}{A_i} \times \frac{1}{h_i} \right) + \left(\frac{A_t}{A_i} \times ff_i \right) + \left(\frac{A_t}{A_w} \times \frac{d_o}{200k_t} \times \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \right) + (ff_o) + \frac{1}{\eta h_o} \quad (23-3)$$

در این رابطه، نحوه محاسبه h_i به همان صورتی است که در قسمت ۳-۲-۱ توضیح داده شد. همچنین h_o مشتمل بر دو قسمت است که یکی ناشی از تشعشع گازها (h_r) و دیگری ناشی از جابجایی گازها (h_c) می‌باشد. مقدار ضریب انتقال حرارت تشعشعی گازها در لوله‌های فین‌دار نیز از روشی که در قسمت ۳-۲-۳ بیان شد، محاسبه می‌شود؛ یعنی با استفاده از روابط ۳-۱۴ و ۳-۱۵ می‌توان این ضریب را محاسبه نمود؛ فقط باید به این نکته توجه داشت که در لوله‌های فین‌دار، طول پرتو از رابطه زیر به دست می‌آید [45]:

$$BL = 3.4 \times \frac{\text{Volume}}{\text{Surface area}} = 3.4 \times \frac{WLD}{2(WL + WD + LD)} = \frac{1.7}{\frac{1}{W} + \frac{1}{L} + \frac{1}{D}} \quad (24-3)$$

به دلیل وجود فین بر روی لوله‌ها، ضریب انتقال حرارت جابجایی گازها با لوله‌های ساده، تفاوت دارد. برای انجام محاسبات مربوط به لوله‌های فین‌دار، از روابطی که شرکت ESCOA ارائه کرده است، استفاده شده است:

$$h = C_1 C_2 C_3 \times \left(\frac{d_o + 2h_f}{d_o} \right)^{0.5} \times \left(\frac{T_g + 273.15}{T_g + 273.15} \right)^{0.25} \times GC_p \times \left(\frac{k}{\mu C_p} \right)^{0.67} \quad (25-3)$$

در رابطه بالا، باید توجه داشت که واحد ظرفیت گرمایی $z/\text{kg.K}$ است. در این رابطه، خواص مربوط به گاز باید در دمای متوسط گاز محاسبه شوند. همچنین ضرایب C_1 و C_3 و C_5 از جدول ۳-۵ به دست

می آیند که با استفاده از این جدول باید از روابط زیر استفاده نمود:

$$G = \frac{100\dot{m}_g}{[S_T - A_o]N_W L} \quad (26-3)$$

در رابطه فوق A_o مساحت مانع نامیده می شود که به روش زیر محاسبه می گردد:

$$A_o = d_o + (0.7874 \times n_f t_f h_f) \quad (27-3)$$

با داشتن مقدار G می توان با کمک رابطه ۳-۱۷ عدد رینولدز را محاسبه نمود.

$$S = \frac{2.54}{n_f} - t_f \quad (28-3)$$

جدول ۳-۵. ضرایب C_1 و C_2 برای فین های داندانه دار [47]

آرایش مربعی	آرایش مثلثی
$C_1 = 0.25Re^{-0.35}$	$C_1 = 0.25Re^{-0.35}$
$C_2 = 0.07 + 8Re^{-0.45}$	$C_2 = 0.07 + 8Re^{-0.45}$
$C_3 = 0.2 + 0.65Re^{-0.25} \frac{h_f}{S}$	$C_3 = 0.35 + 0.65Re^{-0.25} \frac{h_f}{S}$
$C_4 = 0.08 \left(\frac{0.15S_T}{d_o} \right)^{-1.1} \left(\frac{h_f}{S} \right)^{0.15}$	$C_4 = 0.11 \left(\frac{0.05S_T}{d_o} \right)^{-0.7} \left(\frac{h_f}{S} \right)^{0.20}$
$C_5 = 1.1 - (0.7 - 1.5e^{-0.07Na}) e^{-\frac{2S_L}{S_T}}$	$C_5 = 0.7 + \left(0.7 - 0.8e^{-0.015Na^2} \right) \frac{-S_L}{S_T}$
$C_6 = 1.6 - (0.75 - 1.5e^{-0.07Na}) e^{-0.2 \left(\frac{S_L}{S_T} \right)^2}$	$C_6 = 1.1 + \left(1.8 - 2.1e^{-0.015Na^2} \right) e^{-\frac{S_L}{S_T}} - \left(0.7 - 0.8e^{-0.015Na^2} \right) e^{-\frac{0.6S_L}{S_T}}$

۳-۲-۷. افت فشار گاز در سطوح فین دار

به دلیل وجود لوله های بسیار زیاد در بویلر بازویاب، حرکت گازهای داغ در داخل این مبدل های حرارتی همواره با مقاومتی از طرف لوله ها مواجه می گردد که همین مسئله موجب افت فشار گاز در داخل دیگ می شود. مقدار این افت فشار وابسته به مشخصات هندسی لوله ها، فاصله بین آنها، درجه حرارت و نیز سرعت گاز می باشد.

گازهایی که وارد بویلر می شوند، خروجی توربین گاز هستند. در حالت کاملاً ایده آل، این گازها باید در فشار اتمسفر از توربین خارج شده و وارد بویلر شوند؛ اما به دلیل افت فشار گاز در داخل بویلر،

همیشه گازهای خروجی از توربین با فشاری بیشتر از اتمسفر از توربین خارج می‌شوند تا اثر این افت فشار را خنثی نموده و نهایتاً با فشار اتمسفر از دودکش خارج شوند. بنابراین هرچه افت فشار گاز در داخل بویلر بیشتر باشد، فشار گاز خروجی از توربین نیز بیشتر شده و در نتیجه مقدار کار مفید توربین کاهش خواهد یافت. با کاهش کار مفید توربین، تولید الکتریسیته نیز کاهش می‌یابد که این مسئله موجب اعمال هزینه‌هایی ناشی از کاهش تولید می‌گردد.

با توجه به توضیحاتی که داده شد، همواره سعی بر کاهش افت فشار گاز در دیگ و در نتیجه افزایش تولید الکتریسیته می‌باشد. مقدار قابل قبولی که برای افت فشار گاز در داخل دیگ وجود دارد، حدوداً 2Kpa می‌باشد و اگر بیشتر از این مقدار شود، آسیب بزرگی به تولید توان در توربین گاز وارد می‌شود. باید به این نکته توجه داشت که به ازای هر کیلوپاسکال افت فشار گاز، توان تولیدی توربین گاز حدوداً ۱٪ کاهش می‌یابد [45]. افت فشار گاز در سطوح حرارتی فین‌دار از روابط زیر به دست می‌آید:

$$\Delta P_g = (f_g + a) \frac{G^2 N_d}{500 \times \rho} \quad (29-3)$$

که برای دو حالت متفاوت چینش فین‌ها برای مقادیر f_g خواهیم داشت:

$$f_g = \begin{cases} C_2 C_4 C_6 \times \left(\frac{d_o + 2h_f}{d_o} \right)^{0.5} & \text{for staggered arrangement} \\ C_2 C_4 C_6 \times \left(\frac{d_o + 2h_f}{d_o} \right) & \text{for in - line arrangement} \end{cases} \quad (30-3)$$

$$a = \frac{1+B^2}{4N_d} \times \frac{T_{g_2} - T_{g_1}}{T_g + 273.15} \quad (31-3)$$

که برای محاسبه مقدار B از رابطه زیر خواهیم داشت:

$$B = \frac{\text{free gas area}}{\text{total area}} = \frac{S_t - A_o}{S_T} \quad (32-3)$$

۳-۲-۸. محاسبه دمای پایه فین^۱ و دمای نوک فین^۲

رابطه بین دمای سطح لوله و نوک فین در فین‌های حلقوی ساده به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\frac{T_g - T_f}{T_g - T_b} = \frac{K_1(mr_e)I_0(mr_e) + I_1(mr_e)K_0(mr_e)}{K_1(mr_e)I_0(mr_o) + K_0(mr_o)I_1(mr_e)} \quad (۳۳-۳)$$

$$r_e = \frac{d_o}{2} + h_f \quad (۳۴-۳)$$

$$r_o = \frac{d}{2} \quad (۳۵-۳)$$

مقادیر K_0 و K_1 و I_0 و I_1 توابع اصلاح شده بسل نوع اول و دوم بوده. برای محاسبه دمای سطح لوله و

نوک فین در فین‌های دندانه‌ای، ابتدا این فین‌ها را فین طولی فرض نموده، سپس از رابطه فین‌های

طولی استفاده نمود:

$$\frac{T_g - T_f}{T_g - T_b} = \frac{1}{\cosh(mt_f)} \quad (۳۶-۳)$$

دمای پایه فین (T_b) را می‌توان از رابطه زیر به دست آورد:

$$T_b = T_i + q(R_1 + R_2 + R_3) \quad (۳۷-۳)$$

$$q = U(T_g - T_i) \quad (۳۸-۳)$$

$$R_1 = \frac{A_t}{A_i} \times \frac{1}{h_i} \quad (۳۹-۳)$$

$$R_2 = \frac{A_t}{A_i} \times ff_i \quad (۴۰-۳)$$

$$R_3 = \frac{A_t}{A_w} \times \frac{d_o}{200k_m} \times \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) \quad (۴۱-۳)$$

بعد از محاسبه دمای پایه فین، درجه حرارت نوک فین با کمک ۳-۳۳ و یا با استفاده از رابطه زیر

محاسبه می‌گردد. این رابطه، با اینکه نسبت به روابط قبلی ساده‌تر است، اما از دقت بالایی نیز برخوردار

می‌باشد:

^۱ Fin base temperature

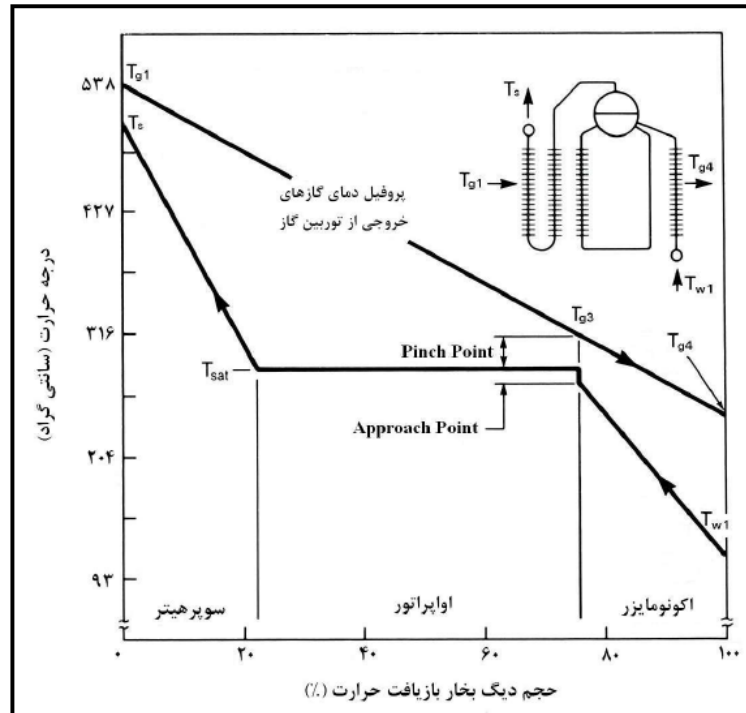
^۲ Fin tip temperature

$$T_f = T_b + (T_g - T_b)(1.42 - 1.4E) \quad (42-3)$$

باید توجه داشت T_f و T_b دمای میانگین پایه و نوک فین بوده. برای انتخاب جنس لوله‌ها و فین‌ها، باید حداکثر شار حرارتی را که در ورودی گاز داغ در مبدل‌های جریان مخالف اتفاق می‌افتد، در نظر گرفته و علاوه بر آن، توزیع جریان گاز و سیال داخل لوله‌ها را نیز غیریکنواخت فرض نمود. با چنین فرضیاتی، توزیع دمای پایه و نوک پره‌ها در طول مبدل به دست آمده و جنس لوله‌ها و پره‌ها با توجه به دمای T_f و T_b ماکزیمم انتخاب می‌شوند.

۹-۲-۳. بررسی نقاط پینچ و اپروچ

به اختلاف دمای گاز خروجی از اواپراتور و دمای آب اشباع نقطه پینچ و به اختلاف دمای آب خروجی از اکونومایزر و دمای آب اشباع نقطه اپروچ گفته می‌شود، که در شکل ۳-۶ نیز نشان داده شده است. در حقیقت با داشتن مقادیر پینچ و اپروچ می‌توان پروفیل دمای یک دیگ بخار بازیافت حرارت را مشخص نمود و انتخاب مناسب این مقادیر یکی از مهمترین مسائل در طراحی بویلر بازیافت حرارت به شمار می‌رود.



شکل ۳-۶. پروفیل دمای دیگ بخار بازیافت حرارت [47]

انتخاب مقدار مناسب برای نقاط پینچ و اپروچ همواره یکی از مهم‌ترین مسائلی است که مهندسیین طراح با آن مواجه هستند؛ به عنوان مثال، چنانچه دمای پینچ پایین انتخاب شود، تولید بخار در دیگ افزایش خواهد یافت. همچنین سطوح حرارتی مورد نیاز دیگ نیز افزایش یافته و در نتیجه افت فشار و هزینه ساخت دیگ نیز افزایش خواهد یافت؛ اما هزینه تجهیزات مهم دیگ بخار بازیافت حرارت مثل ابزارآلات کنترلی، سایز درام، پوسته و عایق‌بندی دیگ دستخوش تغییر چندانی نمی‌گردد.

از سوی دیگر در انتخاب نقطه اپروچ باید به این نکته توجه نمود که اگر مقدار آن پایین انتخاب شود، احتمال ایجاد بخار در اکونومایزر وجود دارد و اگر بالا انتخاب شود، تولید بخار در دیگ کاهش یافته و گاز با درجه حرارت بالاتری از دیگ خارج می‌گردد. بنابراین یافتن یک مقدار بهینه و مناسب برای نقاط پینچ و اپروچ مسئله بسیار مهمی است که همواره به آن توجه خاصی می‌شود. جدول ۳-۶ مقادیر متداول پینچ و اپروچ را برای حالت‌های مختلف نشان می‌دهد.

جدول ۳-۶. مقادیر مناسب برای نقاط پینچ و اپروچ [49]

Approach Point(C)	Pinch Point(C)		دمای گازهای خروجی از توربین گاز
	لوله‌های فین دار	لوله‌های ساده	
۲۲-۳۹	۱۶/۷-۳۳	۸۳-۷۲	۹۸۲-۶۴۹
۵/۶-۲۲	۵/۶-۱۶/۷	۴۵-۷۲	۴۰۰-۶۴۹

در دیگ‌های بازیافت حرارتی که بعد از توربین‌های گاز نصب می‌شوند، اگر دود خروجی از توربین گاز کثیف باشد، دیگر نمی‌توان از محدوده فوق استفاده نمود. در چنین حالتی چنانچه درجه حرارت گازهای ورودی بین ۸۱۵ تا ۹۸۰ درجه سانتی‌گراد باشد، دمای پینچ بین ۷۲ تا ۸۴ درجه سانتی‌گراد و دمای اپروچ بین ۲۲ تا ۳۹ درجه سانتی‌گراد انتخاب می‌گردد [49].

ایجاد بخار در لوله‌های اکونومایزر یکی از پدیده‌های مهمی است که باید جلوی آن گرفته شود. این پدیده در اثر افزایش بیش از حد دبی گاز و کاهش بیش از حد درجه حرارت گازهای ورودی به دیگ اتفاق می‌افتد. با انتخاب مقادیر پینچ و اپروچ مناسب، می‌توان مانع ایجاد بخار در اکونومایزر شد.

مقادیر پینچ و اپروچ با تغییر شرایط اولیه، دچار تغییر می‌شوند. نکته مهمی که همواره باید در خاطر داشت، این است که این مقادیر ثابت نیستند؛ بلکه با تغییر شرایطی چون دبی گاز، درجه حرارت گازهای ورودی، آنالیز گاز، فشار بخار و درجه حرارت آب تغذیه ورودی، تغییر می‌کنند. از همین رو مهندسیین طراح نباید این مقادیر را با بی‌دقتی انتخاب نمایند؛ بلکه می‌بایست آنها را به پارامترهایی مانند شرایط گاز ورودی و خواص بخار وابسته نمایند تا طراحی مورد نظر دقت مناسبی داشته باشد. به دلیل اهمیت موضوع، در این قسمت نکاتی را در رابطه با تأثیر انتخاب مناسب این دماها بر دیگ بازیافت حرارت بررسی خواهیم نمود.

مقادیر پینچ و اپروچ نباید به صورت دلخواه انتخاب شوند؛ چون در این صورت ممکن است در پروفیل دمای دیگ تناقضاتی به وجود آید. به عنوان مثال، ممکن است در محاسبات دیگ، درجه حرارت گاز خروجی از اواپراتور (T_{g3}) کوچک‌تر از دمای اشباع آب (T_{sat}) گردد و یا درجه حرارت گاز

خروجی از دیگ (T_{g4}) کوچک‌تر از دمای آب تغذیه ورودی به دیگ (T_{w1}) گردد که با مراجعه به شکل ۳-۶ روشن است که چنین حالتی نباید اتفاق بیفتد. هرچه دمای پینچ بزرگ‌تر باشد، اختلاف دمای گاز و آب اشباع نیز بزرگ‌تر شده و در نتیجه مقدار انرژی کمتری از گازهای داغ بازیافت می‌شود؛ اما هر قدر دمای پینچ کوچک‌تر انتخاب شود، اختلاف درجه حرارت متوسط لگاریتمی (ΔT_{lm}) نیز کاهش یافته و بدین ترتیب برای انتقال مقدار مشخصی حرارت، به سطوح حرارتی زیادتری نیاز است. انتخاب دمای پینچ باید به گونه‌ای باشد که هر دو پارامتر، مدنظر واقع شود؛ یعنی دمای پینچ نه از حدی کمتر انتخاب شود که به ازای آن سطوح حرارتی دیگ زیاد شده و در نتیجه افت فشار گاز در داخل دیگ و نیز هزینه ساخت و نگهداری دیگ بیشتر از حد معمول گردد و نه از حدی بیشتر انتخاب می‌شود که مقدار انرژی حرارتی جذب شده از گاز داغ کمتر از حد معمول باشد. انتخاب مقادیر پینچ و اپروچ تابع نوع سطوح حرارتی نیز می‌باشد.

۳-۲-۱۰. نکات قابل توجه در طراحی بویلر باز یاب

یکی از مسائل مورد توجه در طراحی بویلرهای باز یاب آرایش جریان در آنهاست در اوپراتور استفاده از آرایش جریان موازی^۱ بسیار مطلوب می‌باشد. در آرایش جریان متقاطع^۲ حباب‌های بخار تشکیل شده، نمی‌توانند حرکت کنند و باعث پدید آمدن قفل بخار در لوله‌ها می‌شوند. به علاوه از نظر اختلاف دمای متوسط لگاریتمی^۳، استفاده از جریان موازی یا متقاطع برای اوپراتور فرقی ندارد. در اکتونومایزر در صورتی که مشکل جریان یا ضربات بخار نداشته باشیم، آرایش موازی بهتر است. در این قسمت ممکن است تولید بخار^۴ در بارهای جزئی (حدود ۳۰ درصد بار نامی) خصوصاً در بویلرها با مشعل صورت گیرد. مطابق نمودار ۳-۷ دمای گازهای خروجی از توربین با کاهش بار توربین کم

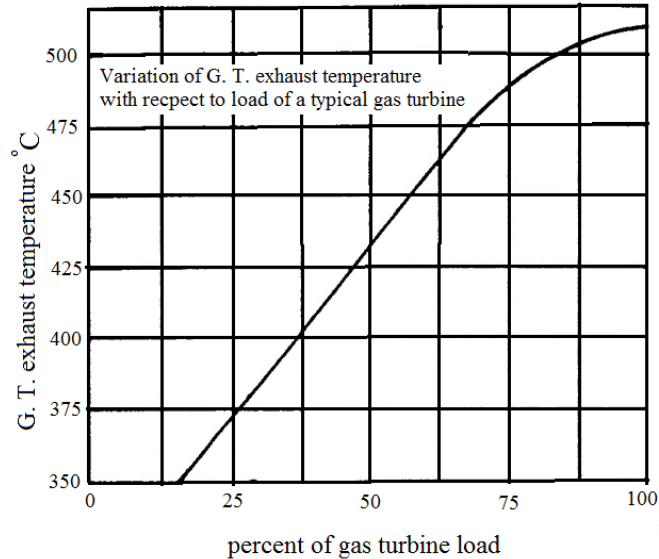
¹ Parallel Flow

² Counter Flow

³ Logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD)

⁴ Steaming Slugging

می‌شود. از این رو تولید بخار نیز کاهش می‌یابد.



شکل ۳-۷. تغییرات درجه حرارت گاز خروجی از توربین بر حسب بار [49]

برای طراحی بویلر بازتاب حرارتی باید ابتدا مشخصه‌های ترمودینامیکی بخار و دود در المان‌های مختلف نظیر سوپرهیتر، اوپراتور و اکونومایزر تعیین شده و سپس طراحی حرارتی (محاسبه سطوح حرارتی) آن انجام گیرد.

در اینجا برای طراحی بویلر بازتاب اطلاعات زیر به عنوان ورودی مساله خواهد بود:

- ۱) دبی و دمای آب تغذیه ورودی
- ۲) دبی، فشار و دمای بخار ورودی از مزرعه خورشیدی
- ۳) دبی، فشار و دمای بخار تولیدی توسط بویلر (فشار قوی و ضعیف)
- ۴) دبی و دمای دود ورودی به بویلر
- ۵) نوع بویلر از نظر افقی یا عمودی بودن و نوع سیرکولاسیون
- ۶) نوع سوخت مصرفی در توربین گاز

۳-۳. طراحی مزرعه خورشیدی

مزرعه خورشیدی وظیفه جذب پرتوهای خورشید برای تولید حرارت و انتقال حرارت جذب شده به سیال ناقل را بر عهده دارد، که سیال ناقل پس از دریافت حرارت به کمک یک مبدل حرارتی، این انرژی دریافت شده را به سیال کاری سیکل منتقل می‌نماید. در این پایان‌نامه پس از انتخاب سناریو مناسب و طراحی بهینه بویلر بازتاب حرارتی با توجه به مشخص شدن دبی مورد نیاز و شرایط بخار ورودی و خروجی به مزرعه، به طراحی مزرعه خورشیدی مورد نیاز پرداخته خواهد شد.

۳-۳-۱. انواع متمرکزکننده ها

متمرکزکننده‌های خورشیدی مهم‌ترین بخش در جذب پرتوهای خورشیدی برای استحصال انرژی حرارتی در یک نیروگاه حرارتی خورشیدی به شمار می‌روند که عمدتاً در چهار نوع فناوری متمرکزکننده انرژی خورشیدی خلاصه می‌شوند، در اینجا این چهار نوع نیروگاه و میزان تولید آنها طبق آماری که در سال ۲۰۱۱ در سرتاسر جهان بیان شده است، معرفی شده‌اند [50]. در شکل ۳-۸ هر چهار سیستم متمرکزکننده به صورت شماتیک آورده شده است.

(۱) کلکتور بشقابک سهموی^۱: نزدیک به ۱ مگاوات در حال بهره‌برداری

(۲) کلکتور خطی فرنل^۲: نزدیک به ۱۰ مگاوات در حال بهره‌برداری و ۳۰ مگاوات در دست

ساخت

(۳) سیستم برج مرکزی^۳: حدود ۵۵ مگاوات در حال بهره‌برداری و ۵۰۲ مگاوات در دست

ساخت

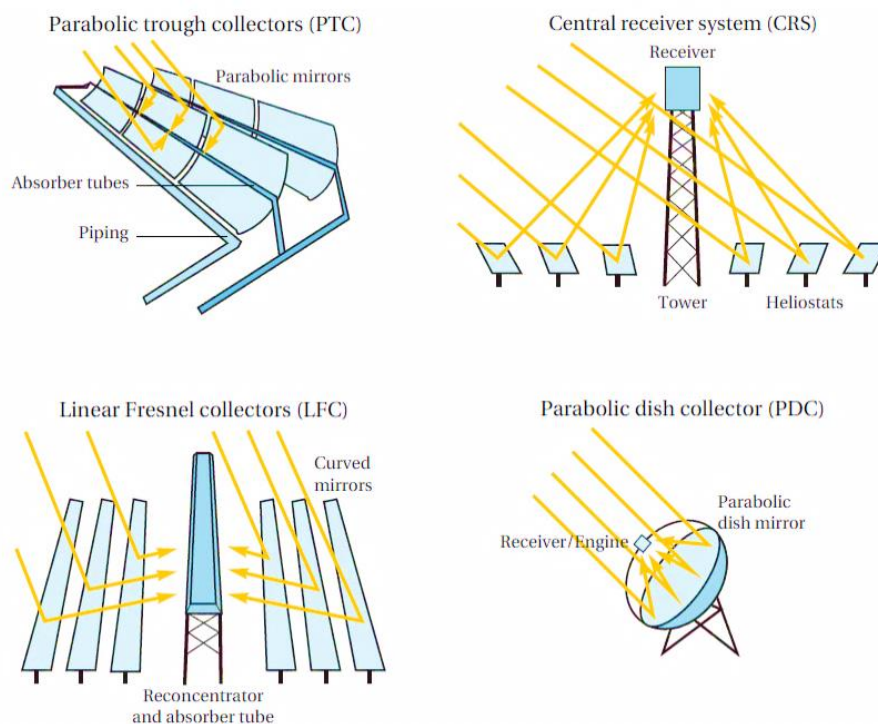
^۱ Parabolic Dish Collector (PDC)

^۲ Linear Fresnel Collector (LFC)

^۳ Central Receiver System (CRS)

۴) کلکتور سهموی خطی^۱: حدود ۱۶۳۰ مگاوات در حال بهره‌برداری و ۲۱۳۰ مگاوات در

دست ساخت



شکل ۳-۸. انواع متمرکز کننده‌های خورشیدی [50]

همانطور که در شکل ۳-۸ مشهود است، کلکتورهای سهموی خطی و فرنل نیاز به یک سیستم ردیابی تک محوری دارند که این امر موجب می‌گردد نسبت تراکم پرتو خورشید در آنها کمتر از ۱۰۰ برابر باقی مانده و در نتیجه اجازه نمی‌دهد دمای عملکرد آنها بیشتر از ۵۵۰ درجه سانتی‌گراد باشد. از سوی دیگر، سیستم‌های دیش سهموی و برج مرکزی نور خورشید را در یک نقطه متمرکز می‌کنند که این امر به واسطه‌ی یک سیستم ردیابی دو محوری صورت می‌پذیرد، به همین دلیل آنها می‌توانند به تمرکز پرتو خورشید تا ۱۵۰۰ برابر و دمایی تا ۱۵۰۰ درجه سانتی‌گراد دست یابند و در نتیجه سیستم‌های دیش سهموی و برج مرکزی با توجه به چرخه کارنو دارای راندمان بیشتری نسبت به

^۱ Parabolic Trough Collector (PTC)

نیروگاه‌های آینه سهموی و فرنل هستند. در جدول ۳-۷ مشخصات کلی این چهارنوع نیروگاه آورده شده است.

جدول ۳-۷. مقایسه‌ی مشخصات کلی نیروگاه‌های CSP [50]

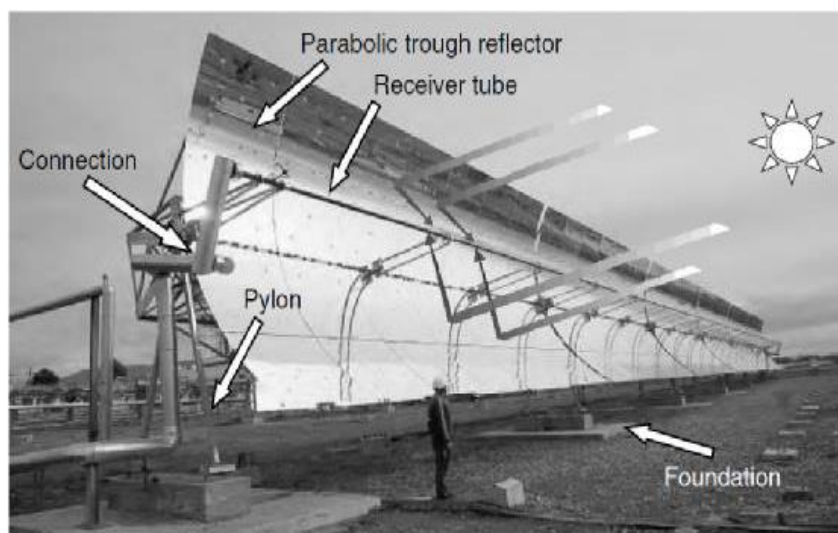
نیروگاه CSP	سهموی خطی	برج مرکزی	خطی فرنل	بشقاب سهموی
	PTC	CRS	LFC	PDC
کلکتور خورشیدی	تمرکز خطی	تمرکز نقطه‌ای	تمرکز خطی	تمرکز نقطه‌ای
رسیور	متحرک	ثابت	متحرک	ثابت
سیکل تولید توان	RC,CC	RC,CC,B C	RC	RC,SC
نسبت تمرکز	70-80	>1000	>60	>1300
دمای عملکرد	متوسط	بالا	نسبتاً پایین	بالاترین
راندمان کنونی	16-15	17-16	10-8	25-20
راندمان پیک	20-14	35-23	18	30
ظرفیت تولید (MW)	300-10	200-10	200-10	0.025-0.01
وضعیت پیشرفت	تکامل یافته‌ی اقتصادی	اقتصادی	پروژه‌ی آزمایشی	مرحله‌ی ارزیابی

با توجه به اطلاعات آمده در جدول ۳-۷ می‌توان از مقایسه پارامترهای مختلف دریافت که کلکتورهای سهموی خطی به دلیل نسبت تمرکز مناسب و دمای عملکرد مطلوب جهت استفاده در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی بهترین گزینه برای کاربرد در نیروگاه دماوند می‌باشد، از سوی دیگر رایج بودن این تکنولوژی و استفاده فراوان از آن در پروژه‌های مشابه دلیل دیگری برای انتخاب این روش در پایان‌نامه پیشرو می‌باشد.

۳-۳-۲. کلکتورهای سهموی خطی

یک کلکتور سهموی خطی دارای آینه‌های سهموی خطی است که اشعه‌های عمودی خورشید را به لوله‌ی دریافت کننده که بر خط کانونی سهمی واقع شده است، متمرکز می‌کند. متمرکز کردن اشعه‌های خورشید سطح دریافت کننده را کاهش می‌دهد و در نتیجه برآیند اتلافات حرارتی کاهش

پیدا می‌کند. اشعه‌های متمرکز شده سیالی را که از لوله‌ی دریافت کننده می‌گذرد گرم می‌کند و آنتالپی و دمای آن را افزایش می‌دهد. شکل ۳-۹ یک کلکتور سهموی خطی و اجزایش را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۹. تصویری از یک متمرکز کننده‌ی سهموی خطی [44]

کلکتورهای سهموی خطی از آنجا که بایست حول محوری بچرخند و حرکت ظاهری روزانه‌ی خورشید را ردیابی کنند، دستگاه‌هایی دینامیک هستند. در این گونه کلکتورها معمولاً برای دماهای بالای ۲۰۰ درجه سانتی‌گراد، روغن‌های حرارتی به عنوان سیال کاری به کار می‌روند. زیرا در چنین دماهای بالایی آب فشار زیادی به سیستم لوله‌کشی اعمال می‌کند. چنین فشارهای بالایی به اتصالات و لوله‌های قوی‌تری نیاز دارد و هزینه سیستم لوله‌کشی و در نتیجه هزینه‌ی کل مزرعه‌ی خورشیدی را افزایش می‌دهد.

دریافت کننده‌ی کلکتورهای سهموی خطی از لوله‌ای فولادی محصور در لوله‌ای شیشه‌ای به منظور کاهش اتلافات ناشی از انتقال حرارت همرفتی، تشکیل می‌شود. لوله‌ی فولادی پوششی انتخابی با ضریب جذب بالا (بیشتر از ۹۰٪)، ضریب صدور پایین (کمتر از ۳۰٪) دارد، که اتلافات حرارت تشعشعی را کاهش می‌دهد. لوله‌ی دریافت کننده متشکل از لوله‌ای شیشه‌ای حافظ خلأ و لوله‌ی شیشه‌ای با

پوشش انتخابی ضد انعکاس است، تا کلکتورهای سهموی خطی بازدهی و کارایی گرمایی بیشتری به خصوص در دماهای بالاتر داشته باشد. لوله‌های دریافت کننده بدون خلأ معمولاً برای دماهای پایین‌تر از 250°C به کار می‌رود، چون اتلافات حرارتی در چنین دمایی چندان بحرانی نیست. به دلیل قیده‌های ساخت، طول یک لوله‌ی دریافت کننده کمتر از ۶m است و لوله‌ی کامل کلکتورهای سهموی خطی از جوش تعدادی لوله به طور سری ایجاد می‌شود. طول کل یک کلکتورهای سهموی خطی بین ۲۵ تا ۱۵۰ متر است.

منعکس کننده‌های کلکتورهای سهموی خطی از ضریب انعکاس بالایی (بیشتر از ۰/۸۸) برخوردارند. منعکس کننده‌هایی که در کلکتورهای سهموی خطی استفاده می‌شوند معمولاً، از آینه‌های شیشه‌ای نقره اندود ساخته می‌شوند. ضریب انعکاس طیفی برای آینه‌های شیشه‌ای نقره اندود، حدود ۰/۹۳ و برای صفحات آلومینیومی براق، حدود ۰/۸۷ است.

۳-۳-۳. اندازه و چیدمان مزرعه‌ی خورشیدی با کلکتورهای سهموی خطی

یک مزرعه‌ی خورشیدی همانطور که در شکل ۳-۱۰ دیده می‌شود از کلکتورهای سهموی خطی به صورت تعدادی ردیف‌های موازی تشکیل یافته است، هر ردیف شامل چند کلکتور است که به صورت سری به هم وصل شده‌اند. سیال سیکل با عبور از میان لوله‌های جاذب هر ردیف، حرارت کسب می‌کند. اندازه و نوع چیدمان این ردیف‌ها از جمله پارامترهای مهم در طراحی یک مزرعه خورشیدی، با توجه به وظیفه مزرعه و شرایط سایت بشمار می‌رود. در این قسمت به بررسی چگونگی محاسبات مربوط به اندازه و طول ردیف‌های مزرعه خورشیدی و پس از آن ملاحظات مربوط نوع چیدمان بررسی می‌گردد.



شکل ۳-۱۰. مزرعه‌ای خورشیدی با کلکتورهای سهموی خطی [44]

اولین گام در طراحی مزرعه‌ی خورشیدی از کلکتورهای سهموی خطی تعریف خواسته‌های طراحی است، که شامل پارامترهایی باشد که کارایی مزرعه را مشخص نماید. پارامترهایی که باید برای طراحی تعریف شوند شامل موارد زیر هستند:

- ۱) داده‌های ماهیانه، روزانه و زمان طراحی
 - ۲) شدت تابش عمودی خورشید و دمای هوای محیط برای داده‌ها و زمان انتخابی
 - ۳) محل جغرافیایی سایت نیروگاه (طول و عرض جغرافیایی)
 - ۴) توان کلی حرارتی که مزرعه‌ی خورشیدی کسب می‌کند
 - ۵) ضریب خاک گرفتگی کلکتورهای خورشیدی
 - ۶) دمای ورودی و خروجی مزرعه‌ی خورشیدی
 - ۷) سیال کاری کلکتورهای مزرعه
 - ۸) دبی جرمی سیال در طراحی
- پس از تعریف خواسته‌ها و نیازهای طراحی، تعداد کلکتورهایی که باید در هر ردیف سری شوند، با استفاده از پارامترهای کلکتورهای سهموی خطی مانند ماکزیمم راندمان اپتیکی، ضریب تصحیح

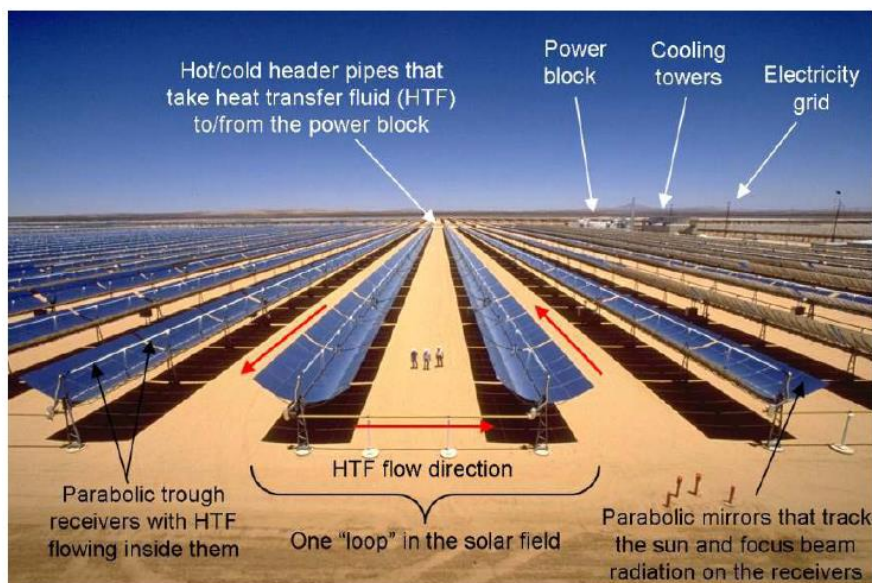
زاویه‌ی میل خورشید، ضریب اتلافات حرارتی و سطح دید و همچنین پارامترهای سیال انتخاب شده مانند چگالی، ظرفیت حرارتی و ویسکوزیته‌ی دینامیک محاسبه می‌شود. تعداد کلکتورها در هر ردیف به اختلاف دمای سیال در ورودی و خروجی مزرعه‌ی خورشیدی (ΔT) و اختلاف دمایی که یک کلکتور منفرد ایجاد می‌کند (ΔT_C) بستگی دارد. بنابراین تعداد کلکتورهای سری از معادله‌ی زیر به دست می‌آید:

$$N = \frac{\Delta T}{\Delta T_C} \quad (۴۳-۳)$$

مرحله‌ی بعد پس از محاسبه‌ی تعداد کلکتورهای سری در هر ردیف، مشخص کردن تعداد ردیف‌هایی است که باید به صورت موازی نصب شوند، این تعداد به توان مورد نیاز بستگی دارد. روند تعیین تعداد ردیف‌ها به صورت نسبت کل توان مورد نیاز به توان تولیدی یک ردیف در شرایط طراحی محاسبه می‌شود.

کلکتورهای سهموی خطی معمولاً طوری نصب می‌شوند که زاویه‌ی چرخش جنوبی- شمالی یا شرقی- غربی داشته باشند، هرچند که چیدمان‌های دیگری نیز امکان پذیر است. چیدمان این نوع کلکتورها بر اساس ساختار و شکل سایت تنظیم می‌شود. چیدمان کلکتورهای خورشیدی بر زاویه‌ی تابش خورشید به صفحه‌ی دید کلکتور و متعاقباً بر کارایی کلکتورها اثر می‌گذارد. تغییرات فصلی در خروجی کلکتورهای با چینش جنوبی- شمالی، می‌تواند بسیار متفاوت باشد. بر حسب عرض جغرافیایی و تغییرات فصلی، در تابستان نسبت به زمستان، روزانه سه تا چهار برابر انرژی بیشتری به کلکتورها می‌رسد. تغییرات فصلی بر چینش شرقی- غربی کلکتورها، کوچک‌تر از چینش جنوبی- شمالی و کمتر از ۵۰٪ است. اما چینش جنوبی- شمالی انرژی سالیانه بیشتری جذب می‌کند. تغییرات روزانه زاویه‌ی ورودی اشعه‌های خورشید برای چینش شرقی- غربی، بسیار زیاد است، به طوری که انرژی دریافتی در طلوع و غروب آفتاب کمترین مقدار و با بیشترین زاویه در ظهر برابر ۰ درجه است. در شکل ۳-۱۱

نمونه‌ای از چینش مزرعه خورشیدی همراه با قسمت‌ها مختلف آن مشاهده می‌گردد.



شکل ۳-۱۱. نمایی از آرایش کلکتورهای خورشیدی [44]

بنابراین، چیدمان زاویه‌ی چرخش بر کارایی کلکتور بسیار اثرگذار است، انتخاب بهترین چیدمان زاویه‌ی چرخش به پارامترهای زیر بستگی دارد:

- ۱- کدام فصل از سال مزرعه‌ی خورشیدی باید بیشترین انرژی را تولید کند؟ اگر در تابستان نسبت به زمستان انرژی بیشتری نیاز است، مناسب‌ترین چیدمان، جنوبی- شمالی است.
- ۲- اگر انرژی ثابتی در طول کل سال نیاز است و توان گرمایی تولیدی در زمستان و تابستان باید همسان باشد، بهترین چیدمان شرقی- غربی است.

۳-۳-۴. لوله دریافت کننده حرارت

لوله جاذب حرارت مهم‌ترین بخش کلکتورهای سهموی خطی محسوب می‌گردد، به این دلیل که وظیفه‌ی جذب حرارت منعکس شده از آینه‌ها و انتقال آن به سیال ناقل حرارت را داشته و کارایی آن تأثیر بسیار زیادی بر کارایی کلکتورها خواهد داشت، از سوی دیگر با توجه به اینکه بخش قابل توجهی از هزینه‌های تحمیل شده به اجرای پروژه‌های سهموی خطی مربوط به مزرعه خورشیدی است و در

این بین در حدود ۲۰ درصد این هزینه‌ها مربوط به دریافت کننده می‌باشد، لذا ضروری است که به این جزء کلکتور با دقت بیشتری نگریسته شود. لوله دریافت کننده از نقطه نظر طراحی باید به نحوی انتخاب گردد تا نسبت تمرکز دلخواه به دست آید. نسبت تمرکز هندسی برای این نوع متمرکز کننده‌ها به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$C_g = \frac{A_c}{A_r} \quad (۴۴-۳)$$

که در این رابطه A_c سطح مقطع دهانه متمرکز کننده و A_r سطح دریافت کننده است. نسبت تمرکز بر حسب مشخصات هندسی و سطوح به صورت زیر بیان می‌شود.

$$C_g = \frac{g_1 g \sin \phi}{\pi \sin \theta_a} \quad (۴۵-۳)$$

که در این رابطه g و g_1 ضرایب تصحیح آینه، θ_a زاویه واگرایی پرتوهای انعکاسی و ϕ نیم زاویه لبه می‌باشد. مقدار g با استفاده از جدول ۳-۸ تعیین می‌گردد.

جدول ۳-۸. مقادیر ضریب تصحیح g برای لوله‌های جاذب [44]

۱	سطوح یک پارچه
۰/۹۵	سطوح با شیارهای طولانی
۰/۸۸	سطوح مشبک

هم چنین g_1 از رابطه زیر محاسبه می‌شود که در این رابطه β زاویه بین امتداد پرتوهای خورشید و محور کانونی متمرکز کننده است. همچنین f فاصله کانونی بوده و L هم طول متمرکز کننده می‌باشد.

$$g_1 = 1 - \frac{f \tan \beta}{L/2} \quad (۴۶-۳)$$

با توجه به اینکه بررسی‌های نوری نشان داده است که زاویه لبه مناسب برای سهموی بین ۸۰ تا

۱۲۰ درجه می‌باشد، در نهایت برای محاسبه‌ی قطر لوله جاذب، معادلات ۳-۴۵ و ۳-۴۴ را برابر قرار داده تا به کمک رابطه زیر، ضخامت لوله جاذب به دست بیاید:

$$\frac{A_c}{A_r} = \frac{W \times L}{\pi \times dr \times L} \quad (3-47)$$

با استفاده از رابطه ۳-۴۷ می‌توان ضخامت مناسب برای لوله جاذب را بر اساس شرایط و پارامترهای ذکر شده در معادلات اخیر بدست آورد. در ادامه به بررسی سایر پارامترهای مؤثر در طراحی لوله جاذب مانند جنس بدنه و نوع پوشش سطح انتخابگر پرداخته خواهد شد.

۳-۳-۴-۱. جنس لوله جاذب

جنس فلز پایه که در واقع ماده اصلی تشکیل دهنده لوله جاذب می‌باشد، در مقادیر افت حرارت و راندمان تأثیر چندانی نداشته اما از نقطه نظرهای دیگر مانند استحکام، شرایط کاربری، خواص خوردگی فلز، قابلیت پوشش‌دهی با سطوح انتخابگر و ملاحظات قیمت حائز اهمیت بوده و باید مورد توجه قرار گیرد.

از جمله فلزاتی که به طور معمول برای ساخت لوله‌های جاذب استفاده می‌شود می‌توان سه مورد فولاد ضد زنگ ۳۲۱H، ۳۱۶L و 304L را نام برد. هر دو نوع 304L و ۳۱۶L در مدل‌های اولیه ساخت دریافت‌کننده به کار می‌رفته‌اند. با این وجود مشکلات خمش سازندگان را به این باور رساند که این مواد از نظر استحکام قابل اعتماد نیستند و استحکام کافی ندارند. بعد از تصمیم‌گیری مبنی بر استفاده از فولاد ۳۲۱H، مشکلات ناشی از خمش به دلیل دماهای نقاط مختلف سیکل در طی عملیات راه‌اندازی با یک انتخاب درست و هوشمندانه حل شد. ایراد اصلی این انتخاب، قیمت بالای فولاد ۳۲۱H نسبت به دو مورد پیشین می‌باشد، با این وجود امروزه غالباً در طراحی دریافت‌کننده‌ها این فلز به عنوان ماده‌ی پایه استفاده می‌شود. این ماده به این دلیل برگزیده شده است که بسیار مستحکم بوده و می‌تواند مشکلات ناشی از خمش را به حداقل برساند و علاوه بر آن می‌تواند میزان نرخ نفوذ هیدروژن را کاهش دهد. کلکتورهای مورد استفاده در این پایان‌نامه از مدل ET-150 می‌باشد که از

جنس فولاد ۳۲۱H در ساخت آن بهره برده شده است [40].

۳-۳-۴-۲. سطح پوششی انتخابگر

برای طراحی یک پوشش جذب کننده انرژی خورشیدی با راندمان بالا، نیاز به یک سطح با خاصیت انتخابی طیفی داریم. سطحی که خواص نوری مثل جذب، انعکاس و صدور آن در ناحیه طول موجهای خورشیدی (مادون قرمز) متفاوت باشد. برای کاربردهای انرژی خورشیدی یک سطح انتخابی طیفی باید دارای ماکزیمم جذب خورشیدی در ناحیه طول موجهای مری و مادون قرمز نزدیک به آن و مینیمم صدور در ناحیه طول موجهای مادون قرمز دور باشد. در یک سطح انتخابی ایده آل بین ناحیه ضریب انعکاس بالا و پایین باید یک انتقال سریع در حدود طول موج $2\mu\text{m}$ که حدوداً این طول موج مرز طیف خورشیدی است، رخ دهد. از طرف دیگر یک سطح انتخابی باید در عمل در درجه حرارت های کاربردی پایدار باشد و همچنین دارای یک عمر طولانی و قیمت پایین باشد. تقریباً تمام سطوح انتخابی سیاه دارای اساس فلزی بوده، که ضریب صدور پایین در ناحیه مادون قرمز حرارتی را فراهم می کند و همزمان دارای خاصیت انتقال حرارت خوب برای کاربردهای خورشیدی می باشد.

سطوح انتخابگر اثر بسیار مهمی بر انرژی دریافتی لوله ی جاذب دارد، چرا که این سطوح ضرایب جذب و نشر متفاوتی دارند. عملکرد دریافت کننده شدیداً به خواص نوری سطوح انتخابگر موجود در سطح آن وابسته است. به عنوان مثال استفاده از یک سطح پوششی انتخابگر با ضریب صدور 0.07 در دمای 400 درجه سانتی گراد، راندمان حرارتی را به اندازه ی 8.5 درصد افزایش خواهد داد [19]، بنابراین هر تغییری هر چند کوچک در ساخت سطوح انتخابی می تواند منجر به افت حرارتی زیادی شود. سطح پوششی مورد استفاده در کلکتورهای بررسی شده در این پایان نامه کروم سیاه لوز می باشد که مشخصات نوری آن در فصل بعد عنوان شده است.

۳-۳-۵. نوع و دبی سیال ناقل حرارت

سیال ناقل حرارت که درون لوله جاذب حرارت قرار دارد وظیفه جذب حرارت از این لوله و انتقال آن به مبدل‌های حرارتی تعبیه شده در مزرعه خورشیدی را بر عهده دارد. مهم‌ترین محدودیتی که می‌بایست در انتخاب روغن حرارتی به عنوان سیال کاری در نظر گرفت، بیشترین دمایی است که روغن در آن به صورت پایدار می‌تواند کار کند. در دماهای بالاتر از دمای پایداری، مولکول‌های روغن می‌شکنند و خواصش تغییر می‌کند، علاوه بر این، قیمت و در دسترس بودن روغن هم از جمله معیارهای تعیین کننده در نوع سیال انتخابی محسوب می‌شود. مهم‌ترین محدودیتی که می‌بایست در انتخاب روغن حرارتی به عنوان سیال کاری در نظر گرفت، بیشترین دمایی است که روغن در آن به صورت پایدار کار می‌کند. در دماهای بالاتر از دمای پایداری مولکول‌های روغن می‌شکنند و خواصش تغییر می‌کند. روغنی که به طور گسترده در کلکتورهای سهموی خطی در دمای بالاتر از 395°C استفاده می‌شود، Therminol VP-1 است که در این پایان‌نامه هم به عنوان سیال ناقل حرارت در مزرعه خورشیدی انتخاب شده است که مخلوطی یونکتیک از ۷۳.۵٪ اکسید دی فنیل و ۲۶.۵٪ دی فنیل است [5]. مشکل اصلی این روغن دمای بالای انجمادش (12°C) است که به این منظور، یک سیستم کمکی حرارت دهنده در مواقعی که خطر سردتر شدن روغن از دمای انجماد وجود دارد، تعبیه می‌شود. به دلیل اینکه دمای جوش روغن در 1013 mbar برابر 257°C است، مدار روغن باید توسط گاز نیتروژن، آرگون یا گازی خنثی تحت فشار قرار گیرد تا بتوان آن را بدون به جوش آمدن به دماهای بالا رساند. پوشش تمام مدار روغن با گازی بی‌اکسیژن باید حتماً انجام گیرد، زیرا مخلوط فشار بالای روغن و هوا قابل انفجار است.

۳-۳-۶. سطوح بازتاب کننده

سطوح بازتاب کننده در واقع سطوح صیقلی براقی هستند که به شکل و انحنای مورد نظر طراحی و

خم می‌شوند تا بتوانند تمرکز نوری مورد نظر را بر روی لوله جاذب ایجاد نمایند. بازتابش آینه‌ها تأثیر زیادی بر عملکرد و راندمان کلکتور خواهد داشت. برای مثال، برای سیال ناقل حرارت در دمای ۴۰۰ درجه سانتی‌گراد، یک کاهش ۰.۱۵ در میزان بازتابش آینه‌ها منجر به ۲۴.۵ درصد کاهش راندمان خواهد شد. یا ۵ درصد اشتباه در میزان بازتابش آینه‌ها موجب کاهش ۷ درصدی راندمان می‌شود [44]، که این موضوع نشان‌دهنده اهمیت سطوح بازتاب‌کننده و تأثیر زیاد این بخش از مزرعه بر کارایی کلی سیستم می‌باشد. از سوی دیگر اهمیت تمیز نگه داشتن پوشش محافظ شیشه‌ای و آینه‌ها از جمله ملاحظات مهم در این قسمت از مزرعه خورشیدی می‌باشد. یکی از ویژگی‌های مهم متمرکز کننده‌های سهموی بازتاب است که تمام پرتوهایی که به سطح منعکس‌کننده برخورد می‌کنند، بر روی کانون آن متمرکز شوند. معادله دو بعدی یک متمرکز کننده به صورت زیر است:

$$y = \frac{1}{4f} x^2 \quad (48-3)$$

که در این رابطه f فاصله کانونی سهمی می‌باشد. همچنین می‌توان مکان کانونی متمرکز کننده را از رابطه ذیل بدست آورد که در این رابطه w عرض دهانه می‌باشد.

$$f = \frac{w}{2} \cot \phi + \frac{w^2}{16f} \quad (49-3)$$

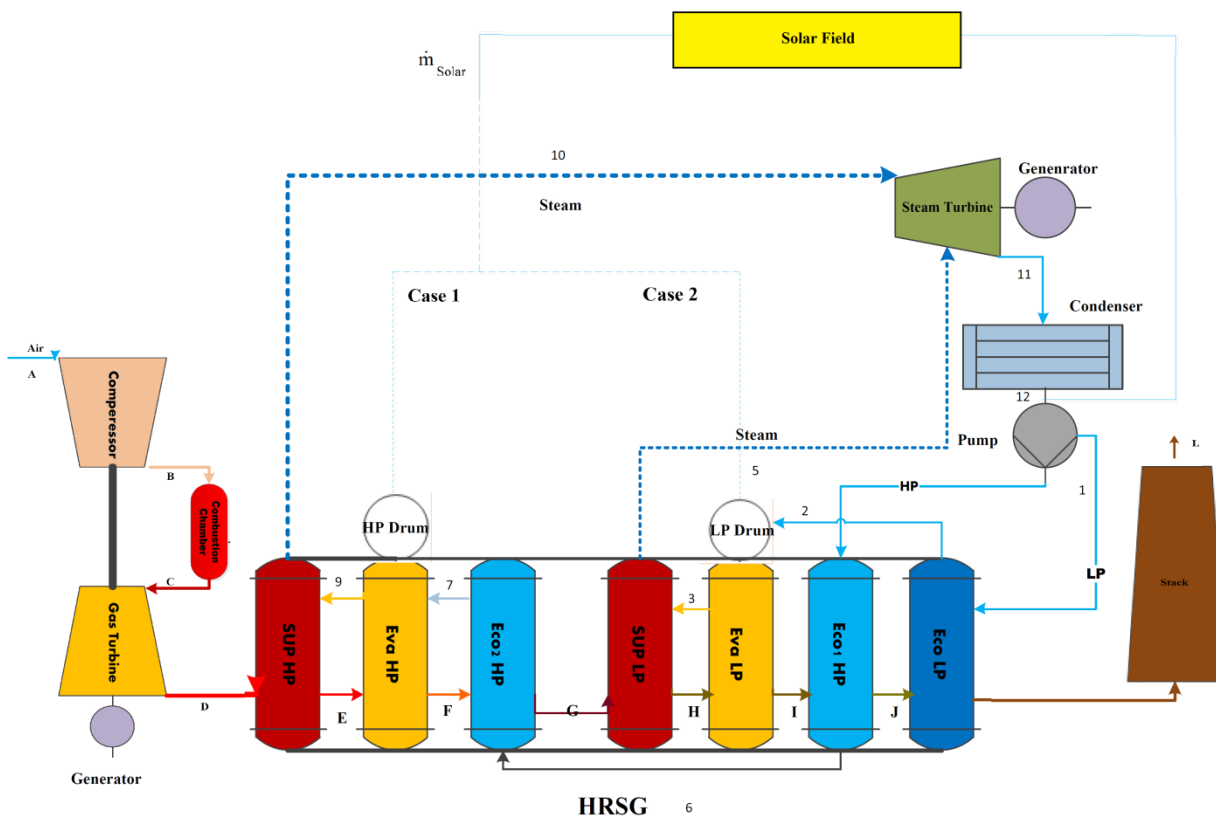
در نمونه مورد استفاده در این پایان‌نامه که کلکتورهای ET-150 می‌باشد فاصله کانونی آینه‌ها ۱/۷۱ متر می‌باشد [5]. سایر اطلاعات نوری و هندسی مربوط به بازتاب‌کننده‌های مورد استفاده در فصل بعد آمده است.

فصل ۴ . نتایج و بحث

۴-۱. مقدمه

این فصل به بیان و تحلیل نتایج، بر اساس مطالب ذکر شده در فصول قبل اختصاص دارد، رویه پایان‌نامه به این صورت است که ابتدا با مدل‌سازی مناسب سیکل نیروگاه مورد نظر، به بررسی مشخصات ترمودینامیکی در قسمت‌های اصلی سیکل پرداخته و نتایج حاصل از مدل‌سازی توسط نرم افزار متلب را با اطلاعات موجود از نیروگاه بررسی نموده تا از صحت کد نوشته شده اطمینان حاصل گردد. سپس با توجه به ملاحظات اساسی در طراحی یک مبدل حرارتی، به طراحی بویلر بازیاب حرارت مورد نیاز پرداخته شد، همچنین آن‌طور که در محاسبات اولیه هم مدنظر قرار گرفته شده است، دو سناریو متفاوت برای اتصال مزرعه خورشیدی به سیکل ترکیبی مفروض می‌باشد، که سناریو منتخب بر اساس کارایی بالاتر بررسی و انتخاب خواهد شد. در نهایت بر اساس سناریو انتخاب شده، به طراحی بهینه پارامترهای بویلر بازیاب و مزرعه خورشیدی پرداخته خواهد شد.

نیروگاه مورد مطالعه در این پایان‌نامه، نیروگاه دماوند (شهدای پاکدشت) می‌باشد که در شکل ۴-۱ شماتیک سیکل نیروگاه همراه دو سناریو مفروض برای اتصال به مزرعه خورشیدی مشاهده می‌گردد. نیروگاه سیکل ترکیبی دماوند با ظرفیت تولید ۲۸۶۸ مگاوات که شامل ۱۲ واحد گازی ۱۵۹ مگاواتی با توربین‌های گازی مدل ۲۹۴۷. با ظرفیت ۱۹۰۸ مگاوات و ۶ واحد بخار ۱۶۰ مگاواتی با ظرفیت ۹۶۰ مگاوات در ۳۵ کیلومتری جنوب شرق تهران واقع شده است. همانطور که در شکل زیر مشخص است بویلر بازیاب مورد استفاده در این نیروگاه از نوع دو فشاره می‌باشد.



شکل ۴-۱. شماتیک سیکل نیروگاه دماوند همراه با سناریوهای مفروض

در این پایان‌نامه برای طراحی بویلرهای حرارتی، به مدل‌سازی کامل سیکل ترکیبی نیروگاه دماوند بر اساس شرایط سایت نیاز بوده است از این رو با استفاده از معادلات ترمودینامیکی بیان شده، در فصل دوم این مدل‌سازی صورت گرفته است، صحت این مدل‌سازی اهمیت بسیار زیادی در طراحی بویلرهای حرارتی و چگونگی ادغام مزرعه خورشیدی با سیکل مورد نظر دارد. در جدول ۴-۱ نتایج حاصل از این مدل‌سازی جهت مقایسه با مقادیر واقعی در دسترس نیروگاه دماوند، همراه با خطای موجود در هر پارامتر مشاهده می‌گردد.

جدول ۴-۱. نمایش نتایج بین داده‌ها و کد شبیه‌سازی برای سیکل بخار

پارامتر	واحد	داده‌های اندازه‌گیری شده	داده‌های شبیه‌سازی	خطا
h_1	Kg/kj	206.77	203.06	1.8

h_4	Kg/kj	667.86	666.4525	0.21
h_7	Kg/kj	2907.9	2832.9	2.6
h_8	Kg/kj	668.83	672.9670	0.62
h_{13}	Kg/kj	3436.35	3437.6	0.03
T_E	$^{\circ}C$	603.94	594.17	1.6
T_F	$^{\circ}C$	557.55	562.13	0.82
T_G	$^{\circ}C$	494.23	497.13	0.58
T_H	$^{\circ}C$	317.38	310.36	2.21
T_I	$^{\circ}C$	244.87	241.15	1.23
T_K	$^{\circ}C$	242.36	239.4141	1.2
T_M	$^{\circ}C$	182.44	179.85	1.42
T_L	$^{\circ}C$	201.94	201.66	0.13
T_P	$^{\circ}C$	106.51	106.31	0.19
T_{17}	$^{\circ}C$	48	48.04	0.083
T_1	$^{\circ}C$	49	48.542	0.93
T_B	$^{\circ}C$	360.23	362.57	0.65
T_D	$^{\circ}C$	546	546.02	0.0
mf	Kg/s	8.0	7.6787	0.92
η	$\%$	33.43	30.7957	1.76

با توجه به جدول فوق مشاهده می‌گردد میزان خطای مقادیر حاصل از شبیه سازی و داده‌های واقعی نیروگاه اندک بوده، به نحوی که می‌توان به صحت کد نوشته شده اطمینان نمود.

۴-۲. طراحی اولیه بویلر بازیاب حرارتی

پس از اطمینان از صحت کد نوشته شده مربوط به سیکل ترکیبی، به طراحی سطوح حرارتی زیرین در بویلر بازیاب حرارتی بر اساس روابط مطروحه در فصل سوم پرداخته شد. نتایج حاصل از کد نوشته شده که مربوط به مشخصات طراحی بویلر بازیاب مورد نظر می‌باشد در جدول ۴-۲ آمده است. از جمله قیود و فرضیاتی که بدان در هنگام طراحی توجه شده است تا بتوان به نتایج اطمینان حاصل کرد موارد زیر را می‌توان یاد نمود:

- (۱) خواص هوا و گازهای حاصل از احتراق متغیر با دما فرض شده‌اند.
- (۲) با تغییر دبی جرمی ورودی فرض می‌شود راندمان توربین گاز تغییر نیابد و ثابت باقی بماند.

۳) ارتفاع فین‌ها در سوپرهیترها به دلیل جلوگیری از سوختگی کمتر از ارتفاع دیگر مبدل‌ها باشد [45].

۴) آرایش لوله‌ها به صورت آرایش مثلثی در نظر گرفته شده است.

۵) محاسبه‌ی انرژی جذب شده در لوله‌های ردیف‌های مختلف درون بویلر با توجه به [۳۹]، متفاوت در نظر گرفته شده است.

۶) برای محاسبه‌ی دمای نوک فین، ابتدا آن‌ها را نوعی فین طولی فرض نموده، سپس با استفاده از رابطه مربوط به فین‌های طولی و محاسبه‌ی دمای پایه فین به دست آورد.

۷) میزان بلودان در بویلر برابر ۵٪ در نظر گرفته شده است.

۸) با توجه به حضور هیدروژن سولفید، به مقدار 6.5 ppm، در سوخت نیروگاه، حداقل دمای گازهای احتراق خروجی از بویلر با زیاب ۱۱۰ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است [45,39].

۹) سرعت دبی آب در داخل لوله‌های بویلر بین ۰/۹۸ الی ۲ متر بر ثانیه باشد [39].

۱۰) مجموعه درام و اوپراتور یک پارچه فرض شده است.

۱۱) به جز موارد ذکر شده، افت فشار و افت دما در لوله‌ها در نظر گرفته نشده است.

۱۲) تمام فرایندها به صورت حالت دائم فرض شده است.

۱۳) بازده ایزنتروپیک توربین بخار ۹۰ درصد و تمامی پمپها ۸۷/۵ فرض شده است.

۱۴) افت فشار در سمت گاز از میزان ۲۰ کیلو پاسکال افزایش نیابد زیرا منجر به افزایش

تلفات می‌شود. (این قید در نیروگاه‌ها اعمال می‌گردد و اگر از این حد بیشتر باشد باعث

تریپ نیروگاه می‌شود) [34].

علاوه بر قیود ذکر شده برای طراحی بویلر با زیاب مورد نظر باید به محدودیت‌های دیگری نیز توجه

نمود که در جدول ۴-۲ مشاهده می‌شود.

جدول ۴-۲. قیود طراحی بویلرهای حرارتی [38], [39], [45]

محدوده	دلیل
$P_{main} < 110 \text{ bar}$	امکان اقتصادی
$T_e < 898 \text{ K}$	حداکثر دمای مجاز مواد
$5^\circ\text{C} < T_{pp,LP} < 50^\circ\text{C}$	حد انتقال حرارت
$5^\circ\text{C} < T_{pp,HP} < 50^\circ\text{C}$	حد انتقال حرارت
$T_p < 105^\circ\text{C}$	اسیده شدن سوپر هیتر
$0.9 < P_{main,LP} < 0.98$	داده‌های نیروگاهی
$2 \text{ KPa} < \Delta P_{HRSG} < 20 \text{ KPa}$	تکنولوژی ساخت- ترپ دادن نیروگاه
$X > 0.88$	کیفیت بخار
$m_{cond} < 4500 \text{ kg/s}$	حداثر ظرفیت برج هلمر

با رعایت قیود ذکر شده در بالا، بویلرهای مورد نظر طراحی شده است. تمام پارامترهای طراحی بویلرهای دو فشاره مورد نظر در جدول ۴-۳ مشاهده می‌شود. طراحی انجام شده در شرایط سایت نیروگاه دماوند، دمای ۱۶ درجه سانتی‌گراد، رطوبت ۵۴ درصد و ارتفاع ۱۰۵۰ متر از سطح دریا انجام شده است.

جدول ۴-۳. پارامترهای طراحی اولیه بویلرهای حرارتی

پارامترها	واحد	ارزش
ارتفاع فین سوپر هیتر HP	mm	15
چگالی فین سوپر هیتر HP	No/m	228
ضخامت فین سوپر هیتر HP	mm	1.2
قطر خارجی لوله سوپر هیتر HP	mm	38.1
ضخامت لوله سوپر هیتر HP	mm	4.8
ارتفاع فین اوپراتور HP	mm	17
چگالی فین اوپراتور HP	No/m	240
ضخامت فین اوپراتور HP	mm	1.2
قطر خارجی لوله اوپراتور HP	mm	38.1
ضخامت لوله اوپراتور HP	mm	2.4
ارتفاع فین اکونومایزر ۲ HP	mm	17
چگالی فین اکونومایزر ۲ HP	No/m	232
ضخامت فین اکونومایزر ۲ HP	mm	1.2

38.1	mm	قطر خارجی اکونومایزر HP۲
3.4	mm	ضخامت لوله اکونومایزر HP۲
17	mm	ارتفاع فین سوپر هیتر LP
157	No/mm	چگالی فین سوپر هیتر LP
1.2	mm	ضخامت فین سوپر هیتر LP
38.1	mm	قطر خارجی لوله سوپر هیتر LP
2.4	mm	ضخامت لوله سوپر هیتر LP
17	mm	ارتفاع فین اوپراتور LP
216	No/m	چگالی فین اوپراتور LP
1.2	mm	ضخامت فین اوپراتور LP
38.1	mm	قطر خارجی لوله اوپراتور HP
2.4	mm	ضخامت لوله اوپراتور LP
17	mm	ارتفاع فین اکونومایزر LP
1.2	mm	ضخامت فین اکونومایزر LP
38.1	mm	قطر خارجی اکونومایزر LP
3.4	mm	ضخامت لوله اکونومایزر LP
17	mm	ارتفاع فین اکونومایزر HP ۱
240	No/m	چگالی فین اکونومایزر HP ۱
1.2	mm	ضخامت فین اکونومایزر HP ۱
38.1	mm	قطر خارجی اکونومایزر HP۱
3.4	mm	ضخامت لوله اکونومایزر HP۱
7.86	C°	دمای پینچ HP
6.55	C°	دمای اپروچ HP
21.66	C°	دمای پینچ LP
22.10	C°	دمای اپروچ LP
5	%	بلودان
9	bar	فشار بخار اصلی LP
95.5	bar	فشار بخار اصلی HP
۲۳۳	C°	دمای بخار اصلی LP
۵۲۳	C°	دمای بخار اصلی HP
437.44	kg/s	دبی گاز
3.61	%	درصد مولی CO ₂
13.15	%	اکسیژن
19	m	طول لوله برای همه‌ی مبدل‌ها
96-90	-	گام لوله‌ها برای همه مبدل‌ها

بر اساس طراحی اولیه صورت گرفته مشخصات مزبور برای سطوح داخلی بویلر بازیاب حرارتی در

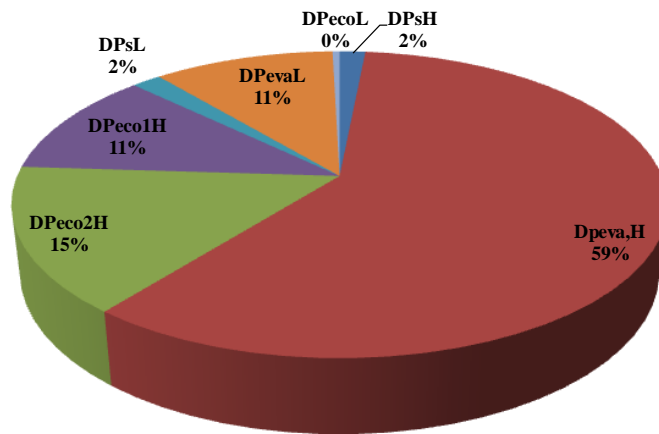
نظر گرفته می‌شود. قابل ذکر است این نتایج بدون در نظر گرفتن اتصال بخار خروجی از مزرعه خورشیدی در نظر گرفته شده است. بر اساس طراحی بویلربازیاب با مشخصات فوق، عملکرد نیروگاه مورد نظر در شرایط طراحی که همان شرایط سایت می‌باشد به صورت جدول ۴-۴ خواهد بود.

جدول ۴-۴. نتایج طراحی اولیه بویلربازیاب نیروگاه سیکل ترکیبی دماوند

ارزش	واحد	پارامترها
137.93	MW	میزان تولید توان در توربین گاز
2.950	MW	میزان افت توان به واسطه‌ی بویلربازیاب
134.98	MW	توان خالص سیکل پایین دست
73.81	MW	توان سیکل توربین بخار
207.62	MW	تولید توان خالص
0.8831	%	کیفیت بخار خروجی از توربین بخار
100	%	بار
47.60	%	راندمان حرارتی سیکل
569.05	°C	دمای ورودی به بویلربازیاب حرارتی
138920	m ²	مجموع مساحت‌ها

۲-۲-۴. بررسی پارامترهای بویلر بازیاب حرارتی

برای بررسی اثر پارامترهای طراحی بویلربازیاب حرارت، ابتدا نیاز است سهم هر کدام از سطوح حرارتی موجود در بویلر طراحی شده را بررسی کرد. بر این اساس در این قسمت با تغییر پارامترهای هر یک از اجزاء بویلربازیاب، به بررسی افت فشار و کاهش توان پرداخته می‌شود. در شکل ۲-۴ افت فشاری که هر بخش از اجزاء بویلربازیاب به خود اختصاص داده است مشاهده می‌شود.



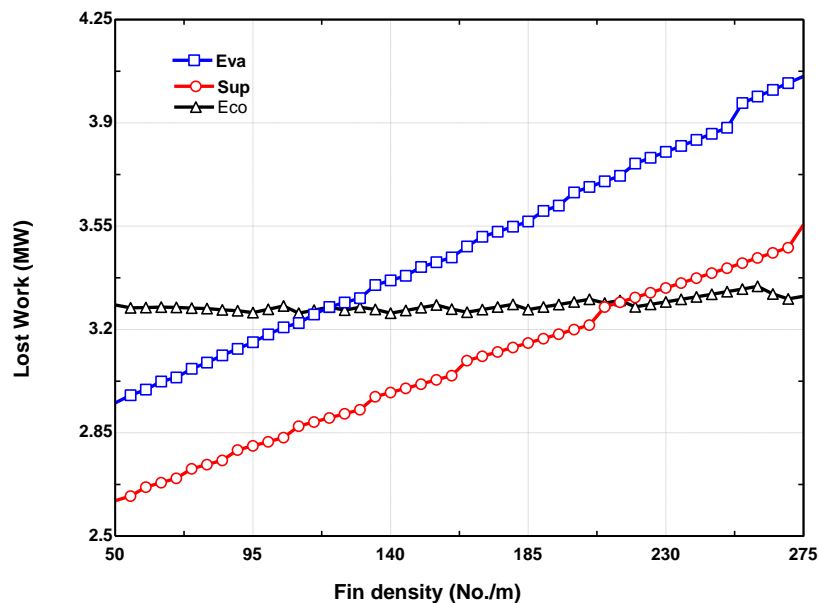
شکل ۴-۲. درصد افت فشار هر جزء از بویلر بازویاب حرارتی

اوپراتور فشارقوی با اختصاص دادن ۵۹٪ از کل افت بویلر بازویاب دارای بیشترین افت فشار اعمالی بر روی توربین گاز هست. از طرفی دیگر می توان نتیجه گرفت که بخش فشارقوی بویلر طراحی شده، افت فشار بیشتری را ایجاد می کند، این روند در سمت فشار پایین کم تر می باشد به نحوی که ۸۷ درصد کل افت فشار تحمیلی مربوط به سمت فشارقوی و تنها ۱۳ درصد آن از سطوح حرارتی قسمت فشارضعیف ناشی می گردد. با توجه به این که قسمت فشارقوی در دما و فشار بالاتری کار می کند و مساحت بیشتری را به خود اختصاص می دهد، در نتیجه روند توزیع افت فشار نیز کاملاً توجیه پذیر است. نقش فشار و دما به گونه ای است که میزان افت فشار در اوپراتور فشار پایین با اکونومایزر فشار بالا قسمت اول تقریباً با یکدیگر برابر می باشند و ارزشی برابر ۱۱٪ را دارند.

۴-۲-۲-۱. چگالی فین

با تغییر چگالی فین در سطوح مختلف بویلر بازویاب میزان تلفات توان در شکل ۴-۳ نشان داده شده است. با افزایش میزان چگالی فین همان طور که در شکل دیده می شود میزان تلفات در بخش های مختلف خصوصاً در سوپرهیتر و اوپراتور افزایش قابل توجهی می یابد که این روند به دلیل افزایش مساحت سطوح حرارتی می باشد. افزایش سطوح باعث افزایش افت فشار گاز در بویلر بازویاب می شود و افزایش افت فشار باعث کاهش نسبت فشار در توربین گاز شده و در نتیجه میزان کار توربین گاز

کاهش می‌یابد.

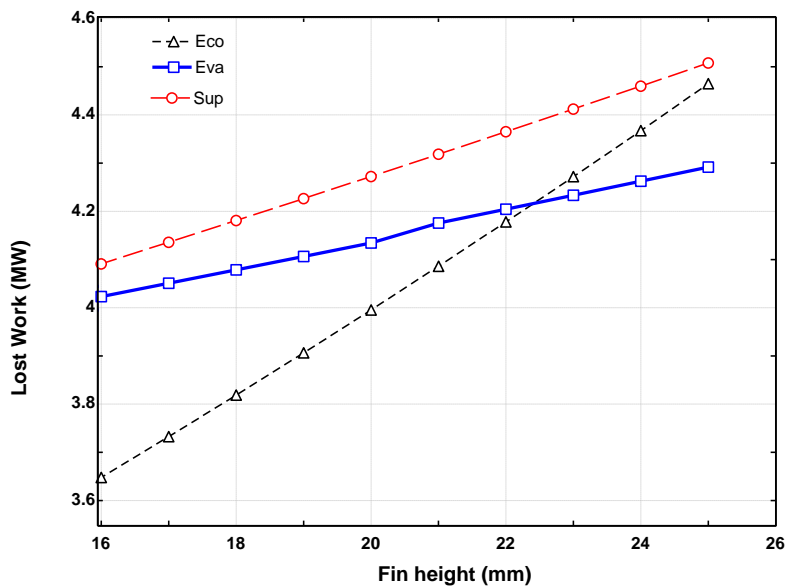


شکل ۴-۳. تلفات توان با تغییر چگالی فین در بخش‌های بویلر بازویاب

از دیگر نتایج این مقایسه روند افزایشی تلفات توان در توربین گاز برای سوپرهیتر و اوپراتور با افزایش چگالی فین می‌باشد. افزایش چگالی در اکونومایزر تأثیر بسزایی در کاهش تلفات توان در توربین گاز ندارد. دلیل این امر حساسیت کمتر سطوح حرارتی موجود در بخش اکونومایزر می‌باشد که با توجه به وظیفه پیش‌گرمایش آب تغذیه در این بخش و سهم کم اتلافات تحمیلی مشاهده شده در شکل ۴-۲ توجیه‌پذیر می‌باشد. در نتیجه افزایش چگالی فین در اکونومایزر نسبت به دو مبدل دیگر باعث بهبود عملکرد بویلر بازویاب و عدم تأثیر بر روی تلفات توان در توربین گاز می‌شود. علاوه بر این افزایش چگالی در اوپراتورها تأثیر منفی شدیدی بر روی توربین گاز می‌گذارد. دلیل این امر را می‌توان در ارتباط با سهم زیاد این بخش در افت فشار تحمیلی به بویلر بازویاب یافت. همانطور که در شکل ۴-۲ مشاهده شد ۷۰ درصد کل افت فشار از اوپراتورها ناشی شده است. از این رو اهمیت محاسبه مقدار بهینه چگالی فین در سوپرهیتر و اوپراتور مشخص می‌گردد.

۲-۲-۲-۴. ارتفاع فین

پس از بررسی چگالی فین و نحوه اثرگذاری آن، در این بخش ارتفاع فین‌های مورد استفاده در سه بخش اصلی بویلربازیاب حرارتی مورد بررسی قرار می‌گیرد. همان‌طور که در شکل ۴-۴ نشان داده شده است تأثیر ارتفاع فین بر روی تلفات توان در سوپرهیترها از دیگر مبدل‌های حرارتی بیشتر می‌باشد.



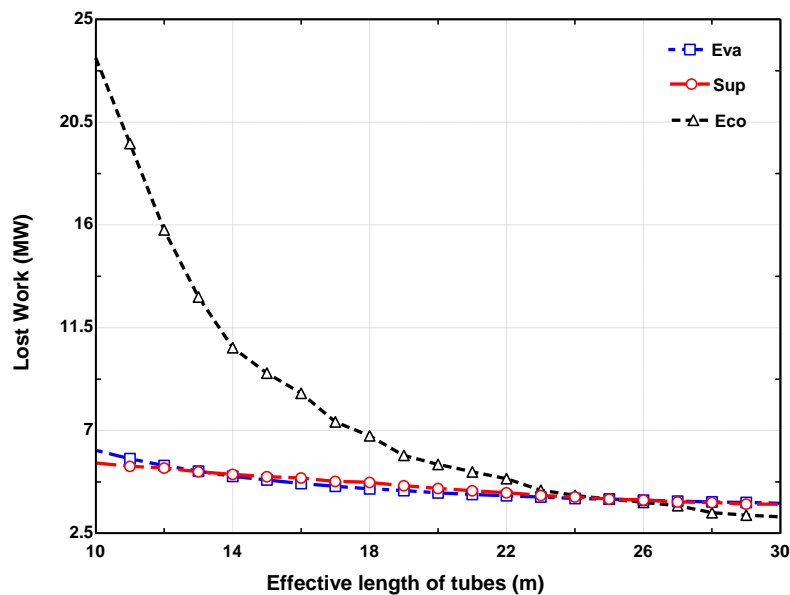
شکل ۴-۴. تلفات توان با تغییر ارتفاع فین در بخش‌های بویلربازیاب

سوپرهیتر در ابتدای بویلربازیاب قرار گرفته و گازهای خروجی از توربین گاز با دما و سرعت بالا به لوله‌های این بخش برخورد می‌کنند از این رو ارتفاع فین در این بخش تأثیر بسیار زیادی بر افت فشار و در نتیجه افت توان خواهد داشت. همچنین در شکل ۴-۴ مشاهده شد روند افزایش تلفات در اکونومایزر از دو بخش دیگر بیشتر است به نحویکه تلفات توان در اکونومایزر ۱۴/۴ درصد افزایش می‌یابد در حالی که میزان این افزایش تلفات در یک محدوده یکسان در سوپرهیتر و اواپراتور به ترتیب ۵/۹ و ۳/۶ درصد خواهد بود که این امر به دلیل تأثیر شدید ارتفاع فین‌ها در سرعت و فشارهای پایین‌تر می‌باشد. با توجه به شرایط کارکرد اکونومایزر که مرتبط با محل قرارگیری آن‌ها در

آخرین بخش بویلربازیاب می‌باشد، این میزان تأثیرپذیری قابل توجهی می‌باشد.

۴-۲-۳. طول لوله

یکی دیگر از پارامترهای طراحی بویلربازیاب حرارتی که این بخش به بررسی تأثیر آن بر عملکرد بویلر خواهد پرداخت طول لوله است که با محدودیت‌هایی نیز همراه است از جمله باید مقدار آن با توجه به ابعاد اگزوز خروجی توربین گاز و نیز بر اساس طول عرض بویلربازیاب تعیین شود. جهت بررسی اثر این پارامتر با تغییر طول لوله در بویلربازیاب برای سه مبدل اصلی آن میزان تلفات توان را می‌توان در شکل ۴-۵ مشاهده نمود.



شکل ۴-۵. تلفات توان در حرارتی بویلربازیاب در طول لوله‌های مختلف

از روند تغییرات مشاهده شده در شکل ۴-۵ مشخص می‌گردد میزان تغییرات افت توان در بخش اکونومایزر بسیار بیشتر از دو بخش دیگر است، به طوری که با تغییر طول لوله‌ها در محدوده مشخص، میزان تلفات اکونومایزر ۶۹ درصد تغییر می‌کند در حالی که اواپراتور و سوپرهیتر به ترتیب ۳۳ و ۱۸ درصد تغییر خواهند داشت. همچنین مشاهده می‌شود با افزایش طول لوله میزان تلفات توان کاهش می‌یابد که دلیل این امر وجود خم‌های انتهایی لوله‌های مبدل‌ها می‌باشد که به خاطر اشغال فضای

بیشتر موجب افت فشار درون بویلر بازیاب می‌شوند و با افزایش طول لوله در مبدل‌ها نسبت فضای اشغال شده توسط این خم‌ها کاهش یافته در نتیجه افت فشار و افت توان کاهش می‌یابد.

۳-۴. تعیین سناریو

یکی از مسائل مهم در طراحی نیروگاه سیکل ترکیبی خورشیدی که تأثیر به‌سزایی بر کارایی و راندمان نیروگاه خواهد داشت، چگونگی ادغام سیکل ترکیبی و سیکل خورشیدی با یکدیگر است، که باید با توجه به تاثیرات متقابل دو سیکل برهم و شرایط موجود در نیروگاه انجام پذیرد. در این پایان‌نامه دو سناریو برای اتصال بخار حاصل از مزرعه خورشیدی به بویلر بازیاب حرارتی در نظر گرفته شده است که در شکل ۴-۱ قابل مشاهده می‌باشد. سناریو اول^۱ اتصال بخار خورشیدی به درام فشار بالا و تلفیق با بخار فشار بالا برای عبور از سوپرهیتر، سناریو دوم^۲ اتصال بخار خورشیدی به درام فشارپایین در بویلر بازیاب حرارتی می‌باشد. این بخش با در نظر گرفتن اثرات مهمی از قبیل افت فشار سمت گاز، افزایش دبی سمت بخار، پریودیک بودن بخار مزرعه خورشیدی و تاثیرات هر قسمت از بویلر بازیاب بر سایر سطوح حرارتی آن، به بررسی و مقایسه دو سناریو مذکور پرداخته است.

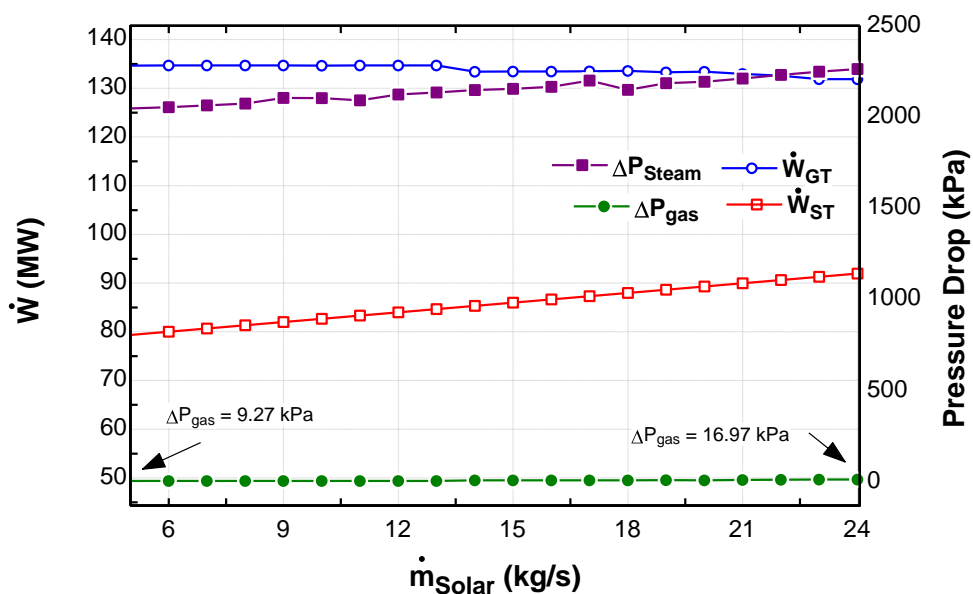
ابتدا به بررسی سناریو اول پرداخته که در آن بویلر مزرعه خورشیدی که در واقع یک مبدل حرارتی برای انتقال حرارت از روغن سیکل خورشیدی به سیال سیکل بخار است، بخار اشباع مورد استفاده را تولید می‌کند. آب تغذیه مزرعه خورشیدی از خروجی کندانسور تأمین شده و بخار اشباع حاصل از مزرعه خورشیدی به درام فشار بالا می‌ریزد که از آنجا همراه با بخار حاصل از اوپراتور همین بخش، برای سوپرهیت شدن به سوپرهیتر فشار بالا می‌رود.

در ادامه برای بررسی این سناریو، با تغییر دبی بخار خورشیدی به تحلیل سایر پارامترهای مهم پرداخته خواهد شد. برای سناریو اول در شکل ۴-۶ مشاهده می‌گردد با افزایش دبی بخار خورشیدی

¹ Case1

² Case2

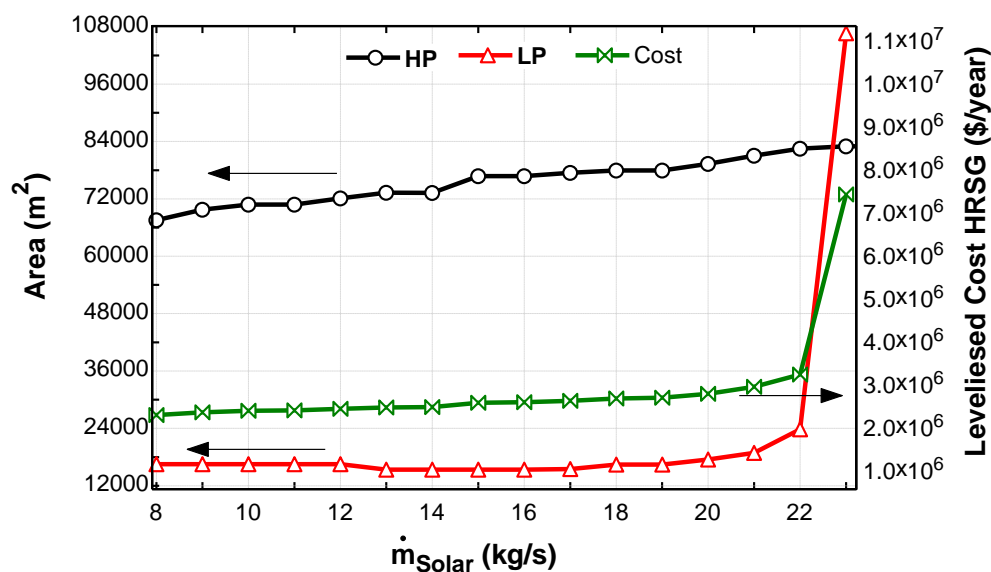
در سمت فشار بالا، میزان تولید توان در سیکل بخار در حدود ۱۲ مگاوات به واسطه‌ی زیاد شدن دبی بخار افزایش می‌یابد، این در حالی است که میزان توان در سیکل توربین گاز کاهش می‌یابد. دلیل این کاهش، افزایش افت فشار در سمت گاز می‌باشد هرچند که این افزایش در مقایسه با افزایش افت فشار سمت بخار ناچیز است ولی تأثیر قابل توجهی بر روی میزان توان تولیدی توربین گاز می‌گذارد. به نحوی که با افزایش افت فشار از ۹/۲۷ کیلو پاسکال به ۱۶/۹۷ کیلو پاسکال توان توربین گاز از ۱۳۴/۷ به ۱۳۱ مگاوات کاهش یافته است.



شکل ۴-۶. تغییرات افت فشار و توان تولیدی بر حسب دبی بخار خورشیدی

افزایش افت فشار سمت گاز از افزایش سطوح حرارتی مورد نیاز در بویلر بازویاب ناشی می‌شود، همچنین با افزایش دبی بخار در قسمت فشار بالا، افت فشار در سمت بخار به سبب میزان دبی افزوده شده زیاد می‌گردد، از سوی دیگر با توجه به کد نوشته شده این افزایش دبی بر روی سطوح حرارتی بویلر بازویاب تأثیر گذاشته که در شکل ۴-۷ تغییرات سطوح حرارتی و به تبعیت از آن تغییرات قیمت بویلر بازویاب بر اساس میزان دبی بخار خورشیدی مشاهده می‌گردد. قابل ذکر است هزینه ساخت بویلر بازویاب بر اساس روش ارائه شده در مرجع [49] محاسبه شده است.

از آنجا که تغییر دما در بخش ورودی بویلر با زیاب باعث تغییر دما و در نتیجه میانگین دمای لگاریتمی دیگر سطوح حرارتی موجود می‌شود، مساحت‌های هر دو بخش فشار بالا و پایین را تحت تأثیر قرار خواهد داد به طوری که تنها با تغییر دبی بخار در سوپرهیتر فشار بالا مساحت‌های بخش‌های بعدی فشار بالا و سایر سطوح حرارتی فشار پایین نیز تغییر می‌یابد که این تغییر موجب افزایش مساحت‌ها و افزایش هزینه‌ی ساخت و بهره‌برداری بویلر با زیاب حرارتی می‌شود.



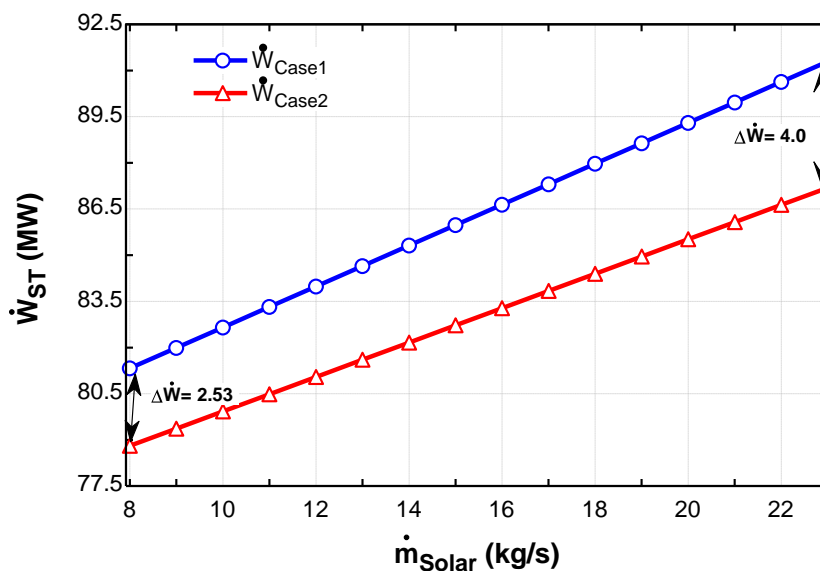
شکل ۴-۷. تغییرات مساحت و قیمت بویلر با زیاب بر حسب دبی بخار خورشیدی

در شکل ۴-۷ مشاهده می‌گردد در دبی‌های بالاتر، این تغییرات به حدی می‌باشد که با کاهش میانگین دمای لگاریتمی در بخش فشار پایین، مساحت این بخش به شدت افزایش می‌یابد و باعث می‌شود تغییرات قیمت از این جزء پیروی کند و به شدت افزایش یابد. به نحوی که با افزایش دبی خورشیدی از ۱۴ به ۲۳ کیلوگرم بر ثانیه سطوح حرارتی فشار پایین و فشار بالا به ترتیب در حدود ۸۶۵۰۰ و ۱۳۰۰۰ مترمربع افزایش می‌یابند که موجب افزایش ۴/۵ میلیون دلاری قیمت بویلر با زیاب حرارتی می‌شود. بر این اساس استفاده از سناریو اول باعث ایجاد تغییراتی در بخش فشار قوی می‌شود که به دلیل قرار گرفتن در ورودی بویلر با زیاب حرارتی، بر روی دیگر سطوح حرارتی بعد از آن نیز تأثیر

می‌گذارد و سبب خارج شدن شرایط بویلر با زیاده از حالت طراحی خواهد شد.

در سناریو دوم، بخار مزرعه خورشیدی به درام فشار پایین بویلر با زیاده حرارتی می‌ریزد. در این سناریو آب تغذیه مورد نیاز بویلر خورشیدی همانند سناریو قبل از خروجی کندانسور تأمین شده و پس از تبدیل به بخار اشباع در خروجی بویلر خورشیدی، با بخار اشباع حاصل از اواپراتور ترکیب شده و برای سوپرهیت شدن وارد سوپرهیتر فشار ضعیف گشته، سپس برای تولید توان وارد توربین فشار ضعیف می‌گردد.

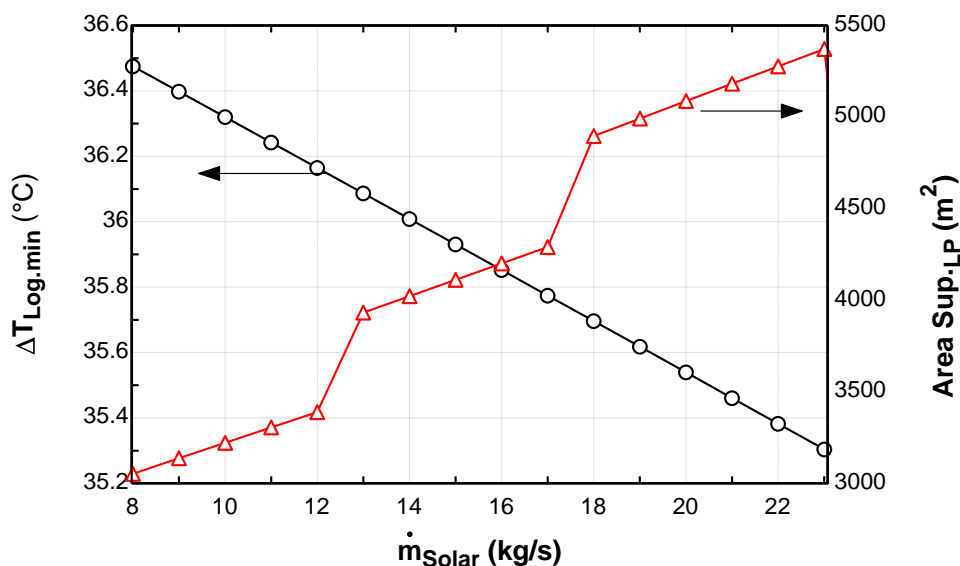
جهت بررسی این سناریو و مقایسه آن با سناریو پیشین باید به این مسئله توجه کرد که دما و فشار بخار حاصل از مزرعه خورشیدی در این سناریو پایین‌تر از حالت قبل می‌باشد، از این رو همانطور که انتظار می‌رود و در شکل ۴-۸ نیز مشخص است، توان تولیدی توربین بخار در این حالت، در تمام محدوده تغییرات دبی خورشیدی پایین‌تر از سناریو اول است. این اختلاف از حدود ۲/۵ تا ۴ مگاوات در دبی‌های مختلف تغییر می‌یابد.



شکل ۴-۸. تغییرات تولید توان توربین بخار بر حسب دبی بخار خورشیدی

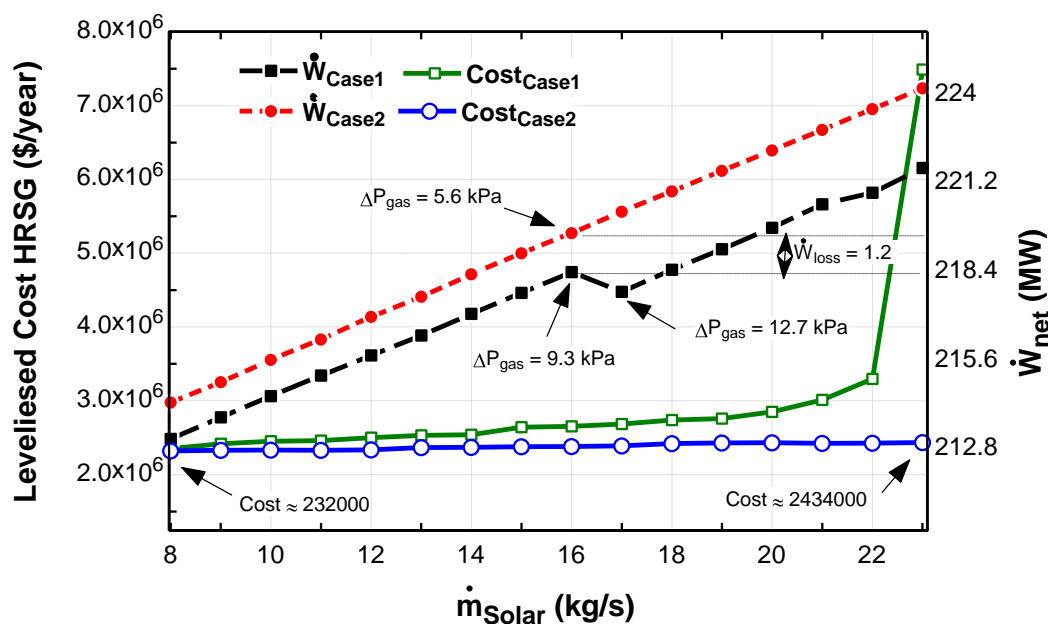
از سوی دیگر اتصال بخار خورشیدی به بخش فشار پایین، موجب تأثیرات کمتر در سطوح حرارتی

موجود در بویلر باز یاب خواهد شد. همانطور که پیش تر بیان شد، دبی خورشیدی وارده به سمت بخار بویلر باز یاب حرارتی موجب کاهش میانگین دمای لگاریتمی و در نتیجه افزایش سطوح حرارتی مبدل های موجود می گردد، اما از آنجا که در این سناریو، تزریق بخار در قسمت فشار پایین صورت می گیرد؛ لذا این تأثیر بیشتر در مبدل های بخش فشار پایین رخ خواهد داد و تأثیری بر بخش های فشار بالا نخواهد داشت. در شکل ۹-۴ چگونگی تغییر میانگین دمای لگاریتمی نسبت به دبی بخار خورشیدی و متعاقباً تغییر مساحت در سوپرهیتر فشار پایین در سناریو دوم نمایش داده شده است. از شکل ۹-۴ مشخص می گردد با افزایش دبی بخار میزان حرارت مورد نیاز به صورت خطی افزایش می یابد، در نتیجه با تغییرات دمای ورودی و خروجی از مبدل حرارتی (سوپرهیتر LP) میزان دمای میانگین لگاریتمی کاهش می یابد. از طرفی با تغییرات ضریب انتقال حرارت که با اضافه شدن هر ردیف لوله به یک باره کاهش می یابد می توان تغییرات مساحت ها را همان طور که در شکل نشان داده شده است مشاهده نمود به نحوی که با افزایش دبی بخار بخش خورشیدی میزان مساحت ها روندی صعودی دارند.



شکل ۹-۴. تغییر سطح و میانگین دمای لگاریتمی بر حسب دبی بخار خورشیدی

در ابتدای این بخش ذکر شد توان تولیدی و هزینه ساخت دو معیار اصلی در انتخاب سناریو مطلوب می‌باشند. توان تولیدی مجموع توان سیکل بخار و سیکل گاز می‌باشد و هزینه ساخت متناسب با مساحت مورد نیاز مبدل‌های حرارتی در طراحی بویلربازیاب می‌باشد. شکل ۴-۱۰ دو سناریو مفروض را از دیدگاه هر دو معیار مورد بررسی و مقایسه قرار داده است. همانطور که در این شکل مشاهده می‌گردد توان تولیدی در سناریو دوم در تمام نقاط از توان تولیدی سناریو اول بیشتر بوده که به دلیل بالاتر بودن میزان توان خروجی از توربین گاز در سناریو دوم است که ناشی از افت فشار تحمیلی کمتر در توربین گاز می‌باشد، همانطور که پیش‌تر هم اشاره گردید ۸۷ درصد افت فشار توربین گاز از سمت فشار قوی بویلربازیاب ناشی می‌شود. در شکل ۴-۲ سهم هر کدام از سطوح حرارتی موجود مشاهده می‌گردد که نشان‌دهنده حساسیت بیشتر بخش فشارقوی در تغییر میزان دبی و تأثیر بیشتر آن بر افت توان سیکل می‌باشد. در بررسی شکل ۴-۱۰ به عنوان مثال در دبی ۱۶ کیلوگرم بر ثانیه افت فشار ۹/۳ کیلوپاسکالی گاز در سناریو اول و ۵/۶ کیلوپاسکالی در سناریو دوم مشاهده می‌گردد که موجب افزایش ۱/۲ مگاواتی توان خروجی در سناریو دوم گشته است همچنین مشاهده می‌شود در دبی ۲۲ کیلوگرم بر ثانیه این اختلاف توان به ۴ مگاوات می‌رسد. در بررسی دیگر بر روی تأثیر افت فشار باید اشاره نمود که با توجه به اینکه برنامه نوشته شده به صورتی عمل می‌کند که در صورت کمبود مساحت مورد نیاز، یک ردیف لوله اضافه می‌شود و این امر موجب شکستگی در برخی از نقاط شده است. برای مثال می‌توان مشاهده نمود که با افزایش دبی بخار بخش خورشیدی با اضافه شدن یک ردیف لوله در بخش فشار قوی، افت فشار به یک باره افزایش یافته و این افزایش موجب کاهش توان تولید توربین گاز و درنهایت کل سیکل شده است.



شکل ۴-۱۰. تغییر توان خالص و قیمت بویلر باز یاب بر حسب دبی بخار خورشیدی

در شکل ۴-۱۰ مشاهده می‌شود سناریو دوم دارای توان خالص تولیدی بیشتر و قیمت کمتری نسبت به سناریو اول می‌باشد، به طوری که در دبی ۲۲ کیلوگرم بر ثانیه قیمت سناریو اول ۳۳۷۲۰۰۰ دلار بر سال و سناریو دوم با هزینه کمتر به مقدار ۲۴۳۱۰۰۰ دلار بر سال می‌باشد، علاوه بر قیمت کمتر، تولید توان در سناریو دوم ۳.۱ مگاوات بیشتر می‌باشد، که با توجه به این شرایط واضح است سناریو دوم از نظر توان و هزینه بسیار مناسب‌تر از سناریو اول می‌باشد.

اتصال بخار مزرعه خورشیدی به قسمت فشار پایین بویلر باز یاب علاوه بر قیمت پایین‌تر و توان بالاتر از مزایای دیگری از جمله پایداری بیشتر سیکل حاصل نسبت به سناریو دیگر برخوردار است، از آن‌جا که بخار مزرعه خورشیدی پرودیک بوده و در ساعات آفتابی خروجی مطلوب را خواهد داشت و از طرفی شرایط جوی تأثیر بسزایی در نوسان شرایط بخار خروجی این مزرعه دارد؛ از این رو هرچه حساسیت سیکل طراحی شده نسبت به دبی بخار مزرعه خورشیدی کم‌تر باشد، پایداری سیستم بالاتر و شرایط سیکل به شرایط طراحی آن نزدیک‌تر خواهد بود. از دیگر عوامل برتری یافتن سناریو دوم، کارکرد مزرعه خورشیدی در شرایط دما و فشار پایین‌تر است که موجب کاهش خسارات و تلفات

معمول در شرایط بهره‌برداری با دما و فشار بالا می‌شود. از سوی دیگر استفاده از این سناریو و تولید بخار با دما و فشار پایین‌تر امکان استفاده از ظرفیت تولید بخار در شرایط مختلف و همچنین استفاده از سیستم‌های ذخیره‌ای برای ساعات غیر آفتابی را فراهم می‌نماید. همان‌طور که مشاهده شد با مقایسه بین این دو سناریو به دلایل زیر سناریو دوم برای بهینه‌سازی انتخاب می‌شود:

(۱) افزایش توان توربین گاز که منجر به جبران کاهش توان در بخش توربین بخار می‌گردد و در نهایت توان کل را نیز افزایش می‌دهد.

(۲) کاهش هزینه‌های ساخت بویلر باز یاب دو فشاره با شرایط یکسان

(۳) تغییرات کم‌تر بر روی مساحت سطوح حرارتی موجود در بویلر باز یاب

(۴) پایداری بیشتر سیکل حاصل و وابستگی کمتر آن به نوسانات بخش خورشیدی

(۵) کاهش هزینه‌های تعمیرات و نگهداری به دلیل کارکرد در شرایط دما و فشار پایین‌تر

(۶) امکان استفاده از ظرفیت مازاد تولید حرارت و سیستم‌های ذخیره انرژی برای ساعات غیر

آفتابی

۴-۴. بهینه‌سازی سناریو دوم

پس از انتخاب سناریو دوم به عنوان راهکار مناسب برای ادغام بخار حاصل از مزرعه خورشیدی به بویلر باز یاب حرارت، اکنون با استفاده از الگوریتم ژنتیک به بهینه‌سازی پارامترهای طراحی می‌پردازد. الگوریتم ژنتیک روش بهینه‌سازی بر پایه تکامل بیولوژیک است. این روش در سال ۱۹۷۰ توسط جوهان هلند^۱ معرفی گردید. الگوریتم ژنتیک برای حل یک مسئله مجموعه بسیار بزرگی از راه‌حل‌ها را تولید می‌کند. هر یک از این راه‌حل‌ها با استفاده از یک تابع تناسب^۲ مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. که

^۱ John Holland

^۲ Fitness

بهترین آن‌ها باعث تولید و تکامل راه‌حل‌های جدیدی می‌شوند. بدین ترتیب فضای جستجو در جهتی تکامل پیدا می‌کند که به راه‌حل مطلوب برسد. در صورت انتخاب صحیح پارامترها، این روش می‌تواند بسیار مؤثر عمل نماید.

نحوه عملکرد الگوریتم ژنتیک به این صورت است که ابتدا یک جمعیت اولیه از افراد به طور اتفاقی و بدون در نظر گرفتن معیار خاصی انتخاب می‌شود. برای تمامی کروموزوم‌های (افراد) نسل صفر مقدار برازش با توجه به تابع پردازش که ممکن است بسیار ساده یا پیچیده باشد تعیین می‌شود. سپس با مکانیزم‌های مختلف تعریف شده برای عملگر انتخاب، زیرمجموعه‌ای از جمعیت اولیه انتخاب خواهد شد. سپس روی این افراد انتخاب شده عملیات برش^۱ و جهش^۲ اعمال خواهد شد.

حال باید این افراد که مکانیزم الگوریتم ژنتیک در موردشان اعمال شده است با افراد جمعیت اولیه (نسل صفر) از لحاظ مقدار برازش مقایسه شوند. افرادی باقی خواهند ماند که بیشترین مقدار برازش را داشته باشند. چنین افرادی در مقام یک مجموعه به عنوان جمعیت اولیه برای مرحله بعدی الگوریتم عمل خواهد کرد.

هر مرحله تکرار الگوریتم یک نسل جدید را ایجاد می‌کند که با توجه به اصلاحاتی که در آن صورت پذیرفته است رو به سوی تکامل خواهد داشت. شایان ذکر است که هر چند الگوریتم‌های ژنتیک دارای پایه ریاضی متقن و مشخصی نیستند اما به عنوان یک مدل اجرایی و مطمئن که به خوبی نیز پیاده‌سازی می‌شود کارایی خود را نشان داده‌اند.

در این بخش به بهینه‌سازی سناریو دوم به کمک الگوریتم ژنتیک پرداخته خواهد شد. از این رو ابتدا پارامترهای بویلر بازیاب حرارتی اولیه طراحی شده، با توجه به محدوده‌های تصمیم‌گیری مجاز بازطراحی و بهینه‌سازی می‌شوند. حاصل این بهینه‌سازی مقادیر مناسب پارامترهایی از جمله دبی بخار

^۱ Crossover

^۲ Mutation

بهینه مزرعه خورشیدی، ابعاد و مشخصات دقیق مبدل‌های حرارتی، مشخصه‌های حرارتی بویلر برای دست یافتن به بیشتری راندمان ممکن با کمترین هزینه خواهد بود.

در ادامه پس از بهینه‌سازی بویلربازیاب حرارتی طراحی شده، با توجه به مشخص شدن میزان دبی بخار خورشیدی مطلوب و همچنین مشخص بودن شرایط بخار مورد نیاز بر اساس سناریو دوم، به طراحی بهینه مزرعه خورشیدی با توانایی تولید بخار مورد نظر در بالاترین بازدهی و کمترین هزینه ممکن می‌پردازد. نتیجه بهینه‌سازی انجام شده، مقادیر مناسب برای پارامترهای مورد بررسی در طراحی مزرعه خورشیدی خواهد بود.

۴-۴-۱. بهینه سازی بویلربازیاب حرارت

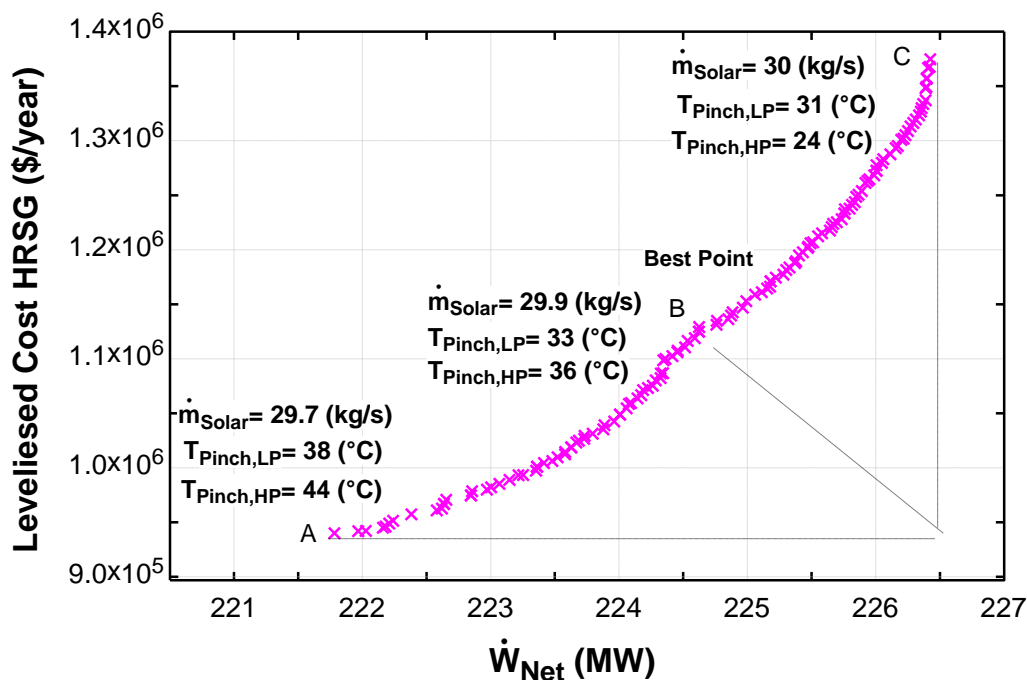
طراحی اولیه بویلربازیاب حرارتی که در جدول ۴-۳ مشخصات آن مشاهده گردید، بر اساس اطلاعات نیروگاه و شرایط حاکم بر سیکل بدون تزریق بخار مزرعه خورشیدی بدست آمده، پس از تعیین سناریو در بخش قبل، اکنون بهینه‌سازی پارامترهای طراحی بویلربازیاب همراه با تعیین دبی بخار خورشیدی بهینه مورد توجه قرار خواهد گرفت. برای استفاده از الگوریتم ژنتیک باید محدوده مجاز پارامترهای بهینه‌سازی را در نظر گرفت که با توجه به محدودیت‌های مختلف، بازه‌های مجاز آن در جدول ۴-۵ بیان گردیده است.

جدول ۴-۵. محدوده‌ی متغیرهای تصمیم‌گیری در الگوریتم ژنتیک [38], [39], [45]

حد پایین	حد بالا	نماد متغییر	کمیت
5	50	$T_{pp,L} (^{\circ}C)$	دمای پینچ
5	50	$T_{ap,L} (^{\circ}C)$	دمای اپروچ
20	100	$d_{eco} (mm)$	قطر داخلی اکونومایزر
20	100	$d_{eva} (mm)$	قطر داخلی اوپراتور
20	100	$d_{sup}(mm)$	قطر داخلی سوپرهیتر
35	285	$P_{eco}(mm)$	گام لوله اکونومایزر
35	285	$P_{eva}(mm)$	گام لوله اوپراتور

35	285	$P_{sup}(mm)$	گام لوله سوپرهیتر
13	25	$h_{eco}(mm)$	ارتفاع فین اکونومایزر
13	25	$h_{eva}(mm)$	ارتفاع فین اوپراتور
13	25	$h_{sup}(mm)$	ارتفاع فین سوپرهیتر
0.9	3	$b_{eco}(mm)$	ضخامت فین اکونومایزر
0.9	3	$b_{eva}(mm)$	ضخامت فین اوپراتور
0.9	3	$b_{sup}(mm)$	ضخامت فین سوپرهیتر
10	30	$L_{eco}(m)$	طول لوله اکونومایزر
10	30	$L_{eva}(m)$	طول لوله اوپراتور
10	30	$L_{sup}(m)$	طول لوله سوپرهیتر
2	8	$t_{eco}(mm)$	ضخامت لوله اکونومایزر
2	8	$t_{eva}(mm)$	ضخامت لوله اوپراتور
2	8	$t_{sup}(mm)$	ضخامت لوله سوپرهیتر
50	275	$n_{eco}(No.m)$	چگالی فین اکونومایزر
50	275	$n_{eva}(No.m)$	چگالی فین اوپراتور
50	275	$n_{sup}(No.m)$	چگالی فین سوپرهیتر
5	30	$m_{Solar} (Kg/s)$	دبی بخار خورشیدی

با توجه به جدول فوق و همچنین بر اساس محدودیت‌های تحمیلی در بهینه‌سازی بویلر مورد نظر از سوی جدول ۴-۲ می‌توان با کمک الگوریتم ژنتیک به حالت طراحی بهینه برای بویلر بازایاب و دبی بخار خورشیدی بهینه دست یافت که در غالب جبهی پرتو در شکل ۴-۱۱ نشان داده شده است. با رسم دو خط مماس بر این منحنی و نقطه‌ی تلاقی این دو خط به عنوان نقطه‌ی ایده‌آل که دارای کمترین هزینه و بیشترین تولید توان است یافت می‌شود. سپس با رسم یک خط عمود بر جبهی پرتو می‌توان بهترین نقطه از بین نقاط بهینه را یافت. نقاط نام‌گذاری شده در این منحنی هر یک دارای ویژگی خاصی دارند. نقطه‌ی A دارای کمترین هزینه و تولید توان خالص، نقطه‌ی B بهترین نقطه‌ی منحنی و C دارای بیشترین هزینه و تولید توان خالص می‌باشد.



شکل ۴-۱۱. منحنی پرتو حاصل از بهینه سازی بویلر بازیاب حرارت در سناریو دوم

نکته‌ی جالب توجه در این منحنی افزایش دبی بخار در بخش خورشیدی همراه با افزایش تولید توان می‌باشد که هر چه به مقدار آن افزوده شده است از دمای پینچ و اپروچ کاسته شده است. منطقی است که با افزایش دبی بخار و همچنین کاهش دمای پینچ قیمت بویلر بازیاب افزایش یابد و این امر نیز کمک به تولید بخار بیشتر در این جزء می‌شود و همچنین تزریق بخار بیشتر از سمت مزرعه‌ی خورشیدی خود یکی از دلایل دیگر برای تولید توان خالص بیشتر می‌باشد. آنچه در این منحنی باید مدنظر قرار بگیرد تولید توان و هزینه در نقطه‌ی C شرایط بهتری را نسبت به حالت طراحی دارد، در حالت بهینه C قیمت محاسبه شده برای بویلر بازیاب برابر ۱۳۷۴۷۶۹.۷۴ دلار بر سال بوده و این در حالی است که قیمت تمام شده برای طراحی اولیه برابر ۲۲۶۸۰۰۰ دلار بر سال می‌باشد؛ این نشان می‌دهد که الگوریتم ژنتیک توانسته است با تغییر پارامترهای تصمیم و طراحی مناسب، بویلر بازیاب مورد نظر را بنحوی طراحی کند که حتی در شرایط بیشترین هزینه‌ی موجود یعنی نقطه C در جبهه‌ی پرتو، هزینه ساخت از حالت طراحی اولیه پایین‌تر باشد. در جدول ۴-۶ می‌توان مشخصات طراحی

بویلر باز یاب حرارتی را در سه حالت بهینه و حالت طراحی اولیه مشاهده نمود.

جدول ۴-۶. نتایج بهینه‌سازی بویلر باز یاب بر مبنای منحنی پرتو حاصل از الگوریتم ژنتیک

پارامترها	حالت طراحی	حالت بهینه (A)	حالت بهینه (B)	حالت بهینه (C)
ارتفاع فین سوپر هیتر (mm)	15	11.74	10.38	10.24
چگالی فین سوپر هیتر (No/m)	228	138.21	142.78	149.67
ضخامت فین سوپر هیتر (mm)	1.2	2.18	2.19	1.99
قطر خارجی لوله سوپر هیتر (mm)	38.1	75.73	77.24	77.85
ضخامت لوله سوپر هیتر (mm)	4.8	5.86	5.71	5.00
ارتفاع فین اوپراتور (mm)	17	17.76	18.25	18.92
چگالی فین اوپراتور (No/m)	240	115.66	121.66	128.45
ضخامت فین اوپراتور (mm)	1.2	2.93	2.80	2.51
قطر خارجی لوله اوپراتور (mm)	38.1	76.14	78.01	82.78
ضخامت لوله اوپراتور (mm)	2.4	5.75	5.96	6.41
ارتفاع فین اکونومایزر (mm)	17	16.68	16.77	17.15
چگالی فین اکونومایزر (No/m)	232	132.17	135.21	153.70
ضخامت فین اکونومایزر (mm)	1.2	2.42	2.49	2.36
قطر خارجی اکونومایزر (mm)	38.1	81.23	81.51	80.95
ضخامت لوله اکونومایزر (mm)	3.4	6.48	6.02	6.10
بلودان (%)	5	5	5	5
طول لوله برای سوپر هیتر (m)	19	19.65	18.29	18.35
طول لوله برای اوپراتور (m)	19	13.15	13.41	14.5
طول لوله برای اکونومایزر (m)	19	22.48	23.0	24.18
گام لوله‌ها برای سوپر هیتر (mm)	96	157.57	159.53	173.79
گام لوله‌ها برای اوپراتور (mm)	96	133.66	136.87	149.90
گام لوله‌ها برای اکونومایزر (mm)	96	168.99	169.87	169.92
دمای گازهای خروجی (C°)	123	193.0	148.37	136.1

حالت بهینه B در جدول فوق تمام مشخصات طراحی مربوط به بویلر باز یاب حرارت مورد نظر را نشان می‌دهد، همانطور که در نمودار پرتو مشاهده شد برای دبی ۲۹.۹ کیلوگرم و نقطه پینچ فشار بالا و فشار پایین به ترتیب ۳۶ و ۳۳ درجه سانتی‌گراد می‌باشد. در جدول ۴-۷ نتایج سیکل ترکیبی حاصل از طراحی بویلر باز یاب در حالت بهینه نقطه B مشاهده می‌شود، از این جدول مشخص می‌گردد

با بهینه سازی الگوریتم ژنتیک شاهد افزایش ۱۶.۸ مگاواتی در توان خالص خروجی سیکل حاصل خواهیم بود. از سوی دیگر این افزایش توان همراه با کاهش قیمت بویلربازیاب به میزان ۱.۱ میلیون دلار خواهد بود، که نتیجه مطلوب از طراحی بهینه بویلربازیاب که افزایش توان همراه با کاهش قیمت می باشد را میسر ساخته است.

جدول ۴-۷. نتایج سیکل نیروگاه در دو حالت طراحی اولیه و بهینه

پارامترها	حالت بهینه سناریو دوم	حالت طراحی اولیه
میزان تولید توان در توربین گاز (MW)	137.93	137.93
میزان افت توان به واسطه ی بویلربازیاب (MW)	2.038	2.9500
توان خالص سیکل پایین دست (MW)	135.83	134.98
توان سیکل توربین بخار (MW)	89.35	73.81
تولید توان خالص (MW)	224.45	207.62
کیفیت بخار خروجی از توربین بخار (%)	0.8831	0.8831
بار (%)	100	100
راندمان حرارتی سیکل (%)	51.46	47.60
راندمان حرارتی بویلربازیاب (%)	92.7	77.87
دمای ورودی به بویلربازیاب (C°)	569.05	569.05
مجموع مساحتها (m ²)	45431	138920
قیمت بویلربازیاب (M\$/year)	1.1077	2.268

در جدول فوق باید به این نکته توجه شود که در این بخش، تنها هزینه ساخت بویلربازیاب مد نظر واقع شده است و هزینه ساخت مزرعه خورشیدی محاسبه نشده است. در واقع افزایش توان خالص در سیکل تلفیقی از دو عامل ناشی می شود، کاهش افت توان اعمالی از بویلربازیاب به توربین گاز و دیگری افزوده شدن دبی بخار مزرعه خورشیدی به سمت فشار پایین بویلربازیاب است.

۴-۴-۲. بهینه سازی مزرعه خورشیدی

در این بخش با توجه به معلوم بودن شرایط بخار ورودی و خروجی مزرعه خورشیدی، به

بهینه‌سازی پارامترهای طراحی مزرعه خورشیدی پرداخته می‌شود. در فصل پیش تمام مسائل مربوط به طراحی یک مزرعه خورشیدی مورد بررسی قرار گرفت، با توجه به بهینه‌سازی متغیرهای طراحی مزرعه خورشیدی که در توان تولیدی و هزینه مزرعه مورد نظر اثر مستقیم دارند، سایر پارامترها به صورت ثابت و بر اساس مشخصات کلکتورهای ET-150 در نظر گرفته خواهد شد. در جدول ۴-۸ مشخصات این نوع کلکتور مشاهده می‌گردد.

جدول ۴-۸. مشخصات فنی کلکتورهای ET-150 [51]

۰/۹۲۵	ضریب بازتاب آینه‌ها
۰/۹۶	ضریب جذب
۰/۹۲	فاکتور برخورد
۵/۷۶	عرض دهانه (m)
۱/۷۱	فاصله کانونی (m)
۰/۸۲	ضریب تمرکز
۰/۹۵	ضریب هم‌ترازی

قابل ذکر است در کلکتورهای مورد بررسی از المان جاذب^۱ مدل PTR-70 استفاده می‌شود که کروم سیاه به عنوان پوشش جاذب در این مدل می‌باشد، سیال ناقل مورد استفاده روغن Therminol VP-1 می‌باشد. در این بررسی شیشه محافظ کلکتورها در نظر گرفته نشده است و در مقابل از وزش باد صرف نظر شده است. طراحی مزرعه خورشیدی بر اساس شرایط محیطی نیروگاه دماوند در روز اول مهر ماه (۲۳ سپتامبر) صورت پذیرفته است، شرایط نقطه طراحی در جدول ۴-۹ آمده است که به عنوان پارامترهای ثابت ورودی برای کد نوشته شده محسوب می‌شوند.

^۱ HCE

جدول ۴-۹. پارامترهای ثابت مزرعه‌ی خورشیدی

متغیر	مقدار	واحد
شدت تابش خورشید	837/6	W/m ²
طول جغرافیایی	35/4	°
عرض جغرافیایی	51/8	°
ارتفاع از سطح دریا	1050	M
رطوبت محیط	۵۴	%
میانگین دمای محیط	16	°C
ساعت	۱۲	-
شماره روز	266	-

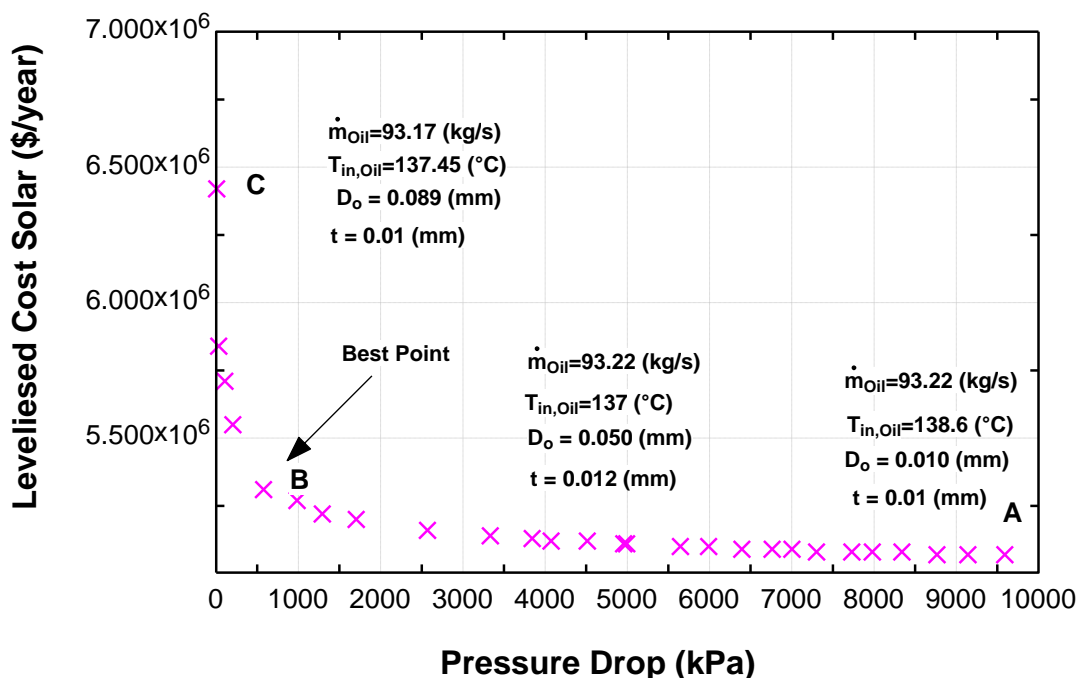
بهینه‌سازی پارامترهای اساسی مزرعه خورشیدی مورد نظر که شامل قطر خارجی و ضخامت لوله جاذب و دبی سیال ناقل می‌باشد باید در محدوده مجاز تغییرات آن‌ها به کمک الگوریتم ژنتیک انجام شود، محدوده مجاز پارامترهای تصمیم در جدول ۴-۱۰ مشاهده می‌شود.

جدول ۴-۱۰. محدوده متغیرهای تصمیم‌گیری در الگوریتم ژنتیک [51],[44]

کمیت	نماد متغیر	حد بالا	حد پایین
قطر لوله جاذب	D ₂ (mm)	90	20
ضخامت لوله جاذب	Thickness (mm)	25	10
دبی روغن	m _{Oil} (kg/s)	۳۰۰	80

نتیجه بهینه‌سازی مزرعه خورشیدی با استفاده از الگوریتم ژنتیک به صورت نمودار پرتو در شکل ۴-۱۲ حاصل شده است، هرکدام از نقاط موجود در این منحنی نمایانگر یک پاسخ بهینه با توجه به توابع هدف یعنی افت فشار و هزینه ساخت می‌باشد. لازم بذکر است نحوه محاسبه هزینه ساخت مزرعه خورشیدی بر اساس مرجع [51] صورت گرفته است. دلیل در نظر گرفتن افت فشار مزرعه

خورشیدی به عنوان تابع هدف به جای راندمان مزرعه خورشیدی این واقعیت بوده که هدف اصلی از بهینه‌سازی افزایش توان کل سیکل نیروگاه می‌باشد، با توجه به ثابت بودن پارامترهای ذکر شده مزرعه و وابستگی راندمان مزرعه به این پارامترها، لذا محدوده تغییرات بازده مزرعه خورشیدی اندک بوده و تأثیر کمی بر میزان توان تولیدی سیکل حاصل داشته در مقابل افت فشار موجود در مزرعه موجب اتلاف توان از طریق پمپ‌های موجود در مزرعه خواهد شد، کاهش افت فشار یکی از اهداف بهینه‌سازی مزرعه خورشیدی به کمک الگوریتم ژنتیک در این بخش می‌باشد.



شکل ۴-۱۲. منحنی پرتو حاصل از بهینه‌سازی مزرعه خورشیدی

همانطور که در نمودار پرتو شکل فوق مشاهده می‌گردد سه نقطه A، B و C سه حالت ویژه در نقاط بهینه مزرعه را معرفی می‌کنند، بر این اساس نقطه C دارای بیشترین هزینه ساخت با کمترین مقدار افت فشار می‌باشد، نقطه A دارای کمترین هزینه ممکن و بیشترین افت فشار و در نتیجه بیشترین اتلاف توان در کل سیکل می‌باشد. نقطه B که از برخورد خط عمود بر منحنی که از نقطه تلاقی دو خط مماس بر دو سر منحنی بدست آمده است، نشانگر نقطه بهینه با بیشترین توان تولیدی سیکل و

کمترین قیمت ممکن می‌باشد. مقادیر پارامترهای تصمیم‌گیری در هر سه نقطه در نمودار پرتو مشخص شده است، که برای نقطه بهینه B دبی روغن ۹۳/۲۲ کیلوگرم بر ثانیه، دمای ورودی آن ۱۳۷ درجه سانتی‌گراد و قطر خروجی جاذب و ضخامت آن به ترتیب ۰/۰۵ و ۰/۰۱۲ میلی‌متر تعیین شده است. نتایج نهایی حاصل از بهینه‌سازی صورت گرفته در جدول ۴-۱۱ بیان گردیده.

جدول ۴-۱۱. نتایج بهینه سازی مزرعه خورشیدی

مقدار	متغیر
5112573	قیمت مزرعه خورشیدی (M\$/year)
۹۱۷۰	میزان افت فشار (kPa)
۱/۳۱	توان پمپها (MW)
$۱/۳۶۳۷ \times 10^5$	اندازه مزرعه خورشیدی (m ²)
۱۲۷۳۴۷/۳۲	میزان حرارت جذب شده (kW)
۶۲/۹۵	راندمان مزرعه خورشیدی (%)

همانطور که در جدول فوق مشاهده می‌گردد، الگوریتم ژنتیک توانست با بهینه نمودن پارامترهای تصمیم‌اندازه بهینه مزرعه خورشیدی را ۱۳۶۳۷۰ مترمربع تعیین نماید که موجب کاهش قیمت مزرعه به ۵/۱ میلیون دلار در سال همراه با راندمان ۶۲/۹۵ شده است. از سوی دیگر با توجه به مینیمم نمودن مقدار افت فشار، موجب کاهش تلفات سیکل به مقدار ۱/۳۱ مگاوات شده است، در نهایت مزرعه خورشیدی موجب افزایش ۱۵/۵ مگاواتی توان خروجی سیکل ترکیبی نیروگاه دماوند شده است.

فصل ۵ . نتیجه‌گیری و پیشنهادات

۵-۱. نتیجه گیری

هدف پایان نامه پیش رو تعیین پارامترهای بهینه در طراحی بویلر باز یاب حرارتی و مزرعه خورشیدی با هدف افزایش توان تولیدی نیروگاه سیکل ترکیبی خورشیدی توام با کاهش هزینه سرمایه گذاری آن بوده است. نیروگاه سیکل ترکیبی دماوند به عنوان سیکل مورد مطالعه انتخاب گردید. پس از مدل سازی سیکل ترکیبی در نرم افزار متلب، با اعتبارسنجی کد نوشته شده از طریق مقایسه داده های نیروگاه با مقادیر حاصل، صحت کد نوشته شده تأیید شد.

یکی از مهمترین مسائل در این پایان نامه انتخاب سناریو مناسب برای اتصال سیکل خورشیدی به سیکل ترکیبی می باشد. در بررسی انجام شده مشاهده گردید اتصال بخار مزرعه خورشیدی به سمت فشار قوی بویلر باز یاب به دلیل کارکرد در فشار بالاتر و حساسیت طراحی دیگر مبدل های حرارتی به این جزء باعث افزایش هزینه ها کاهش توان تولیدی در بخش توربین گاز می شود به نحوی که این سناریو با توجه به کاهش توان در سیکل بالادست منجر به کاهش توان خالص کلی سیکل ترکیبی می شود. در نتیجه سناریو دوم علاوه بر افزایش توان کل و کاهش قیمت، موجب پایداری بیشتر سیکل نیروگاه و کاهش هزینه تعمیرات و نگهداری آن می گردد. از سوی دیگر امکان استفاده از ظرفیت مازاد تولید حرارت و سیستم های ذخیره انرژی برای ساعات غیرآفتابی را میسر می نماید.

در ادامه برای بهینه سازی سناریو دوم به بازطراحی بویلر باز یاب حرارتی با هدف افزایش توان خروجی و کاهش هزینه ساخت پرداخته شد که با تعیین پارامترهای طراحی بویلر باز یاب و دبی بخار خورشیدی منجر به افزایش $16/8$ مگاواتی توان تولیدی سیکل ترکیبی و افزایش $3/8$ درصدی راندمان حرارتی سیکل و موجب کاهش $1/1$ میلیون دلاری قیمت بویلر باز یاب شد. از سوی دیگر بهینه سازی الگوریتم ژنتیک توانست مقدار بهینه دبی بخار خورشیدی را $29/9$ کیلوگرم بر ثانیه مشخص نماید که با معلوم بودن شرایط بخار ورودی و خروجی امکان بهینه سازی مزرعه خورشیدی نیز فراهم می شود.

در بخش نهایی برای بهینه‌سازی مزرعه خورشیدی با توجه به ثابت بودن پارامترهای مربوط به کلکتور ET-150 و موقعیت مکانی به عنوان ورودی‌های ثابت کد نوشته شده، الگوریتم ژنتیک توانست با تعیین دبی بهینه روغن به مقدار ۹۳/۲۲ کیلوگرم مقادیر مینیمم قیمت مزرعه را ۵/۱ میلیون دلار در سال با راندمان ۶۲/۹۵ بدست آورد.

۵-۲. پیشنهادات

با توجه به زمینه‌های موجود در موضوع مورد مطالعه در این پژوهش عناوین زیر به عنوان پیشنهاداتی برای کارهای آینده ارائه می‌گردد:

۱. طراحی بهینه مزرعه خورشیدی و بویلر بازتاب حرارتی در نیروگاه‌های ترکیبی خورشیدی با استفاده از روش تکاملی
۲. تعیین راهکار مناسب در اتصال مزرعه خورشیدی به بویلر بازتاب حرارت سه فشاره در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی خورشیدی
۳. امکان‌سنجی اقتصادی طرح توسعه نیروگاه‌های سیکل ترکیبی خورشیدی بر روی نیروگاه‌های سیکل ترکیبی موجود در کشور
۴. راهکارهای افزایش بازده توان نیروگاه‌های سیکل ترکیبی خورشیدی با روش خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور

پیوست ۱

جدول 1 : محاسبه شماره روز سال (n)

مشخصات روز متوسط ماه					ماه میلادی
تاریخ ماه شمسی	تاریخ ماه میلادی	روز برای روز iام سال	روز سال در سال میلادی	تاریخ ماه میلادی	
۲۷ دی	۱۷	i	۱۷	ژانویه	
۲۷ بهمن	۴۷	۳۱+i	۱۶	فوریه	
۲۵ اسفند	۷۵	۵۹+i	۱۶	مارس	
۲۶ فروردین	۱۰۵	۹۰+i	۱۵	آوریل	
۲۵ اردیبهشت	۱۳۵	۱۲۰+i	۱۵	مه	
۲۱ خرداد	۱۶۲	۱۵۱+i	۱۱	ژوئن	
۲۶ تیر	۱۹۸	۱۸۱+i	۱۷	ژوئیه	
۲۵ مرداد	۲۲۸	۲۱۲+i	۱۶	اوت	
۲۴ شهریور	۲۵۸	۲۴۳+i	۱۵	سپتامبر	
۲۳ مهر	۲۸۸	۲۷۳+i	۱۵	اکتبر	
۲۳ آبان	۳۱۸	۳۰۴+i	۱۴	نوامبر	
۱۹ آذر	۳۳۴	۳۳۴+i	۱۰	دسامبر	

جدول ۲: خواص روغن های مورد استفاده در مزرعه ی خورشیدی

THERMINOL VP1	$\rho = -0.90T + 0.00078T^2 - 2.36 \times 10^{-6}T^3 + 1083.25$ $K = -8.19 \times 10^{-6}T - 1.92 \times 10^{-7}T^2 + 2.5 \times 10^{-11}T^3 - 7.29 \times 10^{-15}T^4 + 0.178$ $\mu = 0.1794 \times T^{-1.167}$ $C_p = 0.0024T + 5.95 \times 10^{-6}T^2 - 2.98 \times 10^{-9}T^3 + 4.41 \times 10^{-11}T^4 + 1.5$ $T_{\max}(\text{°C}) = 400$
THERMINOL 66	$\rho = -0.614T - 0.00032T^2 + 1020.62$ $K = -3.3 \times 10^{-4}T - 1.5 \times 10^{-7}T^2 + 0.118294$ $\mu = 10^{-6} \times \rho \exp\left(\frac{386.375}{T + 62.5} - 2.2809\right)$ $C_p = 0.0033T + 8.9 \times 10^{-7}T^2 + 1.49$ $T_{\max}(\text{°C}) = 345$
THERMINOL 59	$\rho = -0.692T - 0.0030T^2 + 1989.06$ $K = -6.4 \times 10^{-5}T - 1.3 \times 10^{-7}T^2 + 0.1226$ $\mu = 10^{-6} \times \rho \exp\left(\frac{503.471}{T + 100} - 2.25076\right)$ $C_p = 0.0031T + 5.4 \times 10^{-7}T^2 + 1.61$ $T_{\max}(\text{°C}) = 315$

مراجع

- [۱] دهقان زاده بافقی م، دهقان ع، (۱۳۹۰)، "تحلیل جریان سمت گاز در بویلر بازباب نیروگاه سیکل ترکیبی یزد"، نوزدهمین همایش سالانه مهندسی مکانیک، بیرجند
- [۲] Kreith, F., Yogi Goswami, D.(2007), "Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy", Taylor & Francis Inc.
- [۳] Greenpeace International (2003), Solar Thermal Power 2020 - Exploiting the Heat from the Sun to Combat Climate Change, ISBN:90- 73361-82-6, **Greenpeace and the European Solar Thermal Industry Association.**
- [۴] Yaghoubi, M, Sabzevari, A.(1996), "Design of Parabolic Trough Collector for 250 kW Solar Power Plant", **Journal of Iranian Energy** 8(1), 1996, Pages 54-62.
- [۵] مهرنیا و، حقیقی خوشخو ر، (۱۳۹۳) "بهینه‌سازی ترمواقصدی اندازه مزرعه خورشیدی نیروگاه سیکل ترکیبی تلفیقی یزد" **مجله مهندسی مکانیک مدرس**، شماره ۲، دوره ۱۴، ص ۱۱۷.
- [۶] A. Poullikkas,(2009), "Economic analysis of power generation from parabolic trough solar thermal plants for the Mediterranean region—A case study for the island of Cyprus", **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Vol. 13, pp. 2474-2484.
- [۷] Horn. M, Führung. H, Rheinländer. J (2004) " Economic analysis of integrated solar combined cycle power plants: A sample case: The economic feasibility of an ISCCS power plant in Egypt." **Energy** Volume 29, Issues 5–6, April–May 2004, Pages 935–945
- [۸] Baghernejad, A. Yaghoubi, M. (2010). Exergy Analysis of an Integrated Solar Combined Cycle System. **Renewable Energy**, Vol.35, No.10, pp. 2157-2164, ISSN 0960-1481
- [۹] اکرامی‌ع، صادقی‌م، (۱۳۸۷) "ارزیابی اقتصادی توسعه نیروگاه‌های خورشیدی با توجه به ملاحظات زیست محیطی" **مجله علوم و تکنولوژی محیط زیست**، شماره ۲، دوره ۱۰، ص ۴۴.
- [۱۰] شادفر ه، عجم ح، (۱۳۹۰)، پایان‌نامه ارشد "بهینه‌سازی اکزرژی-اقتصادی نیروگاه خورشیدی حرارتی با استفاده از الگوریتم ژنتیک" دانشکده مکانیک، دانشگاه سیستان و بلوچستان.
- [۱۱] R. V. Padilla, G. Demirkaya, D. Y. Goswami, E. Stefanakos, M. M. Rahman,(2011)," Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver", **Applied Energy**, Vol. 88, pp. 5097
- [۱۲] W. Huang, P. Hu, Z. Chen,(2012)," Performance simulation of a parabolic trough solar collector", **Solar Energy**, Vol. 86, pp. 746-755.
- [۱۳] Z. Cheng, Y. He, F. Cui, R. Xu, and Y. Tao,(2012)" Numerical simulation of a parabolic trough solar collector with nonuniform solar flux conditions by

- coupling FVM and MCRT method”, **Solar Energy**.
- [۱۴] Roldán, M.I., L. Valenzuela, and E. Zarza,(2013),” Thermal Analysis Of Solar Receiver Pipes With Superheated Steam”.**Applied Energy**, 103(0): p. 73-84.
- [۱۵] Almanza, R., A. Lentz, and G. Jimenez,(1998), “ Receiver Behavior In Direct Steam Generation With Parabolic Troughs”. **Solar Energy**. 61(4): p. 275-278.
- [۱۶] Eck, M., et al,(2003),” Applied Research Concerning The Direct Steam Generation In Parabolic Troughs”. **Solar Energy**, 74(4): p. 341-351.
- [۱۷] Lata, J.M., M. Rodríguez, and M.Á. de Lara,(2008), “High Flux Central Receivers Of Molten Salts For The New Generation Of Commercial Stand-Alone Solar Power Plants”. **Journal of Solar Energy Engineering**, 130: p. 021002.
- [۱۸] Yaghoubi M, Azizian K, Kenary A,(2003),” Simulation of Shiraz Solar Power Plant for Optimal Assessment”, **Renewable Energy**, Vol. ۲۸, Feb.
- [۱۹] قدیری ج، یعقوبی م، (۱۳۸۳)، پایان‌نامه ارشد "تحلیل ترمودینامیکی و بهینه‌سازی پارامترهای طراحی سیکل نیروگاه خورشیدی شیراز با بکارگیری مفهوم انگرژی"، دانشگاه شیراز
- [۲۰] Hosseini R, Soltani M, Valizadeh G (2004) “Technical and economic assessment of the integrated solar combined cycle power plants in Iran” **solar Energy**, dec (2004)
- [۲۱] Jafarpur, K., and Yaghoubi, M. A., (1989), “Solar radiation for Shiraz, Iran”, **Solar and Wind Technology**, vol. 6, no. 2, pp. 177-179
- [۲۲] Yaghoubi, M. A., and Sabazevari, A., (1996), “Further data on solar radiation in Shiraz, Iran”, **Renewable Energy**, vol. 7, no. 4, pp. 393-399
- [۲۳] کارشناس م، (۱۳۷۷)، پایان‌نامه ارشد "انرژی قابل دسترس در ایران و مدل‌های پیش‌بینی کننده آن"، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شیراز
- [۲۴] Ashjaee, M, and Roomina, M, and Ghafouri, A., (1993), “Estimating direct, diffuse and global solar radiation for various cities in Iran by two methods and their comparison with the measured data.”, **Solar Energy**, vol. 50, pp. 441-446
- [۲۵] Bird, R. E., and Hulstrom, R. E., (1981), “A Simplified Clear Sky Model For Direct and Diffuse Insolation on Horizontal Surface”, U. S. Solar Energy Research Institute(SERI)
- [۲۶] محمدی اردهالی م، قائم‌پناه ن، (۱۳۸۲)، "تحلیل و بررسی روش‌های تخمین انرژی خورشیدی"، چهارمین همایش ملی انرژی، تهران
- [۲۷] محقق م، شایگان ج، (۱۳۸۵)، "بهینه‌سازی ترمودینامیکی پارامترهای عملکردی و چیدمان مبدل‌های حرارتی بویلر بازتاب در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی با استفاده از

الگوریتم ژنتیک"، یازدهمین کنگره ملی مهندسی شیمی ایران، تهران، دانشگاه تربیت مدرس

- [۲۸] Facchini B, Fiaschi D, Manfrida G, (2000) .“ ,Exergy analysis of combined cycles using latest generation gas turbines ”,p. 233
- [۲۹] Pasha A, Sanjeev J(1995) “ ,Combined cycle heat recovery steam generators optimum capabilities and selection criteria. Heat Recovery Syst CHP ”,Vol 15, No ۱۴۷ , pp ۵۴
- [۳۰] Ragland A, Stenzel W, (2000)“ ,Combined cycle heat recovery optimization, in: ASME Proc 2000 International Joint Power Generation Conference, IJPGC, pp23.
- [۳۱] Pelster S, Favrat D, Spakovsky MR,(۲۰۰۱)“ ,Thermoeconomic and environomic modeling and optimization of the synthesis, design and operation of combined cycles with advanced options”, Vol 123, No 717, pp26.
- [۳۲] Basili. AM,(2005), “Modeling, Numerical optimization, and irreversibility reduction of triple-pressure reheat combined cycle” Vol 32, No 5, pp 778.
- [۳۳] Sirinivas T, Gupta A, Reddy BV, (2008),“ ,Thermodynamic modeling and optimization of multi-pressure heat recovery steam generator in combined power cycle” Vol 67, No 34, pp 827.
- [۳۴] Ahmadi P, Dincer I, (2011), “Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit” Vol 52, pp229.
- [۳۵] Ahmadi P, Dincer I, Marc A. Rosen, (2011), “Exergy, exergoeconomic and environmental analyses and evolutionary algorithm” Vol 36, pp 5886.
- [۳۶] C. CASAROSA and A. FRANCO, (2001) ,”Thermodynamic Optimization of the Operative Parameters for the Heat Recovery in Combined Power Plants” Vol41,pp 43-52.
- [۳۷] Kalogirou S.(2009), “**Solar Energy Engineering**”, Vol.1, pp.64.
- [۳۸] Ganapathy. V(2003), “**Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators**”, Marcel Dekker,
- [۳۹] صیادی ح.(۱۳۸۹)، پایان‌نامه ارشد: “ تحلیل اگزرژی و بهینه سازی نیروگاه سیکل ترکیبی دماوند”، دانشگاه بیرجند
- [۴۰] Forristall R. (2003), “ Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver”, **National Renewable Energy Laboratory (NREL)**, Colorado.

- [۴۱] Gnielinski, V. (1976). "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow." **International Chemical Engineering** (16:2); pp. 359–363.
- [۴۲] Davis, J. R., ed. (2000). *Ally Digest, Sourcebook, Stainless Steels*. Materials Park, OH: ASM International.
- [۴۳] W.Chow, P. Hu, Z. Cherchil,(2012) "Performance simulation of a parabolic trough solar collector", **Solar Energy**, Vol. 86, pp. 746-755,
- [۴۴] F. Burkholder, C. Kutscher,(2009)," Heat Loss Testing of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver", **U.S. Department of Energy Office of Energy Efficiency and Renewable Energy**.
- [۴۵] V.Ganapathy,(2001)" **Superheaters:design and performance. Understand these factors to improve operation** ",pp. 41-45,
- [۴۶] Mitre, J.F., Lacerda, A.I., and Lacerda, R.F., (2005)," Modeling and Simulation of Thermoelectric plant of Combined Cycles and its Environmental Impact", **Thermal Engineering**, Vol 4,No 1, pp 83
- [۴۷] Bejan, A. (1988), "**Advance Engineering Thermodynamics**". New York, NY: John Wiley & Sons.
- [۴۸] Robert Siegel.(2004)"**Thermal Radiation Heat Transfer**", Third Edition
- [۴۹] Bejan, A. (1988), "**Advance Engineering Thermodynamics**". New York, NY: John Wiley & Sons.
- [۵۰] قلی‌نژاد م، بیدی م، (۱۳۹۳)، "آنالیز اگزِرژِی کلکتور سهموی خطی در یک نیروگاه خورشیدی" بیست و نهمین کنفرانس بین المللی برق، تهران
- [۵۱] ایزدپناه س، حقیقی خوشخو ر، تراب نژاد ا، (۱۳۹۰)، "آنالیز ترمودینامیکی سیکل ترکیبی -تلفیقی نیروگاه خورشیدی یزد"، بیست و ششمین کنفرانس بین المللی برق، تهران

Abstract

Shortages in fossil fuels along with increased environmental contaminations incurred by their consumption indicate the importance of implementing renewable resources of energy such as solar energy. With suitable circumstances in terms of solar radiation and numerous combined cycle power plants all around the country, Iranian territory provides adequate basis for using for integrated solar combined cycle power plant as a suitable solution. In the present dissertation, design parameters of an integrated solar combined cycle power plant were optimized, using genetic algorithm, in two well-determining parts, namely the solar field and the HRSG, so as to reduce investment cost and enhance the power output.

Aimed at simulating operation cycle of Damavand Power Plant, as a case study, cycle components were thermodynamically modelled using matlab software. Once the written code was validated, considering the bi-pressure nature of the HRSG under study, two scenarios were considered for integrating the solar field with the HRSG. The first scenario was to connect the solar field to the high pressure end of the HRSG, and the second scenario was to connect the solar field to the low pressure end of the HRSG.

Analyzing the obtained results, the second scenario was found to be capable of producing an extra 3.1 MW output power at lower cost by 900,000 USD, as compared to the first scenario. Finished with evaluating the scenarios and choosing the optimum one, HRSG and solar field design parameters were optimized, so that the power output was raised by 16.8 MW while reducing the associated cost with the recovery boiler design by 1,100,000 USD. In the case of solar field, genetic algorithm optimization gave 5,100,000 USD reduction in the field construction costs while reducing the power loss by 1.3 MW. Therefore, one can say that the genetic algorithm succeeded to provide optimum values of design parameters, so as to achieve a combination of the lowest cost with the maximum power output.

Keywords: Integrated solar combined cycle power plant, Heart recovery steam generation, Solar field, Optimization of genetic algorithm



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanical Engineering

**Optimum design of solar field and HRSG for integrated solar
combined cycle power plant by using genetic algorithm**

Amirmasoud nabati

Supervisor :Dr.Ali abbasnejad

Date: February 2016