



دانشکده مهندسی مکانیک

پایان نامه کارشناسی ارشد

بررسی عملکرد توربین گاز در بارهای مختلف و شرایط محیطی متفاوت

با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک

مسعود جعفری سولا

استاد راهنما :

دکتر محمود فرزانه گرد

شهریور ۱۳۹۲

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک

گروه حرارت و سیالات

عنوان:

بررسی عملکرد توربین گاز در بارهای مختلف و شرایط محیطی متفاوت
با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک

دانشجو: مسعود جعفری سولا

استاد راهنما :

دکتر محمود فرزانه گرد

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

شهریور ۱۳۹۲

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک

گروه حرارت و سیالات

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای مسعود جعفری سولا

تحت عنوان: بررسی عملکرد توربین گاز در بارهای مختلف و شرایط محیطی متفاوت

با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک

در تاریخ ۱۳۹۲/۶/۲۳ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد

مورد ارزیابی و با درجه **عالی** مورد پذیرش قرار گرفت.

امضاء	استاد راهنما
	نام و نام خانوادگی : دکتر محمود فرزانه گرد

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	نام و نام خانوادگی : دکتر سید مجید هاشمیان		نام و نام خانوادگی : دکتر علی جباری مقدم
			نام و نام خانوادگی : دکتر علی سررشته داری

ماحصل آموخته‌هایم را تقدیم می‌نمایم به آنانکه مهر آسمانی‌شان آرام بخش آلام زمینی‌ام است.

به استوارترین تکیه‌گاهم، دستان پر مهر پدرم

به سبزترین نگاه زندگیم، چشمان سبز مادرم

که هرچه آموختم در مکتب عشق شما آموختم و هرچه بگوختم قطره‌ای از دریای بی‌کران مهربانیان را پاس نتوانم بگویم.

امروز،ستی‌ام به امید شماست و فردا کلید باغ به‌شتم رضای شما

ره‌وردی‌گران سنگ‌تراز این ارزان‌داشتم تا به خاک پایتان نثار کنم، باشد که حاصل تلاشم، نسیم‌گونه غبار خشکی‌تان

را بروداید.

بوسه بر دستان پر مهرتان.

و تقدیم به برادران و خواهرانم، همراهان، همیشگی زندگیم.

پاس‌خدا‌ی‌را که سخ‌ن‌ور‌ان در ست‌ود‌ن او ب‌ان‌د و ش‌ار‌ن‌دگان، ش‌م‌رد‌ن ن‌ع‌م‌ت‌های او ت‌وان‌ند و ک‌وش‌د‌گان، ح‌ق‌ او را ب‌ج‌ای آورد‌ن ت‌وان‌ند.

به مصداق آیه شریفه "لم یسکر المخلوق لم یسکر الخالق" بسی شایسته است

از استاد کرات‌قدر و فرهیخته جناب آقای دکتر محمود فرزانه کرد، به سبب راه‌نمایی و کمک‌های بی‌دریغشان در امر شکل‌گیری و پرباری این اثر کمال‌شکر و سپاس‌گذاری را ب‌ج‌ای آورم.

ب‌چنین‌از پدر و ماد‌م‌هربان و دلسوزم که آرامش‌روحی و فک‌ری‌ام را فراهم نمودند تا با حمایت‌های همه‌جانبه، در محیطی مطلوب مراتب تحصیلی و نیز پایان‌نامه را به اتمام برسانم، سپاس‌گذاری می‌نمایم.

و در نهایت از مدیریت، کارشناسان و پرسنل محترم واحد تحقیق و توسعه، انرژی و سیالات و نیروگاه‌گازی مجتمع فولاد مبارکه به سبب در اختیار قرار دادن اطلاعات و تکمیل این اثر، کمال‌شکر را می‌نمایم.

پاس‌خدا‌ی‌را که هر چه طلب‌کردم از او، برنتهای همت خود کام‌ران شدم.

تعهد نامه

اینجانب مسعود جعفری سولا دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی سیستم‌های انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه بررسی عملکرد توربین گاز در بارهای مختلف و شرایط محیطی متفاوت با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک تحت راهنمایی دکتر محمود فرزانه گرد متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه 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 پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

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

چکیده

توربین‌های گازی یکی از ماشین‌های تولید توان هستند که امروزه در صنایع مختلف از جمله نیروگاه‌ها، پالایشگاه‌ها، پتروشیمی‌ها و صنایع نفت و گاز کاربرد فراوانی یافته‌اند. کارخانجات سازنده توربین‌های گازی نحوه عملکرد توربین را در شرایط محیطی ایزو اعلام می‌نمایند. این درحالیست که عمدتاً این نوع توربین‌ها در شرایط محیطی غیر ایزو بکار گرفته می‌شوند.

پیش‌بینی نحوه عملکرد توربین به خصوص در نقاط خارج از طرح از اهمیت فراوانی برخوردار است. بررسی‌ها نشان می‌دهند که تغییرات شرایط محیطی و همچنین تغییر در میزان بار توربین باعث ایجاد تغییرات چشمگیری در نحوه عملکرد توربین می‌گردد که دانستن میزان و کیفیت این تغییرات می‌تواند بسیار موثر واقع گردد. اهمیت این موضوع دو چندان می‌شود زمانی که بخواهیم تغییراتی در شرایط هوای ورودی و یا حتی در برخی قسمت‌های توربین ایجاد نموده و به واسطه آن عملکرد توربین گازی را بهبود بخشیم زیرا عامل اصلی در ارزیابی‌های فنی و اقتصادی چنین پروژه‌هایی، پیش‌بینی میزان بهبود عملکرد توربین در اثر ایجاد تغییرات خواهد بود.

تحلیل عملکرد سیستم‌های تولید توان از منظر قانون دوم ترمودینامیک و اگزرژی از جدیدترین کارها در زمینه تحلیل سیستم‌های تولید توان می‌باشد. همراه نمودن این ابزار با ابزارهای تحلیلی فعلی که عمدتاً بر پایه قوانین اول ترمودینامیک استوار است می‌تواند باعث تحلیل دقیق و درست یک سیستم تولید توان باشد. بنابراین به نظر می‌رسد تدوین یک مدل و برنامه شبیه‌ساز که در عین سادگی، هزینه پایین، دقت مناسب و بهره‌گیری از ابزارهای به روز در تحلیل سیستم از دیدگاه کمیت و کیفیت تبدیل انرژی، رفتار یک توربین گازی را در شرایط محیطی متفاوت و همچنین سطوح بار مختلف پیش‌بینی نماید، می‌تواند بسیار کارآمد بوده و مفید واقع گردد.

در پایان نامه حاضر ابتدا سعی شده است پس از مطالعه کارهای صورت گرفته و تحقیقات اخیر در زمینه شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی به خصوص در شرایط خارج طرح و نیمه‌بار، به کمک روابط ترمودینامیکی و دخالت دادن عنصر مربوط به کنترل دور و بار توربین در روابط، عملکرد توربین گازی

در سطوح بار مختلف شبیه‌سازی گردد. بررسی نتایج حاصل از برنامه شبیه‌ساز و داده‌های ثبت شده در نیروگاه گازی فولاد مبارکه، مربوط به توربین گازی مدل PG9171E به عنوان یک نمونه عملی، نشان می‌دهد که تطبیق مناسبی میان نتایج و داده‌های ثبت شده وجود دارد و برنامه از دقت مناسبی به منظور پیش‌بینی رفتار این نوع توربین گازی که از پرکاربردترین توربین‌ها در صنایع نیروگاهی می‌باشد برخوردار است. در ادامه با استفاده از برنامه شبیه‌ساز تدوین شده و همچنین تدوین یک مدل به منظور تحلیل اگزرژی توربین، عملکرد مجموعه توربین گازی مذکور در دو حالت تمام‌بار و نیمه‌بار به ازای یک توان ثابت و در شرایط محیطی متفاوت و همچنین در حالت نیمه بار به ازای شرایط محیطی ثابت و در سطوح بار مختلف از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک به طور کامل تحلیل گردید که نتایج آن در غالب نمودار و در ادامه آمده است.

در نهایت تاثیر کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور به کمک دو روش شناخته شده فاگ و تبریدی-جذبی از دیدگاه انرژی و اگزرژی مورد ارزیابی قرار گرفتند و بهبود در عملکرد توربین گازی فولاد مبارکه توسط هر دو سیستم از دیدگاه اقتصادی نیز با یکدیگر مقایسه گردید که با توجه به شرایط اقتصادی، شرایط محیطی منطقه اصفهان و محدودیت‌های فنی و تکنولوژیکی موجود، سیستم خنک‌کاری فاگ به عنوان سیستم مناسب جهت بهبود عملکرد در این نیروگاه انتخاب و معرفی گردید. با استفاده از سیستم خنک‌کاری فاگ در نیروگاه گازی فولاد مبارکه توان خالص تولیدی به میزان $10/4$ درصد، بازده کلی سیکل به میزان $2/8$ درصد و بازده اگزرژی نیروگاه نیز به میزان $2/8$ درصد افزایش خواهند داشت و زمان بازگشت سرمایه نیز حدود $2/5$ سال برآورد گردید.

واژگان کلیدی: توربین گازی، شبیه‌سازی عملکرد، نقطه خارج از طرح، حالت نیمه‌بار، حالت تمام-بار، تحلیل اگزرژی، خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور، خنک‌کاری فاگ، خنک‌کاری تبریدی-

جذبی

لیست مقالات مستخرج از پایان نامه

۱. محمود فرزانه گرد، مسعود جعفری سولا. (۱۳۹۲) "ارزیابی فنی و اقتصادی بکارگیری سیستم خنک کاری فاگ به منظور بهبود عملکرد در نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه" دومین همایش ملی توربین‌های گازی، دانشگاه علم و صنعت ایران
۲. محمود فرزانه گرد، مسعود جعفری سولا. (۱۳۹۲) "بکارگیری چیلر جذبی به منظور افزایش توان و بهبود عملکرد در نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه" همایش ملی مهندسی مکانیک، دانشگاه ملایر

۱- فصل اول مقدمه	۱
۱-۱ تاریخچه پیدایش توربین‌های گازی	۲
۲-۱ ساختار اصلی توربین گازی	۴
۳-۱ مزایا و معایب توربین‌های گازی	۵
۴-۱ حالت‌های کارکرد توربین گازی	۶
۵-۱ راهکارهای بهبود عملکرد توربین گازی در حال بهره برداری	۸
۶-۱ اهداف پایان نامه	۹
۷-۱ نوآوری‌های پایان نامه	۱۰
۲- فصل دوم مروری بر کارهای انجام شده	۱۱
۱-۲ شبیه سازی عملکرد توربین گازی	۱۲
۲-۲ آنالیز اگزرژی در نیروگاه گازی	۱۶
۲-۳ خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور	۱۷
۳- فصل سوم شبیه سازی عملکرد توربین گازی	۲۳
۱-۳ لزوم شبیه سازی عملکرد توربین گازی	۲۴
۲-۳ مدل پیشنهادی و روابط پایه	۲۵
۱-۲-۳ کمپرسور	۲۶
۲-۲-۳ محفظه احتراق	۲۶
۳-۲-۳ توربین	۲۷
۳-۳ نحوه کنترل عملکرد توربین گازی	۳۰
۱-۳-۳ کنترل توربین با ثابت نگه داشتن دمای گازهای خروجی از اگزوز	۳۱
۲-۳-۳ کنترل توربین با ثابت نگه داشتن دمای گازهای ورودی به توربین	۳۲

- ۳-۴ حل عددی مدل ۳۴
- ۳-۵ الگوریتم مدل ۳۵
- ۳-۶ شبیه سازی عملکرد توربین نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه ۳۶
- ۳-۷ مقایسه میان نتایج واقعی و نتایج برنامه شبیه ساز در حالت تمام بار ۳۸
- ۳-۷-۱ دمای هوای فشرده خروجی از کمپرسور ۳۹
- ۳-۷-۲ دمای گازهای خروجی از توربین ۳۹
- ۳-۷-۳ توان خالص تولید شده توسط نیروگاه ۴۰
- ۳-۷-۴ میزان مصرف سوخت(گاز طبیعی) ۴۱
- ۳-۷-۵ فشار هوای خروجی از کمپرسور ۴۲
- ۳-۸ مقایسه میان نتایج واقعی و نتایج برنامه شبیه ساز در حالت نیمه بار ۴۴
- ۳-۸-۱ دمای هوای فشرده خروجی از کمپرسور ۴۴
- ۳-۸-۲ دمای گازهای خروجی از توربین ۴۶
- ۳-۸-۳ میزان مصرف سوخت(گاز طبیعی) ۴۷
- ۳-۸-۴ فشار هوای خروجی از کمپرسور ۴۸
- ۴- فصل چهارم بررسی تاثیر عوامل محیطی و سطوح بار متفاوت بر عملکرد توربین گازی ۵۰
- ۴-۲ روابط اساسی در تحلیل اگزرژی توربین گازی ۵۳
- ۴-۲-۱ کمپرسور ۵۵
- ۴-۲-۲ محفظه احتراق ۵۵
- ۴-۲-۳ توربین ۵۶
- ۴-۲-۴ کل نیروگاه ۵۶
- ۴-۳ بررسی تاثیر عوامل محیطی بر عملکرد توربین گازی ۵۸
- ۴-۴ بررسی تاثیر تغییرات دمای محیط بر عملکرد توربین در حالت تمام بار ۵۹
- ۴-۴-۱ دبی جرمی هوا ورودی به کمپرسور ۵۹

- ۶۰ ۲-۴-۴ کمپرسور
- ۶۲ ۳-۴-۴ محفظه احتراق
- ۶۴ ۴-۴-۴ توربین
- ۶۶ ۵-۴-۴ نیروگاه
- ۶۸ ۵-۴ بررسی تاثیر تغییرات دمای محیط بر عملکرد توربین در توان ثابت
- ۶۹ ۱-۵-۴ دبی هوای ورودی به کمپرسور
- ۶۹ ۲-۵-۴ دبی سوخت مصرف شده
- ۷۰ ۳-۵-۴ کمپرسور
- ۷۱ ۴-۵-۴ محفظه احتراق
- ۷۲ ۵-۵-۴ توربین
- ۷۳ ۶-۵-۴ نیروگاه
- ۷۶ ۶-۴ بررسی عملکرد توربین در دمای هوای ثابت در مقابل تغییرات توان
- ۷۶ ۱-۶-۴ دبی هوای ورودی به کمپرسور
- ۷۷ ۲-۶-۴ کمپرسور
- ۷۸ ۳-۶-۴ محفظه احتراق
- ۸۰ ۴-۶-۴ توربین
- ۸۱ ۵-۶-۴ نیروگاه
- ۵- فصل پنجم ارزیابی فنی و اقتصادی بکارگیری دو شیوه مرسوم خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور در نیروگاه گازی فولاد مبارکه ۸۶
- ۸۷ ۵-۱ بررسی دو روش بهبود عملکرد در توربین گازی
- ۸۷ ۵-۲ ضرورت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور
- ۸۸ ۱-۲-۵ روش خنک کاری تبخیری
- ۸۸ ۲-۲-۵ روش تبرید مکانیکی و یا جذبی

- ۸۹..... ۳-۲-۵ روش ذخیره سازی سرما
- ۸۹..... ۳-۵ روش خنک کاری تبخیری
- ۹۰..... ۱-۳-۵ نحوه عملکرد سیستم فاگ
- ۹۲..... ۲-۳-۵ مزایا و معایب سیستم های خنک کاری فاگ
- ۹۳..... ۴-۵ خنک کاری تبریدی
- ۹۳..... ۱-۴-۵ خنک کاری تبریدی با استفاده از چیلر جذبی
- ۹۴..... ۲-۴-۵ محاسبه ظرفیت مناسب چیلر برای سیستم خنک کاری جذبی
- ۹۵..... ۳-۴-۵ مزایا و معایب خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور توسط چیلر جذبی
- ۹۶..... ۵-۵ بررسی تاثیر خنک کاری هوای ورودی در نیروگاه گازی فولاد مبارکه از دیدگاه انرژی و انرژی واگرژی
- ۹۸..... ۱-۵-۵ کاهش دمای هوای محیط
- ۹۸..... ۲-۵-۵ دبی سوخت مصرفی
- ۹۹..... ۳-۵-۵ توان خالص تولید شده توسط توربین
- ۹۹..... ۴-۵-۵ راندمان کلی سیکل
- ۱۰۰..... ۵-۵-۵ مجموع نسبت تخریب انرژی در توربین گازی
- ۱۰۱..... ۶-۵-۵ راندمان کلی انرژی تیک
- ۱۰۳..... ۶-۵ برآورد اقتصادی بکارگیری سیستم خنک کاری هوای ورودی در نیروگاه گازی فولاد مبارکه
- ۱۰۳..... ۱-۶-۵ هزینه عملیاتی
- ۱۰۴..... ۲-۶-۵ هزینه تعمیر و نگه داری
- ۱۰۴..... ۷-۵ برآورد اقتصادی بکارگیری سیستم خنک کاری فاگ در نیروگاه گازی فولاد مبارکه
- ۱۰۷..... ۸-۵ برآورد اقتصادی بکارگیری سیستم خنک کاری جذبی در نیروگاه گازی فولاد مبارکه
- ۱۱۱..... ۶- فصل ششم نتیجه گیری و جمع بندی
- ۱۱۲..... ۱-۶ جمع بندی مباحث
- ۱۱۶..... ۲-۶ پیشنهادات

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱: تغییرات دمای گازهای ورودی به توربین مابین سال‌های ۱۹۴۰ تا ۲۰۰۰ میلادی [۲] ۳
- شکل ۱-۲: تصویر یک توربین گاز تک مرحله‌ای به همراه قسمت‌های آن ۴
- شکل ۱-۳: شماتیک یک توربین گازی به همراه نمودارهای دما-آنتروپی و فشار-حجم ۴
- شکل ۱-۴: تاثیر تغییرات دما بر توان تولید شده و بازده یک توربین گازی [۴] ۸
- شکل ۱-۲: منحنی مشخصه کمپرسور ، خطوط بتا [۸] ۱۳
- شکل ۲-۲: مقادیر منحنی مشخصه (نسبت فشار در برابر پارامتر سرعت) [۷] ۱۴
- شکل ۱-۳: شماتیک مدل توربین گازی [۱۰] ۲۵
- شکل ۲-۳: شماتیک منحنی کنترل عملکرد توربین گازی در سطوح بار متفاوت [۱۰] ۳۱
- شکل ۳-۳: تغییر مشخصه‌های کمپرسور در مقابل تغییرات دریچه ورودی هوا [۱] ۳۳
- شکل ۴-۳: شماتیک نواحی ایجاد شده در سیستم کنترلی توربین گازی [۱۰] ۳۴
- شکل ۵-۳: الگوریتم مربوط به برنامه شبیه ساز ۳۵
- شکل ۶-۳: شماتیک نحوه بارگیری توربین گازی مدل PG9171E [۳۴] ۳۷
- شکل ۷-۳: مقایسه دمای خروجی از کمپرسور مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی ۳۹
- شکل ۸-۳: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در خروجی کمپرسور ۳۹
- شکل ۹-۳: مقایسه دمای خروجی از اگزوز مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی ۴۰
- شکل ۱۰-۳: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در خروجی اگزوز ۴۰
- شکل ۱۱-۳: مقایسه توان تولیدی توربین مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی ۴۱
- شکل ۱۲-۳: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در توان تولیدی توربین ۴۱
- شکل ۱۳-۳: مقایسه دبی گاز مصرفی توربین مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی ۴۲
- شکل ۱۴-۳: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در دبی گاز مصرفی توربین ۴۲
- شکل ۱۵-۳: مقایسه فشار هوای خروجی از کمپرسور مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی ۴۲
- شکل ۱۶-۳: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در فشار های خروجی از کمپرسور ۴۳
- شکل ۱۷-۳: مقایسه دمای خروجی از کمپرسور مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی در حالت نیمه بار ۴۵
- شکل ۱۸-۳: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در دمای هوای خروجی از کمپرسور در حالت نیمه بار ۴۵

- شکل ۳-۱۹: مقایسه دمای خروجی از آگزوز مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی در حالت نیمه بار۴۶
- شکل ۳-۲۰: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در دمای خروجی آگزوز در حالت نیمه بار۴۶
- شکل ۳-۲۱: مقایسه دبی گاز مصرفی توربین مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی در حالت نیمه بار . ۴۷
- شکل ۳-۲۲: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در دبی سوخت در حالت نیمه بار ۴۷
- شکل ۳-۲۳: مقایسه فشار هوای خروجی از کمپرسور مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی در حالت نیمه بار ۴۸
- شکل ۳-۲۴: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در فشار خروجی کمپرسور در حالت نیمه بار .. ۴۸
- شکل ۴-۱: شماتیک توربین گازی به همراه بخش های تفکیک شده جهت تحلیل آگزوزی ۵۳
- شکل ۴-۲: تغییرات دبی جرمی هوای ورودی در مقابل تغییرات دمای هوای محیط ۵۹
- شکل ۴-۳: تغییرات نسبت فشار تولید شده در کمپرسور در مقابل تغییرات دمای هوای محیط ۶۰
- شکل ۴-۴: تغییرات کارویژه مورد نیاز کمپرسور در مقابل تغییرات دمای هوای محیط ۶۰
- شکل ۴-۵: تغییرات نسبت تخریب آگزوزی در کمپرسور در مقابل تغییرات دمای هوای محیط ۶۱
- شکل ۴-۶: تغییرات راندمان آگزوز تیک و ایزنتروپیک کمپرسور در مقابل افزایش دمای هوای محیط ۶۱
- شکل ۴-۷: تغییرات دبی سوخت مصرفی در برابر تغییرات دمای هوای محیط ۶۲
- شکل ۴-۸: تغییرات تخریب آگزوزی در مقابل تغییرات دمای هوای محیط در محفظه احتراق ۶۳
- شکل ۴-۹: تغییرات نسبت تخریب آگزوزی در محفظه احتراق در مقابل تغییرات دمای هوای محیط ۶۳
- شکل ۴-۱۰: تغییرات بازده آگزوز تیک محفظه احتراق در مقابل تغییرات دمای هوای محیط ۶۳
- شکل ۴-۱۱: تغییرات کار ویژه تولید شده توسط توربین در مقابل تغییرات دمای هوای محیط ۶۴
- شکل ۴-۱۲: تغییرات تخریب آگزوزی در توربین در مقابل تغییرات دمای هوای محیط ۶۴
- شکل ۴-۱۳: تغییرات نسبت تخریب آگزوزی در توربین در مقابل تغییرات دمای هوای محیط ۶۵
- شکل ۴-۱۴: تغییرات راندمان آگزوز تیک و ایزنتروپیک توربین در مقابل افزایش دمای هوای محیط ۶۵
- شکل ۴-۱۵: تغییرات توان خالص تولیدی در برابر تغییر دمای هوا در نیروگاه گازی فولاد مبارکه ۶۶
- شکل ۴-۱۶: تغییرات بازده انرژی تیک و آگزوز تیک نیروگاه در مقابل تغییرات دمای هوا ۶۶
- شکل ۴-۱۷: تغییرات نرخ حرارت در مقابل تغییرات دمای هوا در حالت تمام بار ۶۷
- شکل ۴-۱۸: تغییرات کل نسبت تخریب آگزوزی در نیروگاه در مقابل تغییرات دمای هوای محیط ۶۷
- شکل ۴-۱۹: تغییرات توان مصرفی در کمپرسور در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار ۶۹
- شکل ۴-۲۰: تغییرات دبی سوخت در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار ۶۹

- شکل ۴-۲۱: تغییرات نسبت فشار در کمپرسور در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار ۷۰
- شکل ۴-۲۲: تغییرات راندمان ایزنتروپیک و اگزرتیک در کمپرسور در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار ۷۰
- شکل ۴-۲۳: تغییرات نسبت تخریب اگزرتی در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار ۷۱
- شکل ۴-۲۴: تغییرات میزان تخریب اگزرتی در محفظه احتراق در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار ۷۱
- شکل ۴-۲۵: تغییرات راندمان اگزرتیک محفظه احتراق در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار ... ۷۲
- شکل ۴-۲۶: تغییرات راندمان اگزرتیک و ایزنتروپیک توربین در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار ۷۲
- شکل ۴-۲۷: تغییرات نسبت تخریب اگزرتی در توربین در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار ۷۳
- شکل ۴-۲۸: تغییرات راندمان کلی سیکل در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار ۷۳
- شکل ۴-۲۹: تغییرات راندمان اگزرتیک سیکل در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار ۷۴
- شکل ۴-۳۰: تغییرات مجموع نسبت تخریب اگزرتی در مجموعه توربین به ازای تغییرات دمای هوا ۷۴
- شکل ۴-۳۱: تغییرات دبی هوای ورودی به کمپرسور در برابر تغییرات بار در دمای ثابت ۷۶
- شکل ۴-۳۲: تغییرات توان مصرفی کمپرسور در برابر تغییرات بار در دمای ثابت ۷۷
- شکل ۴-۳۳: تغییرات راندمان ایزنتروپیک و اگزرتیک کمپرسور با تغییر بار در دمای ثابت ۷۷
- شکل ۴-۳۴: تغییرات نسبت تخریب اگزرتی در کمپرسور در مقابل تغییرات بار توربین در دمای ثابت ... ۷۸
- شکل ۴-۳۵: تغییرات دبی سوخت در مقابل تغییرات بار توربین در دمای ثابت ۷۸
- شکل ۴-۳۶: تغییرات در میزان تخریب اگزرتی در محفظه احتراق در بارهای متفاوت به ازای دمای ثابت ۷۹
- شکل ۴-۳۷: تغییرات در نسبت تخریب اگزرتی در برابر تغییرات بار توربین در دمای ثابت ۷۹
- شکل ۴-۳۸: تغییرات راندمان اگزرتیک محفظه احتراق در برابر تغییرات بار در دمای ثابت ۸۰
- شکل ۴-۳۹: تغییرات در راندمان ایزنتروپیک توربین در مقابل تغییر لود در دمای ثابت ۸۰
- شکل ۴-۴۰: تغییرات در راندمان اگزرتیک توربین در مقابل تغییر لود در دمای ثابت ۸۱
- شکل ۴-۴۱: تغییرات نسبت تخریب اگزرتی در توربین در مقابل تغییرات لود در دمای ثابت ۸۱
- شکل ۴-۴۲: تغییرات بازده کلی سیکل در مقابل تغییرات لود در دمای ثابت ۸۲
- شکل ۴-۴۳: تغییرات راندمان اگزرتیک توربین در مقابل تغییرات لود در دمای ثابت ۸۲
- شکل ۴-۴۴: تغییرات مجموع نسبت تخریب اگزرتی در مقابل تغییرات لود در دمای ثابت ۸۲
- شکل ۴-۴۵: توزیع دمای هوا قبل و بعد از خنک کاری به همراه تغییرات سوخت در دمای مختلف ۸۴

- شکل ۵-۱: شماتیک خنک‌کاری هوای ورودی با استفاده از سیستم خنک‌کاری فاگ ۹۱
- شکل ۵-۲: نحوه عملکرد سیستم خنک‌کاری جذبی بر روی دیاگرام سایکرومتریک هوا ۹۳
- شکل ۵-۳: شماتیک خنک‌کاری هوای ورودی با استفاده از سیستم خنک‌کاری جذبی ۹۴
- شکل ۵-۴: دمای متوسط ماهانه در محل نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه ۹۶
- شکل ۵-۵: رطوبت متوسط ماهانه در محل نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه ۹۷
- شکل ۵-۶: کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از سیستم‌های فاگ و جذبی ۹۸
- شکل ۵-۷: تغییرات در دبی سوخت مصرفی در توربین پس از بکارگیری سیستم‌های فاگ و جذبی ۹۹
- شکل ۵-۸: تغییرات توان خالص تولید شده توسط توربین در اثر بکارگیری سیستم خنک‌کاری فاگ و جذبی ۹۹
- شکل ۵-۹: تغییرات بازده کلی سیکل در اثر کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور ۱۰۰
- شکل ۵-۱۰: تغییرات در مجموع نسبت تخریب اگزرژی در توربین گازی توسط سیستم فاگ و جذبی ۱۰۰
- شکل ۵-۱۱: تغییرات راندمان اگزرژتیک در اثر کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور ۱۰۱

فهرست جداول

- جدول ۱-۳: پارامترهای اساس عملکرد توربین گازی مدل PG9171E در شرایط ایزو [۳۴]. ۳۶.....
- جدول ۲-۳: خلاصه آماری مقایسه میان نتایج در حالت کارکرد تمام بار ۴۳
- جدول ۳-۳: خلاصه آماری مقایسه میان نتایج در حالت کارکرد نیمه بار در ماههای سرد ۴۹
- جدول ۴-۳: خلاصه آماری مقایسه میان نتایج در حالت کارکرد نیمه بار در ماههای غیر سرد ۴۹
- جدول ۱-۴: خلاصه بررسی‌های صورت گرفته و نتایج حاصل در توان ۵۰ مگاوات در برابر تغییرات دمای هوا
۷۵
- جدول ۱-۵: خلاصه نتایج بررسی تاثیر خنک‌کاری هوای ورودی بر عملکرد توربین گازی فولاد مبارکه ... ۱۰۲
- جدول ۲-۵: خلاصه سرمایه اولیه مورد نیاز جهت بکارگیری سیستم فاگ در نیروگاه فولاد مبارکه ۱۰۵
- جدول ۳-۵: خلاصه هزینه‌های عملیاتی سیستم فاگ در نیروگاه گازی فولاد مبارکه ۱۰۶
- جدول ۴-۵: خلاصه نتایج ارزیابی فنی و اقتصادی بکارگیری سیستم فاگ در نیروگاه گازی فولاد مبارکه. ۱۰۶
- جدول ۵-۵: خلاصه سرمایه اولیه مورد نیاز جهت بکارگیری سیستم خنک‌کاری جذبی در نیروگاه فولاد
مبارکه ۱۰۷
- جدول ۶-۵: خلاصه نتایج ارزیابی فنی و اقتصادی بکارگیری سیستم جذبی در نیروگاه گازی فولاد مبارکه
۱۱۰.....

علائم و اختصارات

\dot{m}_f : دبی جرمی سوخت مصرفی نیروگاه	T: دما
η_{cycle} : بازده کلی نیروگاه	P: فشار
R: ثابت مربوط به هوا	h: آنتالپی
iso: اشاره به شرایط محیطی ایزو	S: آنتروپی
\dot{E} : انرژی	ΔP : افت فشار
\dot{E}^{ph} : انرژی فیزیکی	HLF: فاکتور افت دما مابین توربین و محفظه احتراق
\dot{E}^{ch} : انرژی شیمیایی	LHV: ارزش حرارتی پایین سوخت
e^{ph} : انرژی به ازای واحد جرم	C_p : ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت
\dot{E}_{fuel} : انرژی سوخت	Γ_t : نسبت فشار در توربین
\dot{E}^P : انرژی تولید شده	γ_c : ثابت گاز، مربوط به هوا
\dot{E}^S : انرژی در اختیار	γ_t : ثابت گاز خروجی از محفظه احتراق
\dot{E}_{total}^S : انرژی کل در اختیار	η_{comp} : بازده پلی تروپیک کمپرسور
\dot{E}_D : تخریب انرژی	η_{turb} : بازده پلی تروپیک توربین
γ^D : نسبت تخریب انرژی به انرژی کل	η_t : بازده تبدیل و انتقال توان
γ_{total}^D : مجموع نسبت تخریب انرژی	η_{comb} : بازده محفظه احتراق
ϵ : بازده انرژی	Vfr: ضریب مربوط به دریچه هوا
0: اشاره به شرایط مرجع (محیط)	\dot{W}_{comp} : توان مصرفی توسط کمپرسور
e: ضریب تاثیر سیستم خنک کاری فاک	\dot{W}_{turb} : توان تولیدی توسط توربین
T_{ab} : دمای حباب خشک هوا	Heat Rate: نرخ گرما
T_{wb} : دمای حباب تر هوا	\dot{Q} : توان حرارتی
w: نسبت رطوبت هوا	\dot{W}_g : توان تولیدی توسط نیروگاه
\dot{m}_w : دبی آب تزریق شده در سیستم فاک	\dot{W}_{net} : توان خالص تولیدی توسط نیروگاه
Q_l : ظرفیت چیلر	$\dot{m}_{total,iso}$: دبی جرمی کل جریان در شرایط ایزو
CC: سرمایه گذاری اولیه	\dot{m}_e : دبی جرمی کل جریان در شرایط خارج طرح
AS: درآمد سالانه	\dot{m}_{air} : دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور
PB: بازگشت سرمایه	

فصل اول

مقدمه

۱-۱ تاریخچه پیدایش توربین‌های گازی

توربین گازی یکی از مهمترین ماشین‌های تولید توان می‌باشد. پیدایش و تکامل توربین‌های گازی تقریباً از ۲ قرن پیش آغاز شده است. تاریخ بیان می‌دارد که ایده ساخت توربین‌های گازی و بخار به یکدیگر بسیار شبیه بوده است. در سال ۱۷۹۱ میلادی، باربر^۱ مخترع توربین بخار، توضیحاتی در مورد سیالات و گازهای دارای انرژی نهان ارائه نمود. جان باربر دستگاهی شبیه توربین گازی اختراع نمود که در آن از مخلوط زغال سنگ و هوای فشرده برای احتراق استفاده می‌شد. حدود ۱۰۰ سال بعد از بیان ایده جان باربر، همه تلاش‌ها در جهت تولید قطعات و سخت‌افزارهای توربین گازی ناکام ماند. در این دوران پیشرفت قابل ملاحظه‌ای در تکامل توربین‌های گازی صورت نگرفت، هرچند که تلاش‌های زیادی در جهت این امر صورت پذیرفت که راه را برای پیشرفت‌های بعدی هموار ساخت.

در سال ۱۹۰۳ میلادی، مهندس نیروزی الینگ^۲ که برخی او را پدر توربین گاز می‌شناسند موفق شد اولین نمونه توربین گازی را که در ساختار خود از یک کمپرسور دوار و یک توربین استفاده می‌نمود و قادر بود توانی در حدود ۸ کیلووات تولید کند را طراحی نمود. در حدود یک سال بعد او توانست طرح خود را بهبود بخشد و توانی معادل با ۳۳ کیلووات را توسط توربین گازی خود تولید نماید.

در سال ۱۹۳۷ میلادی، وتل^۳ در انگلیس موفق به طراحی و ساخت یک توربین گازی با کمپرسور سانتریفیوژ و توربین محوری گردید. به طور همزمان با وتل، اوهین^۴ نیز بر روی یک طرح توربین گازی با کمپرسور سانتریفیوژ و توربین محوری کار می‌کرد که بر خلاف طرح وتل، در طرح او توربین دقیقاً به دنبال کمپرسور قرار می‌گرفت.

تلاش‌ها و تحقیقات انجام گرفته به خصوص کارهای وتل و اوهین موجب شروع و پایه‌ریزی صنعت توربین‌های گازی گردید.

۱: barber

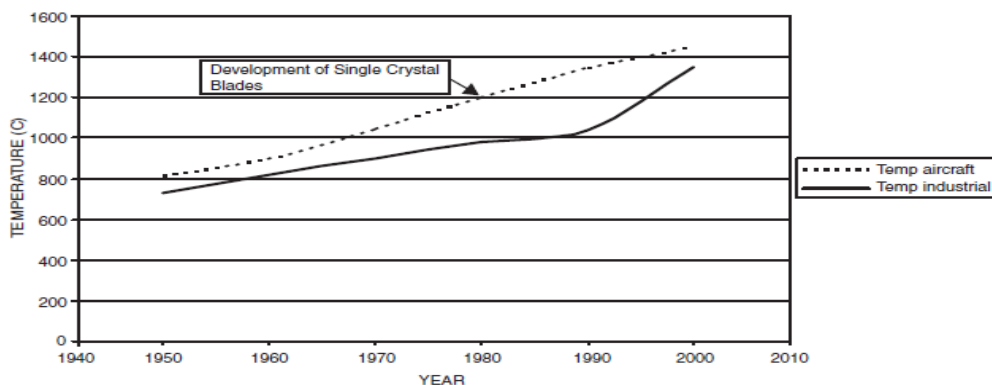
۲: Elling

۳: Whittle

۴: Ohain

امروزه توربین‌های گازی در صنایع مختلف از جمله نیروگاه‌ها، صنایع پتروشیمی، پالایشگاه‌ها، جهت گرداندن پمپ‌ها، کمپرسورها، گرداندن پروانه کشتی‌ها و موتور هواپیماها کاربرد فراوانی یافته‌اند. تلاش‌ها و تحقیقات انجام گرفته بر روی توربین‌های گازی در سالیان اخیر، منجر به ارتقای آنها گشته به گونه‌ای که به عنوان نمونه نسبت فشار تولید شده در کمپرسور از حدود نسبت ۴:۱ در ابتدا، به نسبت فشار ۴۰:۱ در حال حاضر رسیده است. همچنین توربین‌های گازی امروزی از بازدهی نزدیک به ۴۰ درصد برخوردار هستند و دمای گازهای ورودی به توربین در آنها به حدود ۱۸۰۰ درجه کلوین نیز می‌رسد [۱].

در شکل ۱-۱ روند تغییر در تکنولوژی ساخت پره‌های توربین‌های گازی و در نتیجه افزایش در میزان دمای گازهای ورودی به توربین مابین سال‌های ۱۹۴۰ تا ۲۰۰۰ میلادی نشان داده شده است.



شکل ۱-۱: تغییرات دمای گازهای ورودی به توربین مابین سال‌های ۱۹۴۰ تا ۲۰۰۰ میلادی [۲]

به طور کلی می‌توان دلایل تکامل و پیشرفت توربین‌های گازی را به ۳ بخش اصلی تقسیم نمود. (۱) پیشرفت‌های متالورژی که موجبات ساخت محفظه احتراق و توربین‌هایی با توانایی مقاومت در برابر حرارت بالا را بوجود آورد.

(۲) جمع آوری اطلاعات گذشته در مورد پیشرفت‌های ترمودینامیکی و آئرو دینامیکی توربین‌های

گازی

(۳) استفاده از تکنولوژی کامپیوتر برای طراحی و شبیه‌سازی جریان و همچنین ساختارهای مختلف

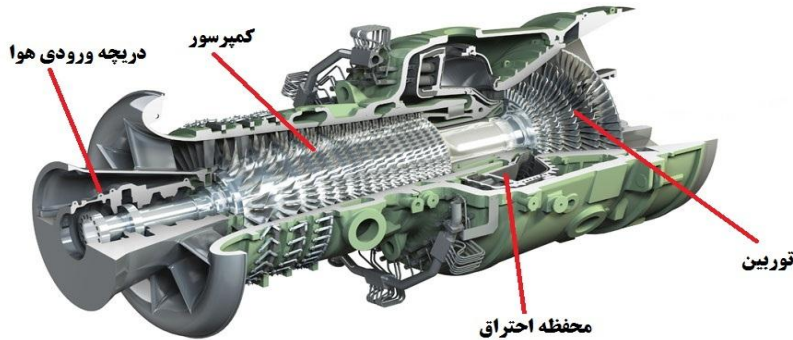
توربین گازی [۳].

۲-۱ ساختار اصلی توربین گازی

یک توربین گازی به طور کلی شامل سه بخش اصلی زیر می‌باشد.

الف) کمپرسور ب) محفظه احتراق ج) توربین

در شکل ۲-۱ نمای کلی یک توربین گازی تک مرحله‌ای نشان داده شده است.

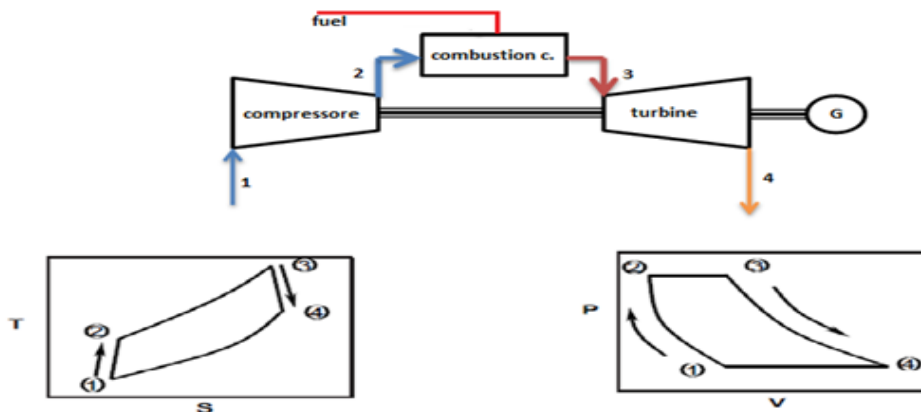


شکل ۲-۱: تصویر یک توربین گاز تک مرحله‌ای به همراه قسمت‌های آن

سیکل ایده‌آل در توربین‌های گازی سیکل برایتون می‌باشد.

شکل ۳-۱ شماتیک یک توربین گازی به همراه نمودارهای دما-آنترپپی و فشار-حجم مربوط به

سیکل برایتون را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۱: شماتیک یک توربین گازی به همراه نمودارهای دما-آنترپپی و فشار-حجم

همانطور که در شکل ۳-۱ نیز مشاهده می‌شود، هوا ابتدا در نقطه ۱ و از طریق دریچه ورودی به

درون کمپرسور مکش یافته و با عبور از میان کمپرسور، فشار هوا در انتهای کمپرسور افزایش خواهد

یافت. در حالت ایده‌آل این فرآیند به صورت ایزنتروپیک صورت می‌پذیرد. هوای خروجی از کمپرسور

با فشار زیاد نسبت به فشار هوای محیط، وارد محفظه احتراق می‌گردد. در اثر ایجاد احتراق در درون محفظه احتراق دمای جریان افزایش خواهد یافت. در حالت ایده‌آل فرض بر آنست که فرایند احتراق در فشار ثابت صورت می‌پذیرد. پس از انجام عمل احتراق، در خروجی محفظه احتراق جریانی از گازهای فشار و دما بالا، محفظه احتراق را به سمت توربین ترک خواهند نمود.

گازهای داغ خروجی از محفظه احتراق، وارد قسمت ابتدایی توربین گاز شده و در اثر عبور از توربین و تبدیل انرژی صورت گرفته در توربین، انرژی این جریان به انرژی جنبشی تبدیل شده و در نتیجه آن، توان توسط توربین تولید می‌گردد. این فرآیند نیز در حالت ایده‌آل به صورت ایزنتروپیک انجام می‌گردد اما در حالت واقعی به دلیل وجود بازگشت ناپذیری‌ها، دارای انحرافات نسبت به حالت ایزنتروپیک خواهد بود. در یک نیروگاه گازی، قسمتی از توان تولیدی توسط توربین به منظور گرداندن کمپرسور استفاده می‌گردد و مابقی صرف گرداندن روتور ژنراتور و در نتیجه تولید الکتریسیته خواهد شد. در انتهای فرآیند، گازهای گرم خروجی از توربین نیز از طریق اگزوز خارج شده، در سیکل‌های ساده به درون اتمسفر تخلیه می‌شود و در توربین‌های گازی همراه با بازیاب حرارتی در یک فشار ثابت این گازها خنک شده و از حرارت اتلافی این گازها به منظور تولید بخار و یا گرما استفاده می‌گردد. بدین ترتیب عملکرد توربین گازی تکمیل خواهد شد.

۳-۱ مزایا و معایب توربین‌های گازی

توربین‌های گازی دارای مزایا و معایبی هستند.

از جمله مهمترین مزیت‌های این نوع توربین‌ها می‌توان به:

- قرارگیری سریع آنها در مدار تولید ظرف چند دقیقه و امکان تولید توان با توجه به نیاز شبکه از ۰ تا ۱۰۰ درصد ظرفیت ممکن.
- امکان کارکرد این نوع توربین‌ها با چند نوع سوخت متفاوت از جمله گاز طبیعی، گازوئیل، نفتا، گازهای حاصل از فرآوری زغال سنگ، سوخت‌ها با ارزش حرارتی پایین و بیوماس [۲].
- هزینه سرمایه گذاری نسبتاً پایین.

- نسبت بالای توان به وزن، به خصوص در برابر موتورهای رفت و برگشتی.
 - امکان تبدیل آنها به سیکل ترکیبی و استفاده از حرارت‌های اتلافی از اگزوز و در نتیجه بهبود راندمان.
 - و ایجاد آلودگی کمتر و قابلیت کنترل میزان آلاینده‌های گاز خروجی اشاره نمود.
- از جمله مهمترین معایب این نوع توربین‌ها نیز می‌توان به :
- تاثیرپذیری زیاد آنها نسبت به تغییرات شرایط محیطی
 - بازده نسبتا پایین آنها در سیکل ساده به سبب اتلافات گازهای گرم خروجی از اگزوز توربین، که البته امروزه با توجه به استفاده از توربین‌های گازی در سیکل‌های ترکیبی و سیستم‌های تولید همزمان، بازده آنها افزایش یافته است.
 - و نیاز به تعمیر اساسی در مدت زمان کمتر نسبت به توربین‌های بخار اشاره نمود.

۴-۱ حالت‌های کارکرد توربین گازی

توربین‌های گازی عمدتا در سه حالت کاری مورد استفاده قرار می‌گیرند که عبارتند از:

۱. حالت کارکرد تمام بار (full-load)

۲. حالت کارکرد نیمه بار (part-load)

۳. حالت کارکرد پیک بار (pick-load)

در حالت تمام بار، توربین گازی با توجه به کلیه محدودیت‌های موجود در ساختار اصلی توربین که اصلی‌ترین آنها دمای گازهای ورودی به توربین و همچنین لزوم ثابت ماندن دور در توربین‌های با کاربرد نیروگاهی می‌باشد، حداکثر توان ممکنه را تولید می‌نماید.

در حالت نیمه بار، توربین با توجه به نیاز شبکه، میزان توان تولیدی را تنظیم می‌نماید. در این حالت سیستم کنترل، با تنظیم میزان سوخت ورودی به محفظه احتراق و کنترل میزان باز بودن دریچه ورودی هوا، دور توربین را کنترل و توان مورد نیاز شبکه را محقق می‌نماید. در حالت کارکرد نیمه بار، بازده کلی سیکل توربین گازی نسبت به حالت تمام بار افت شدیدی خواهد داشت [۴].

در حالت پیک بار، توربین جهت جبران افزایش توان جزئی نسبت به حالت تمام بار، مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این حالت، سیستم کنترلی توربین دمای حداکثر مجاز را اندکی تغییر داده و مطابق با دمای تعیین شده توسط کارخانه سازنده برای حالت پیک بار، تنظیم می‌نماید. بدین ترتیب با افزایش میزان سوخت، توان تولیدی توسط توربین افزایش خواهد یافت.

در هریک از حالت‌های کارکرد توربین گازی، به خصوص در حالت کارکرد تمام بار، عوامل زیادی بر عملکرد یک توربین گازی تاثیر گذار هستند.

این عوامل را می‌توان به دو بخش عمده تقسیم نمود که عبارتند از :

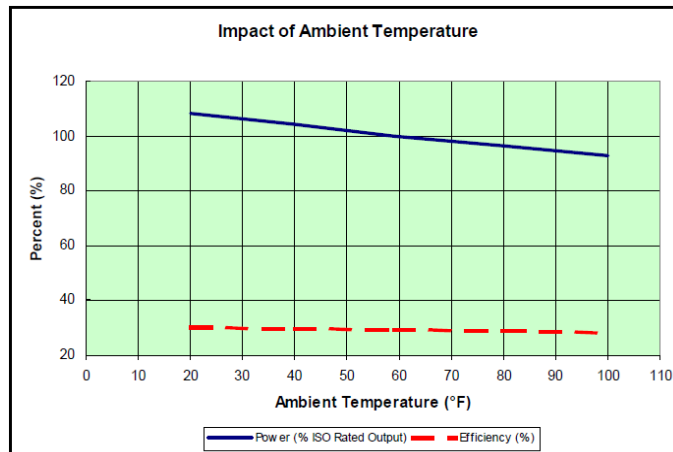
عوامل ساختاری

عوامل محیطی

از جمله مهمترین عوامل ساختاری که به ساختمان یک توربین گازی مربوط می‌گردد می‌توان به دمای گازهای ورودی به توربین، نسبت فشار ایجاد شده توسط کمپرسور و همچنین افت‌های فشار و حرارت در بخش‌های مختلف توربین اشاره نمود.

از عوامل محیطی موثر بر عملکرد توربین گازی نیز می‌توان به دما، فشار و رطوبت هوا اشاره نمود. عوامل محیطی یاد شده با تاثیری که بر روی دانسیته و در نتیجه دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور می‌گذارند، به طور مستقیم بر توان خروجی توربین تاثیر گذار هستند [۵]. به طور معمول در یک محل و در طول سال، فشار هوا تغییرات چندانی نمی‌نماید. همچنین تاثیر میزان رطوبت هوا بر دانسیته جریان هوای ورودی به کمپرسور معمولاً در محاسبات قابل چشم‌پوشی است. بنابراین از میان عوامل فوق، تغییرات دمای هوای محیط به عنوان مهم‌ترین عامل تاثیرگذار بر عملکرد توربین گازی شناخته می‌شود. شکل ۱-۴ تاثیر تغییرات دمای هوای محیط بر توان خالص تولید شده در نیروگاه و بازده کلی سیکل توربین گازی را نشان می‌دهد.

همانطور که از شکل ۴-۱ نیز مشخص می‌باشد، با افزایش دمای هوای محیط، توان و بازده کلی سیکل کاهش خواهند یافت.



شکل ۴-۱: تاثیر تغییرات دما بر توان تولید شده و بازده یک توربین گازی [۴].

۵-۱ راهکارهای بهبود عملکرد توربین گازی در حال بهره‌برداری

راهکارهای بهبود عملکرد یک توربین گازی در حال بهره‌برداری، به طور عمده به دو بخش اصلی

زیر تقسیم بندی می‌شوند.

۱. خنک‌کاری هوای ورودی

خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور به طور عمده به کمک ۴ روش زیر قابل انجام است.

- خنک‌کاری تبخیری هوا با استفاده از سیستم مدیا و یا سیستم فاگ

- خنک‌کاری تبریدی به کمک چیلر جذبی و یا چیلر تراکمی

- تلفیق دو روش تبخیری و تبریدی

- استفاده از ذخیره‌کننده‌های انرژی

۲. تزریق هوای فشرده، آب و یا بخار

- تزریق هوای گرم، فشرده و مرطوب به درون جریان خروجی از کمپرسور

- تزریق بخار به درون جریان خروجی از کمپرسور و یا به درون محفظه احتراق

- تزریق آب به درون کمپرسور در مراحل میانی به منظور کاهش دمای هوا و افزایش در دبی

جرمی جریان [۲].

از میان روش‌های ذکر شده، امروزه عمدتاً اقبال از روش‌های خنک‌کاری هوای ورودی به علت کم هزینه بودن و همچنین عدم نیاز به ایجاد تغییر در ساختمان کمپرسور و محفظه احتراق، رو به فزونی است.

ایجاد تغییر در ساختار اصلی یک توربین گازی و همچنین تغییر شرایط محیطی به منظور بهبود عملکرد توربین، قبل از هرچیز مطالعه دقیق، برآورد و ارزیابی نتایج فنی و اقتصادی ناشی از اجرای طرح را می‌طلبد.

به منظور مطالعه رفتار یک توربین گازی در اثر ایجاد تغییرات در شرایط عملکرد آن، مناسبترین شیوه، استفاده از یک شبیه‌ساز عملکرد می‌باشد.

برنامه شبیه‌ساز مناسب، برنامه‌ای است که در عین سادگی و کم‌هزینه بودن بتواند نتایج را با دقت مناسبی محاسبه و اعلام نماید.

۱-۶ اهداف پایان نامه

در پایان نامه حاضر سعی بر آنست تا با استعانت از خداوند متعال اهداف زیر محقق گردد.

- ارایه یک مدل شبیه ساز بر پایه روابط ترمودینامیکی و حل عددی مدل، به منظور شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی در سطوح بار مختلف
- اعتبار سنجی از مدل پیشنهادی و برآورد میزان دقت نتایج حاصل از شبیه ساز، با مقایسه میان نتایج حاصل از برنامه شبیه ساز و داده‌های واقعی ثبت شده در نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه، به عنوان نمونه.
- برآورد تاثیر تغییرات عوامل محیطی بر عملکرد توربین گازی مجتمع فولاد مبارکه، از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک، در دو حالت تمام بار و نیمه بار

- برآورد تاثیر تغییر سطوح بار در یک شرایط محیطی مشخص، بر عملکرد توربین گازی مجتمع فولاد مبارکه، از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک
- برآورد فنی و اقتصادی بکارگیری دو سیستم عمده جهت خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور، شامل سیستم فاگ، سیستم تبرید جذبی در نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه
- معرفی مناسبترین سیستم جهت خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور و بهبود عملکرد در نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه از دیدگاه فنی و اقتصادی
- نتیجه‌گیری و بیان نتایج کلی

۷-۱ نوآوری‌های پایان‌نامه

در طرح حاضر، در محاسبات و ارایه مدل شبیه‌ساز، پارامتر مربوط به سیستم کنترل توربین در روابط بطور مستقیم وارد شده است. با استفاده از برنامه شبیه‌ساز، پارامترهای مربوط به عملکرد توربین در کلیه نقاط سیکل به طور کامل بدست می‌آید و در نتیجه با استفاده از روابط ترمودینامیکی امکان محاسبه آنترופی و همچنین میزان تخریب انرژی و بازده قانون دوم ترمودینامیک در بخش-های اصلی توربین گاز امکان پذیر خواهد بود.

جنبه نوآورانه طرح را می‌توان در موارد زیر بیان نمود.

- ارایه یک مدل مناسب جهت شبیه‌سازی عملکرد توربین در سطوح بار مختلف
- بررسی تغییرات عوامل محیطی بر عملکرد یک توربین گازی در سطوح بار مختلف از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک
- بررسی تغییرات سطوح بار بر عملکرد توربین گازی و در شرایط محیطی معین، از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک
- بررسی تاثیر دو روش عمده در خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور بر عملکرد توربین گاز در حالت نیمه بار، از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک

فصل دوم

مروری بر کارهای انجام شده

۱-۲ شبیه سازی عملکرد توربین گازی

در این بخش، به بررسی تحقیقات و کارهای انجام شده مطابق با موضوع پایان نامه خواهیم پرداخت. مدل سازی ریاضی و ترمودینامیکی سیکل توربین گازی، ابزاری بسیار قوی و سودمند جهت پیش-بینی رفتار هریک از اجزای واحد گازی می باشد و به سهولت می توان پارامترهای اساسی مربوط به فرآیندهای صورت گرفته در سیکل را بدست آورد. شبیه سازی رفتار توربین گازی بر اساس مدل سازی اجزا و منحنی مشخصه آنها و با شرط سازگاری دبی جرمی بین اجزاء صورت می گیرد.

برای ارزیابی عملکرد توربین گازی در شرایط خارج از نقطه طراحی، روش های مختلفی وجود دارد که می توان به استفاده از منحنی های تصحیحی و کارکردی و استفاده از اطلاعات آماری و مدل سازی اشاره نمود [۱]. در سال های اخیر کارهای زیادی به منظور شبیه سازی عملکرد توربین گازی انجام شده است که از جمله این کارها می توان به موارد زیر اشاره نمود.

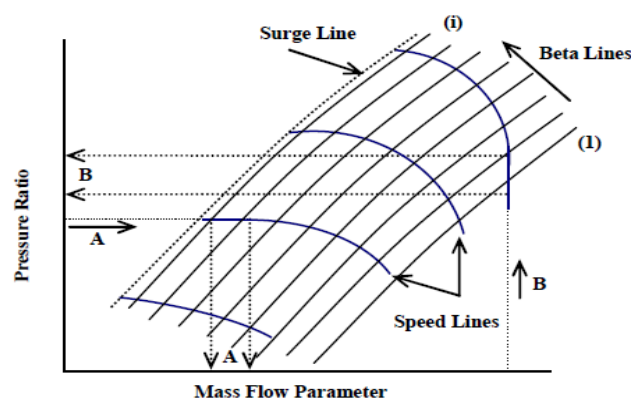
کیم و همکارانش رفتار توربین گاز را در حالت انتقال و همچنین نیمه بار مورد ارزیابی قرار دادند. ایشان به بررسی رفتار توربین گاز پرداختند و به کمک ارایه یک مدل دینامیک و بهره گیری از روابط ترمودینامیکی، حل عددی روابط و توجه به تاثیر تغییر زاویه پره های درپچه ورودی هوا به درون کمپرسور، عملکرد توربین گازی را شبیه سازی نمودند. در مدل ایشان از روابط دینامیکی و ترمودینامیکی جزء به جزء استفاده شده است [۶].

الحمدان و ابید در مقاله خود با عنوان شبیه سازی توربین های گازی تولید توان ، عملکرد توربین گازی را شبیه سازی نمودند [۷]. ایشان در مدل خود با توجه به منحنی مشخصه کمپرسور و توربین، معرفی خطوط معروف به خطوط بتا و همچنین استفاده از پارامترهای ترمودینامیکی و پارامترهای بی بعد، به شبیه سازی عملکرد توربین، کمپرسور، محفظه احتراق در یک توربین گازی پرداختند و توانستند با دقت مناسبی پارامترهای اساسی سیکل توربین گازی با کمپرسور شعاعی را بدست آورند. ایشان بدین منظور ابتدا به کمک یک برنامه کامپیوتری، اطلاعات مربوطه به نسبت فشار تولید شده در کمپرسور و توربین و همچنین پارامترهای بی بعد را از روی منحنی مشخصه کمپرسور و توربین با

استفاده از یک شیوه جدید به نام خطوط بتا جمع آوری نموده و به صورت جدولی ذخیره نمایند. در مراحل بعدی به کمک این اطلاعات، پارامترهای اساسی در کمپرسور و توربین را محاسبه نموده و به کمک بالانس انرژی در نقاط مختلف سیکل، عملکرد توربین به طور کامل شبیه‌سازی نمودند. حاجی دولو و حمیدی نیز در مقاله خود با عنوان شبیه‌سازی عملکرد توربوژنراتورهای گازی جریان محوری از شیوه اشاره شده در مقاله الحمدان و ابید استفاده نموده‌اند [۸]، با این تفاوت که ایشان از شیوه مذکور و معرفی خطوط بتا و جداول مربوطه، برای شبیه‌سازی توربین گازی مدل PG9171E با کمپرسور محوری استفاده نموده‌اند و برنامه‌ای با عنوان SGTP تحت نرم‌افزار MATLAB، جهت شبیه‌سازی توربین گازی تدوین نموده‌اند.

منظور از خطوط بتا خطوطی است که به موازات خط سرج ترسیم می‌گردد و با فواصل مساوی کل منحنی مشخصه را تحت پوشش قرار می‌دهند. این خطوط هر منحنی را تنها در یک نقطه قطع می‌نمایند لذا تمام مقادیری که بدست می‌آیند منحصر به فرد بوده و در مراحل بعدی استفاده از آن امکان پذیر خواهد بود.

در شکل ۱-۲ نمونه‌ای از خطوط بتا ترسیم شده در منحنی مشخصه کمپرسور نشان داده شده است.



شکل ۱-۲: منحنی مشخصه کمپرسور، خطوط بتا [۸].

بدین ترتیب مقادیر بدست آمده از خطوط بتا در جداول مشخصی ذخیره شده و در مراحل بعدی از آنها استفاده خواهد شد.

در شکل ۲-۲ نمونه‌ای از جدول ثبت مقادیر بدست آمده از خطوط بتا نشان داده شده است.

		BETA Line (β_{line})				
		β_{line_1}	β_{line_2}	β_{line_3}	β_{line_4}	β_{line_i}
Speed Parameter (N_{Dim})	N_{Dim_1}					
	N_{Dim_2}		Equivalent Pressure Ratio Parameter (P_{O2}/P_{O1})			
	N_{Dim_3}					
	N_{Dim_4}					
	N_{Dim_i}					

شکل ۲-۲: مقادیر منحنی مشخصه (نسبت فشار در برابر پارامتر سرعت) [۷].

آقایان کیم و هوانگ، در مقاله خود به بررسی عملکرد یک توربین گاز به همراه بازیاب در حالت نیمه بار، با در نظر گرفتن و مقایسه مکانیزم‌های مختلف جهت کنترل توربین در حالت نیمه بار پرداختند [۹]. ایشان در مقاله خود با توجه به منحنی عملکرد کمپرسور و توربین و پارامترهای بکاررفته جهت ارتباط میان مقادیر نامی و مقادیر واقعی و همچنین با استفاده از نرم‌افزار GasTurb عملکرد توربین را شبیه‌سازی نموده و بازدهی سیکل را با توجه به استراتژی‌های مختلف جهت کنترل توربین در حالت نیمه‌بار را با هم مقایسه نمودند.

در زمینه ارایه برنامه کامپیوتری جهت شبیه‌سازی عملکرد یک توربین گازی نیز می‌توان به تحقیقات لی و همکارانش اشاره نمود [۱۰]. ایشان در مقاله خود به ارایه یک برنامه کامپیوتری جهت آنالیز عملکرد توربین گازی پرداخته‌اند. ایشان توانستند با استفاده از مدل دینامیکی، بکارگیری روابط بالانس جرم و انرژی در تجهیزات، برنامه‌ای کامپیوتری جهت شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی تدوین نمایند که بتواند عملکرد توربین گازی را در شرایط خارج طرح شبیه‌سازی نماید. در مدل ایشان توربین و کمپرسور به صورت چند حجم کنترل و سایر تجهیزات به صورت یک حجم کنترل در نظر گرفته شده‌اند. ایشان با در نظر گرفتن تراکم مرحله‌ای با فرض مشخص بودن بازده و نسبت فشار در هر مرحله، توانستند عملکرد کمپرسور را شبیه‌سازی نمایند. مدل اصلی ارایه شده در این گزارش مشابه مدل ارایه شده در تحقیق کیم و همکارانش می‌باشد که پیش از این بدان اشاره شد.

در اکثر مدل‌های ارائه شده جهت شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی، نیاز به استفاده از منحنی‌های مشخصه توربین و استفاده از روش‌های استخراج اطلاعات از این منحنی‌ها می‌باشد که متأسفانه در اکثر موارد این منحنی‌ها یا در دسترس نمی‌باشند و یا استفاده از آن‌ها بسیار زمانگیر است. امروزه نرم‌افزارهای زیادی جهت شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی بکار می‌روند که از مهمترین آنها می‌توان به دو نرم‌افزار Gasturb و Thermo flow اشاره نمود. این نرم‌افزارها معمولاً در پایگاه داده خود از منحنی مشخصه توربین‌های مختلف و برنامه‌ای که بتواند اطلاعات مربوط به این منحنی‌ها را استخراج نماید استفاده می‌نمایند. از مشکلات عمده در استفاده از این نرم‌افزارها می‌توان به دو مورد اصلی زیر اشاره نمود.

- قیمت بالای نرم‌افزارهای شبیه‌ساز
 - محدود بودن پایگاه داده در آنها، به گونه‌ای که در اغلب موارد امکان شبیه‌سازی برخی از توربین‌های موجود در بازار با این نرم‌افزارها میسر نمی‌باشد.
- یکی از جدیدترین مدل‌های پیشنهادی جهت بررسی عملکرد توربین گازی در شرایط نیمه بار، مدل اشاره شده در گزارش وبر می‌باشد [۱۱]. وبر در گزارش خود با توجه به روابط ترمودینامیکی، بالانس جرم و انرژی در نقاط مختلف سیکل و در نظر گرفتن افت فشار و دما و همچنین بررسی تاثیر میزان باز بودن دریچه هوا بر تغییر دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور و در نتیجه حل عددی روابط، به ارائه مدل جهت شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی در حالت خارج طرح و همچنین نیمه بار پرداخت. در گزارش وبر به مکانیزم کنترل دور و بار توربین توجه ویژه‌ای شده است و چنانچه اطلاعات مربوط به منحنی مشخصه توربین نیز در اختیار نباشد با استفاده از این مدل امکان شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی در سطوح بار مختلف و تنها با در نظر گرفتن یکسری فرضیات کلی، با دقت مناسبی میسر خواهد بود.

در این پایان نامه، مدل اصلی مورد استفاده جهت پیش‌بینی عملکرد توربین گاز در شرایط مختلف، بر پایه روابط و فرضیات ارائه شده در گزارش وبر ارائه شده است.

بر پایه مدل پیشنهادی، برنامه‌ای کامپیوتری جهت شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی مدل PG9171E، که یکی از پرکاربردترین توربین‌ها در نیروگاه‌های گازی می‌باشد ارائه گردیده است که در فصل سوم به طور کامل بدان پرداخته خواهد شد.

۲-۲ آنالیز انرژی در نیروگاه گازی

قانون اول ترمودینامیک، انرژی‌های مختلف را تنها از دیدگاه کمی ارزیابی می‌نماید در حالی که قانون دوم ترمودینامیک قادر است مسیر پیش روی واکنش‌ها، فرآیندها و همچنین مقدار تلفات سیکل را پیشگویی نماید که نتیجه مستقیم استفاده از آن منجر به ارائه تحلیل انرژی می‌گردد که ابزاری قوی و سودمند در ارزیابی کمی و کیفی انرژی‌های موجود می‌باشد.

تحلیل انرژی با ادغام قوانین اول و دوم ترمودینامیک، این امکان را فراهم می‌آورد که روش مطلوب تحلیل سیستم‌های انرژی و همچنین شناخت واضح سطوح انرژی و فرآیندهای نامطلوب از منظر قوانین ترمودینامیکی در سیستم مشخص گردد.

تحلیل انرژی در نیروگاه‌ها به مهندسين و تحليلگران برای افزایش بازده و کاهش تلفات انرژی که از دیدگاه اقتصادی کاملاً قابل توجه می‌باشد، کمک شایانی می‌نماید.

تحلیل انرژی در نیروگاه‌های گازی در سالیان اخیر مورد توجه زیادی قرار گرفته است. از جمله کارهای صورت گرفته در این زمینه می‌توان به تحقیق سانگ و همکارانش اشاره نمود. سانگ و همکارانش در مقاله خود با عنوان بررسی عملکرد توربین گاز در شرایط نیمه بار بر پایه آنالیز انرژی، به مطالعه نحوه عملکرد توربین گاز پرداختند [۱۲]. ایشان با معرفی روابط انرژی در بخش‌های اصلی یک توربین گاز و با توجه به روابط ترمودینامیکی و همچنین مقادیر بدست آمده از منحنی عملکرد توربین که کیم و همکارانش در مقاله خود بدان اشاره نموده‌اند، دو پارامتر مهم نسبت انرژی و همچنین بازده انرژی یک توربین گازی و اجزای اصلی آن را محاسبه نمودند.

عطایی و گلزاری نیز در مقاله خود با عنوان تحلیل انرژی و انرژی‌تیک و انرژی‌تیک عملکرد توربین گازی V94.3A زیمنس در سطوح بار مختلف [۱۳]، با استفاده از مفاهیم آنالیز انرژی و انرژی،

استفاده از روابط ترمودینامیکی و بکارگیری نرم افزارهای مربوطه، به بررسی عملکرد توربین گازی پرداختند. ایشان در طرح خود ابتدا با استفاده از یک نرم افزار شبیه ساز، پارامترهای مربوط به عملکرد توربین را در دو سطح بار ۱۰۰ و ۶۰ درصد شبیه سازی نموده و سپس با انجام آنالیز اگزرژی، وضعیت ترمودینامیکی نیروگاه و همچنین اثرات منفی ناشی از کاهش سطح بار را مشخص نمودند.

باهتا و گیلانی در مقاله خود به بررسی عملکرد توربین گازی در بر پایه آنالیز اگزرژی پرداختند [۱۴]. ایشان در مقاله خود ابتدا به کمک تدوین یک برنامه کامپیوتری و استفاده از اطلاعات مربوط به منحنی عملکرد توربین گازی، پارامترهای مختلف مربوط به توربین گازی در نقاط مختلف سیکل را بدست آورده و سپس با استفاده از آنالیز اگزرژی، وضعیت سیستم از لحاظ تبدیل انرژی و تخریب اگزرژی در سطوح بار مختلف را مورد بررسی قرار دادند.

۳-۲ خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور

راندمان و توان تولیدی در توربین‌های گازی، مشخصاً از دمای هوای محیط تاثیر می‌پذیرند. تحقیقات نشان می‌دهند که به ازای هر ۱ درجه سانتیگراد افزایش در دمای هوای محیط، توان تولیدی توسط توربین گازی می‌تواند از ۰/۵۴ تا ۰/۹ درصد کاهش یابد [۵]، بنابراین خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور می‌تواند راه‌حلی مناسب جهت فائق آمدن بر این مشکل و افزایش توان تولیدی و راندمان در توربین‌های گازی باشد.

خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور عمدتاً می‌تواند به دو روش خنک کاری تبخیری، با استفاده از سیستم مدیا و یا سیستم فاگ و خنک کاری تبریدی، با استفاده از چیلر جذبی و یا چیلر تراکمی صورت پذیرد.

خنک کاری تبخیری با استفاده از سیستم مدیا در توربین‌های گازی صنعتی، در سال ۱۹۸۸ توسط جانسون تشریح گردید [۱۵]. در این سیستم از بلوک‌های مدیا که از رشته‌های چوبی و به شکل موج-دار ساخته شده‌اند استفاده می‌شود. با عبور هوای گرم محیط از میان بلوک‌های خیس شده و تبخیر

قطرات آب، دمای جریان هوا طی یک پروسه آنتالپی ثابت کاهش یافته و در نتیجه این فرآیند، هوا با دمایی نزدیک به دمای حباب تر و تقریباً به صورت اشباع وارد کمپرسور می‌گردد [۱۶].

حسینی و همکارانشان در گزارش خود به بررسی بکارگیری سیستم مدیا در نیروگاه سیکل ترکیبی فارس پرداختند. ایشان در گزارش خود نشان دادند چنانچه در نیروگاه سیکل ترکیبی فارس، در شرایط دمای هوای ۳۸ درجه سانتیگراد و رطوبت ۸ درصد، از سیستم مدیا جهت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور استفاده شود، توان تولیدی نیروگاه تا ۱۱ مگاوات قابل افزایش است. ایشان همچنین بازگشت سرمایه برای این سیستم را در حدود ۴ سال اعلام نمودند [۱۷].

نوع دیگر از سیستم خنک کاری تبخیری، سیستم فاگ می‌باشد که با ایجاد قطرات ریز آب توسط پمپ‌ها و نازل‌های مخصوص فشار بالا و تزریق به درون جریان هوا و در نتیجه تبخیر قطرات آب در جریان ورودی به کمپرسور، دمای هوا کاهش می‌یابد. جریان هوا پس از خروج از سیستم به حالت اشباع و با دمایی بسیار نزدیک به دمای حباب تر هوا در فشار محیط، وارد کمپرسور می‌گردد [۱۶]. مطالعه با هدف بررسی تاثیر بکارگیری سیستم خنک کاری فاگ در توربین‌های گازی به منظور بهبود عملکرد و افزایش توان، از سال‌ها پیش شروع شده است.

آقایان ویلکوکس و تروت در سال ۱۹۵۱ از تزریق آب به درون جریان هوای ورودی به کمپرسور به منظور خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور استفاده نمودند [۱۸].

در سال ۱۹۶۰ نیز آقایان جونز و هاوکینز به منظور کاهش توان مصرفی در کمپرسور در طول عمل متراکم سازی جریان هوا، از اسپری آب به درون کمپرسور استفاده نمودند [۱۹].

چاکر و همکارانش بر روی سیستم فاگ و بکارگیری آن در درون داکت هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از روش‌های عددی و CFD، مطالعاتی را انجام داده و تاثیر بکارگیری این سیستم را در تغییر پارامترهای عملکردی توربین گازی شرح دادند [۲۰].

بهارگاو و هومجی مهر نیز تغییرات در پارامترهای اساسی عملکرد توربین گازی نظیر دمای هوای ورودی به کمپرسور، دمای گازهای خروجی از اگزوز، توان خالص تولیدی، نرخ حرارت و بازده کلی

سیکل پس از بکارگیری سیستم فاگ و همچنین تراکم مرطوب در یک توربین گازی مدل PG9171E را مورد مطالعه قرار دادند [۲۱].

در کشور ایران نیز مطالعات زیادی به خصوص در سال های اخیر در زمینه بکارگیری سیستم فاگ در نیروگاه های گازی صورت گرفته که از مهمترین آنها می توان به کارهای زیر اشاره نمود. بهداشتی و همکارانش، افزایش ظرفیت در واحد گازی نیروگاه زاهدان را با استفاده از سیستم فاگ مورد مطالعه قرار دادند. ایشان در نتایج خود اعلام نمودند که با بکارگیری این سیستم در نیروگاه مذکور در سه واحد گازی مجموعاً ۱۰ مگاوات بر توان تولیدی نیروگاه افزوده خواهد شد. ایشان با احتساب اینکه این سیستم تنها ۵ ماه از سال در این نیروگاه بکار گرفته شود زمان بازگشت سرمایه را حدود ۴ سال اعلام نمودند. همچنین در این گزارش هزینه بکارگیری سیستم فاگ به همراه تصفیه خانه مورد نیاز ۶۵۰ هزارریال و بدون در نظر گرفتن تصفیه خانه ۳۰۰ هزارریال به ازای هر کیلووات توان افزوده شده بعد از بکارگیری سیستم فاگ، در نظر گرفته شده است [۲۲].

ابراهیمی و امامی نیز در مطالعه خود چند راهکار جهت بهبود عملکرد در نیروگاه گازی قم را مورد مطالعه قرار دادند و در نهایت با توجه به ارزیابی های فنی و اقتصادی صورت گرفته توسط ایشان، سیستم فاگ به عنوان سیستم مناسب تشخیص داده شد. ایشان همچنین اعلام نمودند چنانچه از این سیستم به مدت ۶ ماه از سال و در هر روز به مدت ۶ ساعت در نیروگاه مذکور استفاده شود، سالانه ۱۶۷۴۰ مگاوات ساعت الکتریسیته بیشتر تولید شده و بازگشت ساده سرمایه را نیز ۱/۶ سال اعلام نمودند. ایشان در محاسبات خود هزینه اولیه مربوط به بکارگیری سیستم فاگ را حدوداً ۵۰۰ هزارریال به ازای هر کیلووات توان اضافی تولید شده در نظر گرفتند [۲۳].

مقصودی و همکارانش در گزارش خود نشان دادند که با استفاده از بکارگیری سیستم فاگ در نیروگاه سیکل ترکیبی شهید رجایی قزوین به مدت ۸ ساعت در روز و در فصول گرم سال، ۱۰ درصد بر میزان توان تولیدی نیروگاه افزوده خواهد شد. ایشان با در نظر گرفتن هزینه سرمایه گذاری به

میزان ۵۰/۴۵ دلار به ازای هر کیلووات توان اضافی تولید شده توسط توربین با استفاده از سیستم فاگ، بازگشت ساده سرمایه را ۳ سال اعلام نمودند [۲۴].

سپهر صنایع و تهانی بهبود عملکرد توربین گازی با استفاده از سیستم خنک کاری فاگ و اسپری تا ۲ درصد آب اضافی به درون کمپرسور و تراکم مرطوب را به منظور بهبود عملکرد توربین گازی مورد مطالعه قرار دادند. ایشان با مطالعات عددی بر روی چند مدل مختلف نشان دادند که با استفاده از این سیستم خنک کاری، در عملکرد توربین گازی بهبود حاصل خواهد شد [۲۵].

احیایی و همکارانش در مقاله خود به طور همزمان سه آنالیز انرژی، اقتصادی و کاهش میزان آلودگی محیط زیست در اثر بکارگیری سیستم خنک کاری فاگ در نیروگاه گازی را مورد بررسی قرار دادند [۵]. ایشان در این گزارش با استفاده از روابط ترمودینامیکی، بالانس جرم و انرژی و همچنین استفاده از قانون دوم ترمودینامیک نشان دادند که با استفاده از سیستم فاگ در یک نیروگاه گازی، علاوه بر آنکه بازده قانون اول ترمودینامیک افزایش خواهد یافت، تخریب انرژی نیز کاهش یافته و در نتیجه بازده قانون دوم ترمودینامیک نیز افزایش یافته و از میزان آلاینده‌های منتشره از آگزوز توربین به اتمسفر نیز کاسته خواهد شد.

یکی دیگر از روش‌های بهبود عملکرد در نیروگاه‌های گازی، بکارگیری سیستم خنک کاری جذبی به منظور کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور می‌باشد.

عامری و حجازی بکارگیری سیستم خنک کاری جذبی در نیروگاه گازی چابهار را مورد ارزیابی قرار دادند. ایشان در ارزیابی خود اعلام نمودند که با بکارگیری این سیستم در این نیروگاه، امکان افزایش توان به میزان ۱۱/۳ درصد نسبت به حالت قبلی وجود خواهد داشت. و زمان بازگشت سرمایه جهت این پروژه را ۴/۲ سال اعلام نمودند [۲۶].

بوناسا و همکارانش در مقاله خود نشان دادند که با استفاده از سیستم خنک کاری جذبی به منظور خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور در یک نیروگاه سیکل ترکیبی در تایلند، توان تولیدی توربین

گازی، سالانه ۱۰/۲۴ درصد و توان تولیدی کل سیکل ترکیبی نیز ۶/۲۴ درصد سالانه افزایش خواهد یافت. ایشان بازگشت سرمایه را پس از بکارگیری این سیستم، ۳/۸ سال اعلام نمودند [۲۷].

پوپلی و همکارانش نیز در مقاله خود بکارگیری حرارت‌های اتلافی از اگزوز توربین گاز را به منظور استفاده در چیلر جذبی و خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور را مورد بررسی قرار دادند [۲۸].

عامری و همکارانش، به بررسی بکارگیری سیستم خنک‌کاری جذبی به منظور افزایش توان در نیروگاه گازی کیش و بر روی دو نوع توربین Frame5 و Frame6 مطالعه نمودند. ایشان بیان نمودند که با بکارگیری این سیستم خنک‌کاری، در نیروگاه مذکور توان به میزان ۱۴ درصد افزایش خواهد یافت. ایشان زمان بازگشت سرمایه برای این پروژه را ۴ سال اعلام نمودند. همچنین در این گزارش هزینه بکارگیری سیستم جذبی برای هر کیلووات توان افزایش یافته، ۱۷۵ دلار محاسبه گردیده است. ایشان این روش را در مقایسه با خرید یک واحد توربین گازی جدید با صرفه‌تر تشخیص دادند [۲۹].

فرزانه گرد و دیمی نیز در مقاله خود به بررسی و مقایسه دو سیستم خنک‌کاری جذبی و فاگ به منظور کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور به منظور بهبود عملکرد توربین گازی پالایشگاه خانگیان پرداختند [۳۰].

دوس سانتوز و همکارانش در مقاله خود با عنوان مقایسه شیوه‌های مختلف خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین گازی [۳۱]، به بررسی و مقایسه بکارگیری دو شیوه خنک‌کاری تبخیری و تبریدی در یک نیروگاه گازی پرداخته‌اند. ایشان در مقاله خود ابتدا به کمک روابط ترمودینامیکی، توربین گازی و هریک از سیستم‌های خنک‌کاری یاد شده را مدل نموده و سپس به بررسی نتایج حاصل از بکارگیری هر سیستم پرداخته‌اند.

در عمده مقالات مورد مطالعه، خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور و تاثیر آن بر عملکرد توربین گازی در شرایط تمام بار مورد مطالعه قرار گرفته است. این در حالیست که توربین‌های گازی در بسیاری از موارد به صورت نیمه بار نیز مورد استفاده قرار می‌گیرند که بررسی راهکارهای خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور و تاثیر آن بر عملکرد توربین در این حالت نیز می‌تواند بسیار موثر باشد.

فصل سوم

شبیه سازی عملکرد توربین گازی

۳-۱ لزوم شبیه سازی عملکرد توربین گازی

کارخانجات سازنده توربین های گازی، معمولا مشخصات عملکردی توربین را در شرایط محیطی ایزو و حالت تمام بار اعلام می نمایند. این در حالیست که توربین های گازی عمدتا در شرایطی غیر از شرایط ایزو و گاه در شرایط نیمه بار بکار گرفته می شوند. بدین ترتیب پیش بینی و برآورد شاخص های عملکردی توربین گاز با توجه به شرایط محیطی محل احداث نیروگاه، و در حالت های مختلف کارکردی و سطوح بار متفاوت می تواند موثر باشد.

عوامل زیادی می توانند بر روی عملکرد توربین گازی تاثیر گذار باشند که از مهمترین این عوامل می توان به عوامل محیطی اشاره نمود.

پیش بینی عملکرد توربین و همچنین برآورد میزان توان خالص تولید شده توسط توربین گازی با توجه به شرایط آب و هوایی محل نیروگاه، یکی از مهمترین نکات، قبل از برآوردهای فنی و اقتصادی پروژه می باشد که بایستی بدان توجه نمود. امروزه راهکارهای زیادی جهت بهبود عملکرد یک توربین گازی پیشنهاد می گردد، پیش بینی و برآورد میزان افزایش در تولید الکتریسیته، میزان افزایش در مصرف سوخت، تغییرات ایجاد شده در پارامترهای اساسی عملکرد توربین و همچنین برآوردهای فنی و اقتصادی پروژه، قبل از ایجاد هر نوع تغییر در یک نیروگاه گازی امری ضروری می باشد.

با توجه به موارد مورد اشاره، به نظر می رسد بکارگیری یک برنامه شبیه ساز که بتواند نحوه عملکرد توربین، میزان مصرف سوخت و محاسبه تلفات حرارتی توربین و همچنین برآورد میزان تاثیرگذاری راهکارهای افزایش توان و راندمان در این نوع توربین ها در شرایط بهره برداری متفاوت را پیش بینی نماید، می تواند بسیار موثر و مفید واقع گردد.

شبیه سازی نحوه عملکرد توربین در شرایط متفاوت بهره برداری، می تواند منجر به تدوین الگوی صحیح بهره برداری از نیروگاه گردد، به گونه ای که علاوه بر تامین نیاز شبکه، پارامترهای مرتبط با میزان مصرف انرژی، میزان مصرف سوخت، راندمان، توان تولیدی، طول عمر و سایر پارامترهای اساسی توربین، در بهترین شرایط عملکردی با توجه به شرایط موجود قرار داشته باشند.

به منظور شبیه سازی رفتار توربین گازی امروزه کدهای تجاری محدودی نیز طراحی شده و بدین منظور به کار گرفته می‌شوند که از آنجمله می‌توان به نرم افزارهای Thermoflow و Gasturb اشاره نمود.

از معایب عمده در مورد نرم افزارهای شبیه ساز موجود می‌توان به پیچیدگی نسبی و قیمت بالای آنها اشاره نمود.

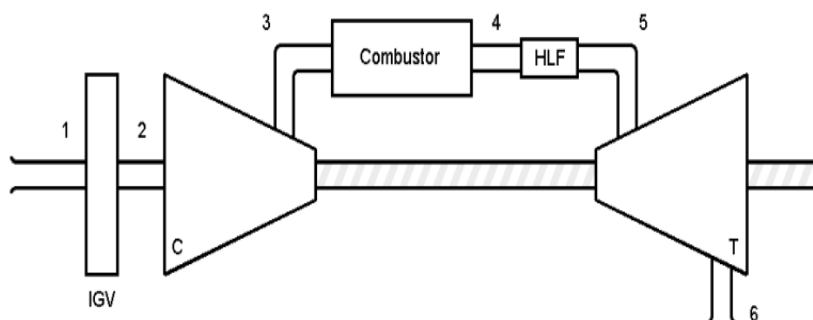
بنابراین نگارش برنامه‌ای شبیه‌ساز که در عین سادگی، کلیه مشخصه‌های ترمودینامیکی مورد انتظار از یک توربین گاز را ارائه نموده و در عین حال ارزان و در دسترس باشد، می‌تواند بسیار مثر و مفید واقع گردد.

با توجه به مجموعه نکات ذکر شده، به منظور بررسی دقیق عملکرد توربین گازی در شرایط متفاوت محیطی و همچنین سطوح بار متفاوت، برنامه شبیه‌ساز عملکرد توربین تدوین گردید که در ادامه به توضیح مدل پیشنهادی و روابط حاکم بر آن پرداخته خواهد شد.

۲-۳ مدل پیشنهادی و روابط پایه

با استفاده از بالانس جرم و انرژی در قسمت‌های مختلف مدل، توجه ویژه به مکانیزم کنترل دور و بار توربین و همچنین با توجه به شاخص‌های عملکرد توربین (در شرایط ایزو) که توسط کارخانه سازنده توربین اعلام می‌گردد، قالب اصلی برنامه شبیه‌ساز شکل می‌گیرد.

در شکل ۱-۳ شماتیک مدل مورد استفاده در برنامه شبیه ساز نشان داده شده است.



شکل ۱-۳: شماتیک مدل توربین گازی [۱۰].

جهت شبیه سازی عملکرد توربین، در روابط زیر از شماره گذاری انجام گرفته در شکل ۱-۳ استفاده شده است.

۱-۲-۳ کمپرسور

برای محاسبه دمای هوای فشرده خروجی از کمپرسور، از رابطه زیر استفاده می نمایم [۱۰]. در این رابطه η_{comp} نشان دهنده بازده پلی تروپیک کمپرسور می باشد.

$$T_3 = T_2 \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{(\gamma_c - 1) / \gamma_c \eta_{comp}} \quad (1-3)$$

بازده پلی تروپیک در کمپرسورهای هوا ۸۹-۹۰ درصد می باشد و معمولاً در نسبت های فشار متفاوت ثابت در نظر گرفته می شود [۳۲].

در این مدل بازده پلی تروپیک کمپرسور، ۸۹ درصد در نظر گرفته شده است.

رابطه میان بازده پلی تروپیک و بازده ایزنتروپیک در یک کمپرسور نیز به صورت زیر می باشد.

$$\eta_{is-c} = \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{(\gamma_c - 1)}{\gamma_c}} - 1 / \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{(\gamma_c - 1)}{\gamma_c \eta_{comp}}} - 1 \quad (2-3)$$

در روابط فوق γ_c ثابت مربوط به هوا بوده و معادل با ۱/۴ در نظر گرفته می شود [۳۲].

۲-۲-۳ محفظه احتراق

برای محاسبه تغییرات دمای ایجاد شده در محفظه احتراق می توان از رابطه زیر استفاده نمود.

$$\dot{m}_f LHV \eta_{comb} = \dot{m}_e C p_4 T_4 - \dot{m}_{air} C p_3 T_3 \quad (3-3)$$

در رابطه بالا η_{comb} بازده محفظه احتراق می باشد که در اینجا، ۹۸ درصد در نظر گرفته شده است.

Cp ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت می باشد که برای گازهای ایده آل تابعی از دما بوده و معمولاً

در محاسبات ترمودینامیکی مربوط به توربین های گازی و به جهت ایجاد سادگی در روابط، از میزان متوسط برای این ضریب استفاده می شود.

در طول محاسبات، ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، برای هوا ۱/۰۰۵ kJ/kg-k و برای محصولات

احتراق، ۱/۱۵۶۹ kJ/kg-k در نظر گرفته شده است [۳۲].

به علت شکل ساختمان محفظه احتراق در توربین‌های گازی، ایجاد افت فشار در محفظه احتراق اجتناب ناپذیر خواهد بود. لذا میزان فشار جریان در خروجی محفظه احتراق از رابطه زیر قابل محاسبه خواهد بود. در رابطه زیر ΔP_{comb} افت فشار ایجاد شده در محفظه احتراق می‌باشد که معمولاً در حدود ۴ درصد در نظر گرفته می‌شود [۱۰].

$$P_4 = P_3(1 - \Delta P_{comb}) \quad (۴-۳)$$

۳-۲-۳ توربین

از خروجی محفظه احتراق تا ورودی به توربین، از افت فشار چشم پوشی می‌شود. بنابراین

$$P_4 = P_5 \quad (۵-۳)$$

به سبب اتلافات حرارتی موجود در توربین، دمای گازهای خروجی از محفظه احتراق اندکی با دمای ورودی به توربین متفاوت خواهند بود که این تفاوت در ضریب اتلاف حرارت (HLF) خلاصه شده است. بدین ترتیب دمای ورودی به توربین از رابطه زیر بدست می‌آید.

$$T_5 = T_4(1 - HLF) \quad (۶-۳)$$

در طول محاسبات، ضریب اتلاف دمایی مابین خروجی از محفظه احتراق تا ورودی به توربین، حدود ۲ درصد در نظر گرفته شده است [۱۰].

دمای گازهای گرم خروجی از آگروز با توجه به رابطه زیر قابل محاسبه خواهد بود.

$$T_6 = T_5 \left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{(\gamma_t - 1) \eta_{turb} / \gamma_t} \quad (۷-۳)$$

در این رابطه η_{turb} بازده پلی تروپیک توربین و γ_t ثابت مربوط به گازهای حاصل از احتراق می‌باشد که در طول محاسبات برابر ۱/۳۳ در نظر گرفته شده است [۳۲].

فشار در خروجی از دودکش توربین نیز از رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد

$$P_6 = P_5 * \Delta P_{exhaust} \quad (۸-۳)$$

در این رابطه $\Delta P_{exhaust}$ افت فشار در داکت خروجی گازهای گرم از توربین می باشد که در توربین های صنعتی، مقدار آن بین $۰/۹۸-۲/۹۴ \text{ kpa}$ در نظر گرفته می شود [۳۲]. لازم به ذکر است که در مدارک کارخانه سازنده توربین، مقدار این افت فشار نیز ارایه می گردد. پس از محاسبه فشار خروجی از کمپرسور و در نتیجه مشخص شدن نسبت فشار ایجاد شده در توربین، بازه ایزنتروپیک توربین را می توان با توجه به رابطه کوراکیانیتیس و به صورت زیر محاسبه نمود [۳۳].

$$\eta_{is-t} = 1 - \left(0.03 + \frac{r_t - 1}{180}\right) \quad (۹-۳)$$

در این رابطه r_t نسبت فشار در توربین را نشان می دهد.

دبی جرمی گازهای گرم خروجی از محفظه احتراق، شامل مجموع دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور و سوخت تزریق شده به محفظه احتراق می باشد که از رابطه زیر بدست خواهد آمد.

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{air} + \dot{m}_f \quad (۱۰-۳)$$

در این مدل، شبیه سازی بر پایه سیکل ساده توربین گازی انجام شده و از هوای بکار رفته جهت خنک کاری پره های توربین و هوای برگشتی از کمپرسور جهت جلوگیری از یخ زدگی در ورودی کمپرسور در فصل زمستان چشم پوشی شده است.

در هر دو حالت تمام بار خارج از طرح و نیمه بار، دو فرض زیر در نظر گرفته می شود.

ابتدا اینکه فرض شده است هوا در ورودی به توربین دارای حالت خفگی می باشد و در شرایطی

نزدیک به شرایط صوت وارد توربین می شود که در این صورت

$$\dot{m}_e \left(\frac{\sqrt{T_5}}{P_5/P_1} \right) = \dot{m}_{e,iso} \left(\frac{\sqrt{T_{5,iso}}}{P_{5,iso}/P_{1,iso}} \right) \quad (۱۱-۳)$$

و دوم اینکه فرض شده است که هوا در حجم ثابت به درون کمپرسور مکش می یابد و مقدار هوای ورودی به صورت ضریبی از مقدار هوای مکش یافته به درون کمپرسور در حالت تمام بار خواهد بود که این ضریب در روابط، با v_{fir} نشان داده شده است و در حالت کارکرد تمام بار، برابر ۱ و در سایر

شرایط، با توجه به نحوه عملکرد و میزان باز بودن دریچه ورودی هوا (IGV) و همچنین جلوگیری از ایجاد پدیده سرچ، این ضریب متفاوت و کمتر از ۱ خواهد بود.

کمترین مقدار ضریب vfr ، در حالت بدون بار می باشد.

$$\dot{m}_{air} = vfr \cdot \dot{m}_{air,iso} \left(\frac{T_{2,iso} P_2}{T_2 P_{2,iso}} \right) \quad (12-3)$$

در روابط ۱۱-۳ و ۱۲-۳، اندیس iso به شرایط محیطی ایزو اشاره دارد.

شرایط محیطی ایزو به شرایطی اطلاق می گردد که از لحاظ محیطی فشار هوا معادل با فشار در سطح دریاهای آزاد، دمای هوا ۱۵ درجه سانتیگراد و رطوبت هوا ۶۰ درصد باشد [۱]. همچنین، در این مدل فرض شده است در ورودی کمپرسور دمای هوا با دما قبل از دریچه ورودی برابر باشد.

$$T_2 = T_1 \quad (13-3)$$

فشار هوا در ورودی به کمپرسور، از رابطه ۱۴-۳ قابل محاسبه خواهد بود. در این رابطه ΔP_{inlet} افت فشار ایجاد شده به علت عبور هوا از محفظه فیلتر و دریچه ورودی خواهد بود که در توربین های گازی با مصارف صنعتی، مقدار آن حداکثر تا ۰/۹۸ kpa در نظر گرفته می شود [۳۲].

$$P_6 = P_5 * \Delta P_{inlet} \quad (14-3)$$

توان ناخالص تولیدی توسط نیروگاه، از رابطه زیر بدست خواهد آمد.

$$\dot{W}_g = \dot{m}_e (Cp_5 T_5 - Cp_6 T_6) - \dot{m}_{air} (Cp_3 T_3 - Cp_2 T_2) \quad (15-3)$$

توان خالص تولیدی توسط نیروگاه نیز پس از کسر تلفات ناشی از تبدیل و انتقال توان از ژنراتور، از رابطه زیر بدست می آید. در رابطه زیر η_t بازده تبدیل می باشد که در طول محاسبات ۹۵ درصد در نظر گرفته شده است.

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_g \cdot \eta_t \quad (16-3)$$

بدین ترتیب و با مشخص شدن توان خالص تولید شده توسط توربین و همچنین توان حرارتی حاصل از احتراق، بازده کلی سیکل از رابطه ۱۷-۳ بدست خواهد آمد.

$$\eta_{cycle} = \dot{W}_{net} / (\dot{m}_f LHV \eta_{comb}) \quad (17-3)$$

اندیس‌های عددی بکار رفته در روابط ۱-۳ تا ۱۷-۳، به نقاط مشخص شده در شکل ۱-۳ اشاره دارند.

توربین گازی دارای حالت‌های کارکردی متفاوتی است که در هریک از این حالات، عملکرد سیستم کنترلی با حالت دیگر متفاوت خواهد بود. حل همزمان معادلات ۱-۳ تا ۱۷-۳ و همچنین توجه به مکانیزم کنترل دور و بار توربین منجر به حل این مدل خواهد شد [۱۰].

۳-۳ نحوه کنترل عملکرد توربین گازی

ثابت نگه داشتن دور توربین در هنگام افزایش بار و یا کاهش بار توربین، عملی دقیق و حساس می‌باشد که در مجموعه توربین و نیروگاه گازی این عمل برعهده سیستم کنترل می‌باشد.

بسته به اینکه نقطه کارکرد توربین، در چه قسمتی از منحنی عملکرد قرار گیرد، نحوه عملکرد سیستم کنترل توربین متفاوت خواهد بود.

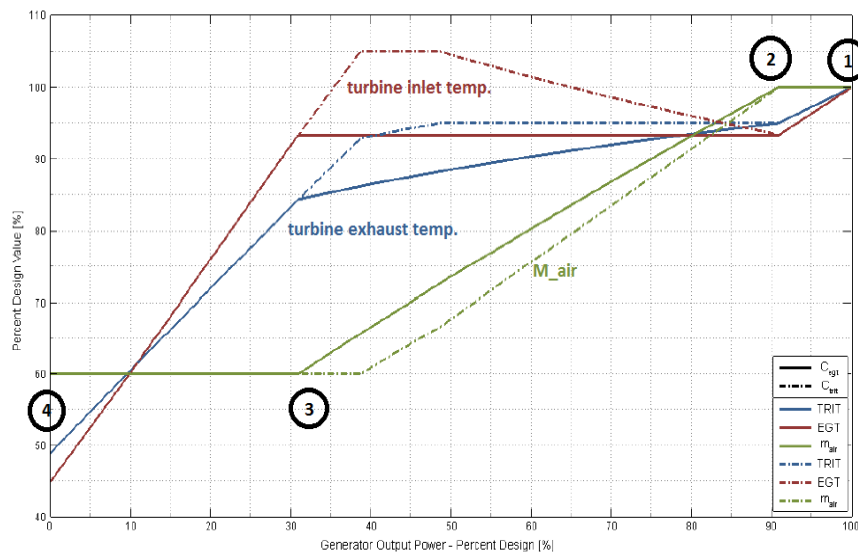
طبق بررسی‌های صورت گرفته بر روی منحنی‌های عملکرد در توربین‌های ساخت شرکت GE، Alestom و یا Simens، مشخص گردید که به طور کلی دو روش برای کنترل دور و بار توربین بکار گرفته می‌شود [۱۰]. با وجود اینکه روش کنترل در هر توربین ممکن است با توربین دیگر متفاوت باشد اما سیستم کنترل توربین، یکی از دو روش اصلی زیر را دنبال می‌نماید.

این دو روش عبارتند از:

ثابت نگه داشتن دمای گازهای ورودی به توربین

ثابت نگه داشتن دمای گازهای خروجی از اگزوز

شماتیک منحنی کنترل توسط هریک از این دو روش در شکل ۲-۳ نشان داده شده است.



شکل ۳-۲: شماتیک منحنی کنترل عملکرد توربین گازی در سطوح بار متفاوت [۱۰].

با توجه به شکل ۳-۲، در هر دو روش کنترل، به طور مشترک، با کاهش توان از مرحله ۱ (حالت تمام بار) تا مرحله ۲، دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور ثابت نگه داشته می‌شود. در این حالت با کاهش میزان سوخت ورودی به محفظه احتراق، دمای گازهای ورودی به توربین و به دنبال آن دمای گازهای خروجی از اگزوز کاهش می‌یابد تا جایی که در این حالت، سیستم به مرحله ۲ که در نمودار نشان داده شده می‌رسد. در این نقطه معمولا دمای گازهای ورودی به توربین تا ۹۵ درصد دمای معادل در حالت تمام بار، کاهش خواهد یافت. در این نقطه، عملکرد دریاچه ورودی هوا (IGV) ناپایدار است. با کاهش بیشتر توان، دریاچه هوای ورودی از حالت کاملا باز شروع به بسته شدن می‌نماید. با بسته شدن دریاچه هوای ورودی به دلیل ایجاد افت فشار در ورودی کمپرسور، دانسیته جریان هوا کاهش یافته و در نتیجه دبی جرمی هوای کمتری وارد کمپرسور خواهد شد. روند کاهش دبی جرمی جریان هوای ورودی به طور پیوسته تا رسیدن به مرحله ۳ ادامه خواهد یافت. تفاوت میان دو روش کنترل یاد شده، در نحوه گذار سیستم کنترل از مرحله ۲ به مرحله ۳ برمی‌گردد.

۳-۳-۱ کنترل توربین با ثابت نگه داشتن دمای گازهای خروجی از اگزوز

در این روش، در گذار سیستم کنترل توربین از مرحله ۲ به مرحله ۳، دمای گازهای خروجی از اگزوز ثابت نگه داشته می‌شود. در این مرحله، با کنترل و کاهش میزان سوخت ورودی به محفظه

احتراق، دمای گازهای ورودی به توربین کاهش می‌یابد. به طور همزمان با بسته شدن تدریجی دریچه هوای ورودی و در نتیجه کاهش دبی جریان جرمی هوای ورودی به کمپرسور و همچنین ثابت ماندن دور توربین، توان تولیدی توربین کاهش خواهد یافت. این کاهش دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور تا آنجا ادامه می‌یابد که سیستم کنترلی وارد مرحله سوم شود.

در شکل ۳-۲، تغییرات در دمای گازهای ورودی به توربین، دبی جرمی و دمای گازهای خروجی از اگزوز با خطوط رنگی و توپر نشان داده شده است. در این نمودار و برای یک نمونه سیستم کنترلی با دمای اگزوز ثابت، ملاحظه می‌شود زمانی که دبی جرمی هوای ورودی به ۶۰ درصد دبی جرمی در حالت تمام بار برسد مرحله سوم کنترل آغاز خواهد شد.

۳-۳-۲ کنترل توربین با ثابت نگه داشتن دمای گازهای ورودی به توربین

در این روش در گذار سیستم کنترل توربین از مرحله ۲ به مرحله ۳، دمای گازهای ورودی به توربین ثابت خواهند ماند. در این مرحله با کاهش دبی جرمی جریان هوای ورودی به کمپرسور و ثابت ماندن دور توربین و همچنین دمای گازهای ورودی به توربین، دمای گازهای خروجی از اگزوز شروع به افزایش می‌نماید تا جائیکه این دما به حداکثر مقدار مجاز خود برسد.

حداکثر مقدار مجاز برای دمای گازهای خروجی از اگزوز با توجه به محدودیت‌های فنی موجود در توربین و همچنین محدودیت‌هایی که در طراحی سیستم‌های بویلر بازیاب حرارت (HRSG) تعیین می‌گردد. در مورد نمونه‌ای که نمودار کنترل آن در شکل ۳-۲ آمده است این محدودیت تا ۱۰۵ درصد حداکثر دمای خروجی از اگزوز در حالت تمام بار برای این نوع توربین تعیین گردیده است.

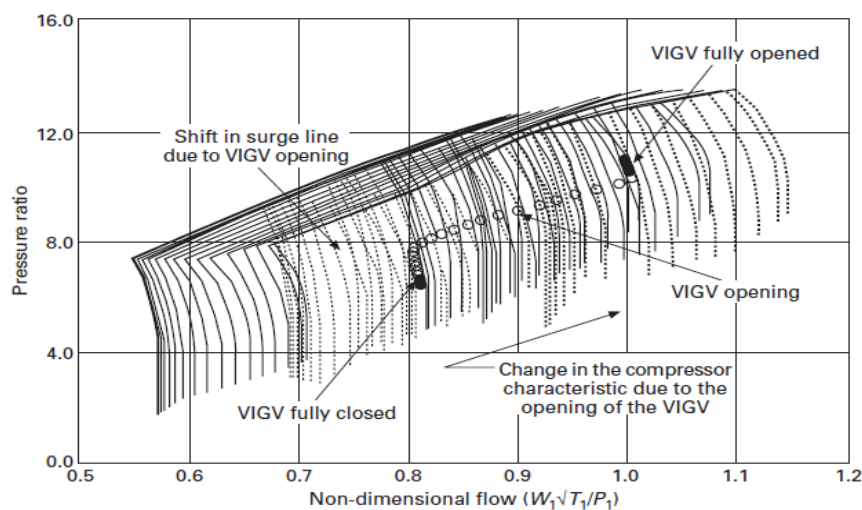
در این شیوه کنترل، سیستم کنترل توربین نمی‌تواند دمای خروجی از اگزوز را به مدت زیادی ثابت نگه دارد. بنابراین پس از رسیدن دمای خروجی از اگزوز به حداکثر مقدار مجاز خود، سیستم کنترل با کاهش دمای گازهای ورودی به توربین با استفاده از کاهش میزان سوخت ورودی به محفظه احتراق و در عین حال کاهش دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور، دمای گازهای خروجی را ثابت نگه می‌دارد. در این روش نیز کاهش دبی جرمی جریان هوای ورودی تا جائی ادامه خواهد یافت که دبی

جرمی هوا به حداقل مقدار مجاز خود برای جلوگیری از پدیده خفگی و سرچ در توربین برسد. در این حالت سیستم کنترل وارد مرحله سوم عملکرد خود شده است. در شکل ۳-۲، تغییرات در دمای گازهای ورودی به توربین و همچنین دبی جرمی و دمای گازهای خروجی از اگزوز با خطوط رنگی و خط چین نشان داده شده است. در این نمودار و برای یک نمونه سیستم کنترل با دمای ورودی به توربین ثابت، ملاحظه می شود زمانی که دبی جرمی هوای ورودی به ۶۰ درصد دبی جرمی در حالت تمام بار برسد مرحله سوم کنترل آغاز خواهد شد.

گذار سیستم کنترل از مرحله ۳ به مرحله ۴ (بی باری) در هر دو روش مشترک می باشد.

در این مرحله دریچه هوای ورودی در حداقل مقدار مجاز خود بوده و در طی این گذار، دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور تغییری نخواهد داشت. در این حالت با کاهش تزریق سوخت به محفظه احتراق، دمای گازهای ورودی کاهش یافته، به دنبال آن دمای گازهای خروجی از توربین نیز کاهش می یابد. بدین ترتیب با ثابت ماندن دور توربین، توان تولیدی توربین گاز کاهش می یابد.

بنابراین به کمک سیستم کنترل، توان خالص تولید شده توسط توربین را می توان از میزان بار ۱۰۰ درصد تا صفر، در عین ثابت ماندن دور توربین، کاهش داد و توربین را از مدار تولید خارج نمود. در شکل ۳-۳، تغییر در پارامترهای کمپرسور در اثر تغییر در میزان باز بودن دریچه ورودی هوا (IGV) بر روی منحنی عملکرد کمپرسور نشان داده شده است.



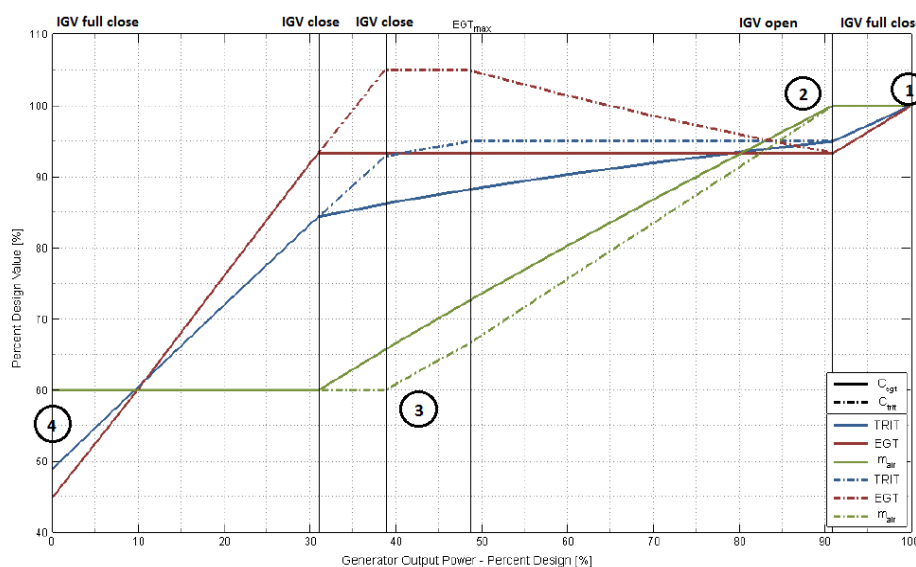
شکل ۳-۳: تغییر مشخصه های کمپرسور در مقابل تغییرات دریچه ورودی هوا [۱].

۴-۳ حل عددی مدل

پس از ساده سازی‌ها، لحاظ نمودن فرضیات در طول مساله و همچنین با توجه به روابط ترمودینامیکی و مکانیزم کنترل توربین و همچنین حل همزمان معادلات، پارامترهای اساسی عملکرد توربین مشخص خواهد شد.

جهت حل دستگاه معادلات می‌توان از روش‌های مختلفی نظیر روش نیوتن و روش نیوتن رافسون استفاده نمود. البته به دلیل تعدد معادلات و مجهولات، جهت حل این دستگاه می‌توان از ماتریس ژاکوبین و روش گوس جردن نیز استفاده نمود.

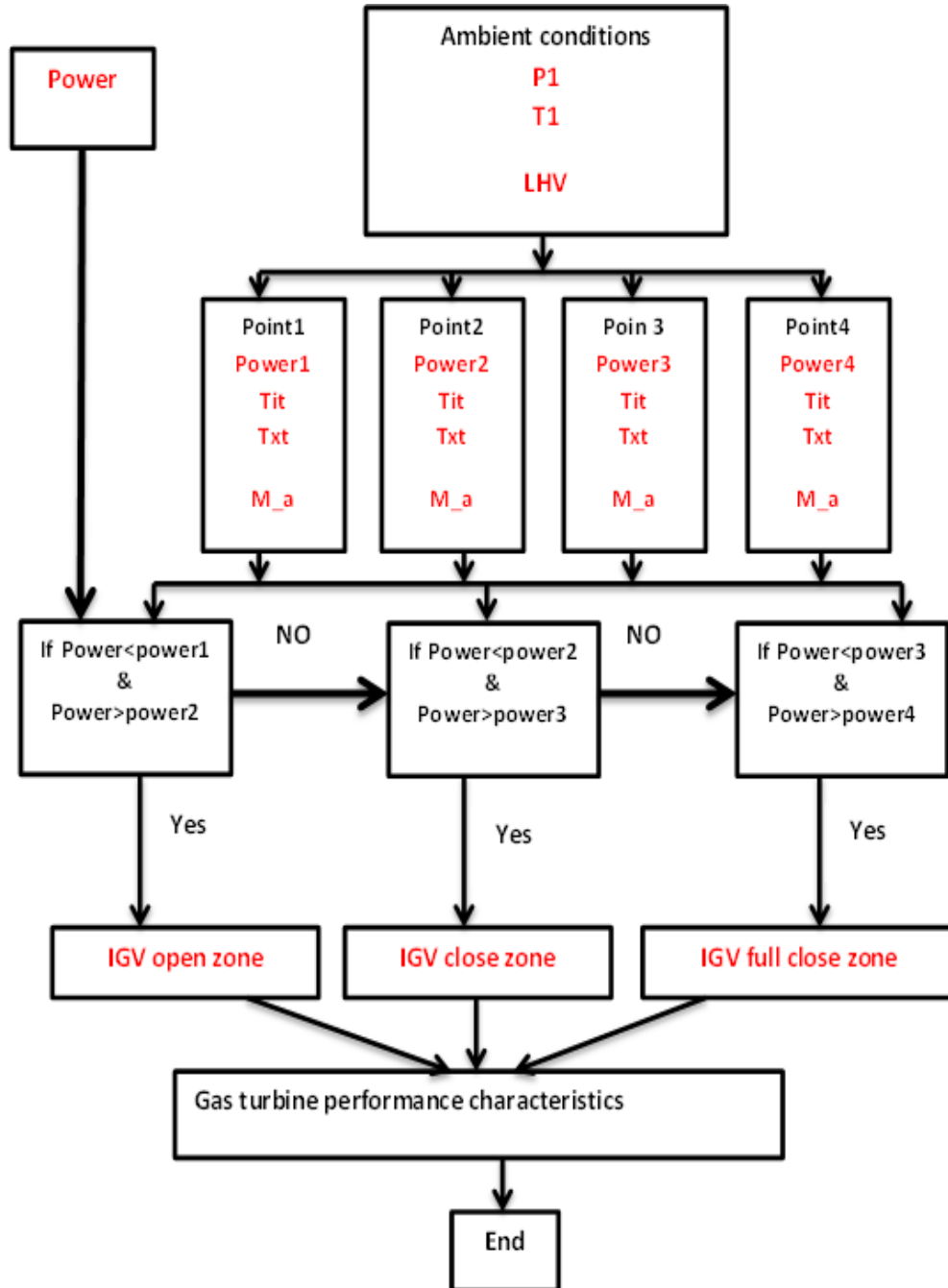
با حل مجهولات مساله، مشخصه‌های اصلی عملکرد توربین در نقاط ۱ تا ۶ شکل ۳-۱ بدست آمده و به تبع آن پارامترهای عملکرد توربین در نقاط اصلی ۱ تا ۴ که در شکل ۳-۴ نشان داده شده است مشخص خواهند شد. اکنون با استفاده از یک الگوریتم میان‌یاب ساده و معلوم بودن توان مورد انتظار از توربین و همچنین شرایط محیطی، موقعیت سیستم کنترل در نمودار عملکرد توربین مشخص شده و کلیه پارامترهای توربین در این نقطه کاری به طور دقیق و با اختلاف ناچیزی نسبت به حالت واقعی مشخص خواهند شد. نمودار زیر شماتیک مراحل کنترل در یک توربین گازی را نشان می‌دهد [۱۰].



شکل ۳-۴: شماتیک نواحی ایجاد شده در سیستم کنترلی توربین گازی [۱۰].

۳-۵ الگوریتم مدل

الگوریتم حل این مساله با توجه به شکل ۳-۴ و به طور خلاصه طبق نمودار زیر خواهد بود.



شکل ۳-۵: الگوریتم مربوط به برنامه شبیه ساز

۳-۶ شبیه سازی عملکرد توربین نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه

به منظور اعتبار سنجی و اطمینان از صحت نتایج حاصل از مدل پیشنهادی و برنامه شبیه سازی، عملکرد توربین گازی مجتمع فولاد مبارکه با استفاده از این مدل و برنامه تدوین شده، شبیه سازی گردید که در ادامه و در این بخش نتایج حاصل از برنامه و داده های واقعی مربوط به توربین که در محل نیروگاه ثبت گردیده است با هم مقایسه خواهند شد.

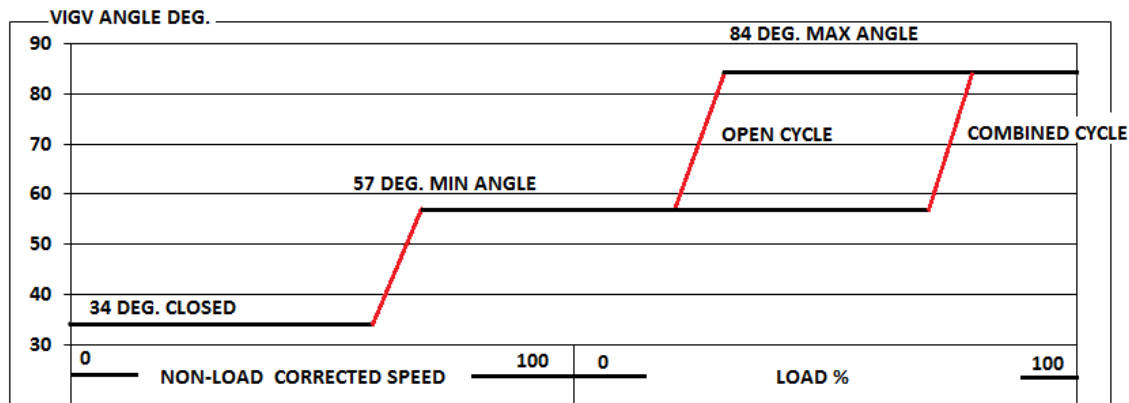
نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه، دارای یک واحد توربین گازی مدل PG9171E ساخت شرکت Alstom می باشد. پارامترهای اساسی عملکرد این نوع توربین در شرایط ایزو مطابق با جدول زیر، و توسط کارخانه سازنده آن اعلام گردیده است [۳۴].

جدول ۳-۱: پارامترهای اساسی عملکرد توربین گازی مدل PG9171E در شرایط ایزو [۳۴].

RPM	PR	TIT	TOT	Air mass flow rate	Power(Mw)	HR(kj/kwh)
3000	12.3	1124	541	410	124.7	10656

طبق مدارک فنی کارخانه سازنده توربین گازی مذکور، سیستم کنترل در این نوع توربین، میزان بار و همچنین دور توربین را در حالت نیمه بار، بر اساس ثابت نگه داشتن دمای گازهای خروجی از توربین کنترل می نماید. با استفاده از این روش توربین قادر خواهد بود به منظور بازیابی هرچه بیشتر حرارت های اتلافی از آگزوز توربین در حالت نیمه بار، دمای گازهای خروجی از توربین را در بالاترین سطح ممکن ثابت نگه دارد. همچنین در حالت استارت تا شروع بارگیری توربین، عملکرد دریچه هوای ورودی تابعی از دور توربین خواهد بود [۳۴].

در شکل ۳-۶، شماتیک نحوه بارگیری توربین PG9171E، با توجه به میزان باز بودن دریچه هوای ورودی به کمپرسور نشان داده شده است.



شکل ۳-۶: شماتیک نحوه بارگیری توربین گازی مدل PG9171E [۳۴].

همانطور که در بخش‌های پیش نیز اشاره شد، به منظور ساده سازی و حل معادلات و روابط حاکم بر برنامه شبیه‌ساز، به طور خلاصه فرضیات زیر در نظر گرفته شد.

افت فشار در دریچه ورودی هوا (ΔP_{in}) [۳۴] 0.4413 Kpa

افت فشار در دریچه خروجی توربین و اگزوز (ΔP_{out}) [۳۴] 0.3923 Kpa

بازده پلی تروپیک کمپرسور (η_{comp}) ۸۹ درصد

افت فشار در محفظه احتراق (ΔP_{comb}) ۴ درصد

افت دما مابین خروجی محفظه احتراق تا ورودی به توربین (HLF) ۲ درصد

بازده حرارتی محفظه احتراق (η_{comb}) ۹۸ درصد

بازده تبدیل و انتقال توان (η_t) ۹۵ درصد

ضریب v_{fr} در حالت بی بار ۰/۴

ضریب v_{fr} در حالت تمام بار ۱

نسبت حرارت های مخصوص (γ_c) جهت هوا در کمپرسور ۱/۴

نسبت حرارت های مخصوص (γ_t) جهت محصولات احتراق در توربین ۱/۳۳

ظرفیت حرارت ویژه در فشار ثابت (C_p) هوا در ورودی و خروجی کمپرسور 1.005 kJ/kg-k

ظرفیت حرارت ویژه در فشار ثابت (C_p) گازهای حاصل از احتراق 1.1569 kJ/kg-k

با توجه به مکانیزم کنترل توربین در نیروگاه گازی فولاد مبارکه و همچنین با توجه روابط حاکم بر برنامه شبیه ساز و فرضیات در نظر گرفته شده، عملکرد توربین مذکور در سطوح بار متفاوت، با استفاده از نرم افزار MATLAB شبیه سازی گردید.

با استفاده از برنامه شبیه ساز تدوین شده، کاربر قادر خواهد بود با معرفی سه پارامتر دما، فشار هوا و ارزش حرارتی سوخت در حالت تمام بار، و معرفی چهار پارامتر دما، فشار هوا، ارزش حرارتی سوخت و توان مورد انتظار، در حالت نیمه بار به عنوان ورودی‌های برنامه شبیه ساز، کلیه پارامترهای اساسی مربوط به عملکرد توربین در حالت کارکرد تمام بار و نیمه بار را مشخص نماید.

۳-۷ مقایسه میان نتایج واقعی و نتایج برنامه شبیه ساز در حالت تمام بار

ثبت داده‌ها در نیروگاه گازی فولاد مبارکه در طول شبانه روز هر دو ساعت یکبار انجام می‌گیرد. به علت محدودیت‌های فنی موجود در نیروگاه، در فصل سرد سال حداکثر توانی که توربین مجاز به تولید آن می‌باشد ۱۰۰ مگاوات خواهد بود.

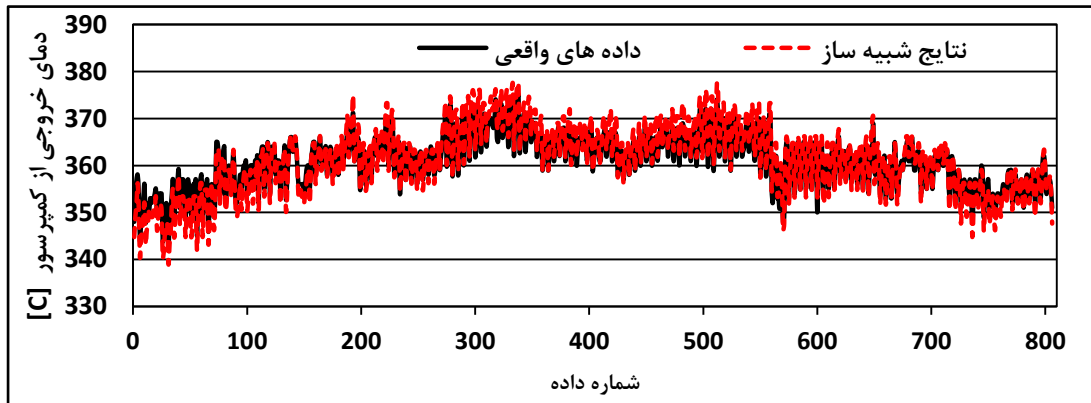
از آنجائیکه دبی سوخت مصرفی در نیروگاه گازی فولاد مبارکه در طول شبانه روز، تنها در ساعت ۲۱ شب در محل نیروگاه ثبت می‌شود لذا در این بخش به منظور برآورد میزان مصرف سوخت در طول سایر ساعات شبانه روز از برآورد خطی استفاده شده است.

نیروگاه گازی فولاد مبارکه در طول روز، ۱۶ ساعت را در حالت تمام بار به تولید توان می‌پردازد. در طول محاسبات در هر دو حالت نیمه بار و تمام بار، از متوسط ارزش حرارتی پایین گاز طبیعی در طول سال استفاده شده و میزان آن 51500 kJ/kg در نظر گرفته شده است.

در کلیه نمودارهای این بخش، خطوط مشکی توپر، داده های ثبت شده در محل نیروگاه و خطوط قرمز خط چین، نتایج حاصل از برنامه شبیه ساز را در شرایط برابر نشان می‌دهند.

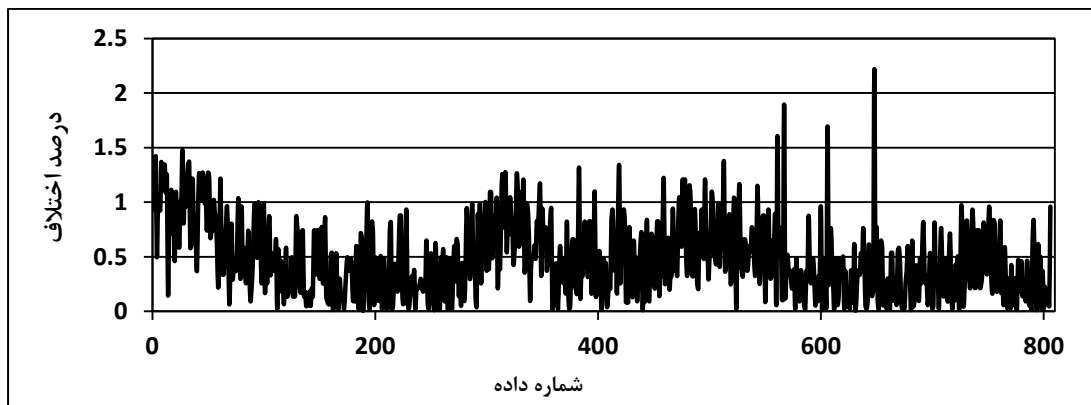
با در نظر گرفتن کلیه موارد ذکر شده و مقایسه میان نتایج حاصل از برنامه شبیه ساز با داده‌های ثبت شده در محل نیروگاه، در ۸۱۰ مورد، نتایج زیر حاصل گردید.

۳-۷-۱ دمای هوای فشرده خروجی از کمپرسور



شکل ۳-۷: مقایسه دمای خروجی از کمپرسور مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی

در شکل ۳-۷، داده‌های ثبت شده در نیروگاه در مقابل نتایج حاصل از برنامه شبیه‌ساز نشان داده شده است. همچنین در شکل ۳-۸، اختلاف میان دمای هوای فشرده خروجی از کمپرسور، و دمای بدست آمده از برنامه شبیه‌ساز، بر حسب درصد نشان داده شده است. مقایسه میان نتایج، حداکثر اختلاف ۲/۲۲ درصدی در چند مورد محدود را نشان می‌دهد.

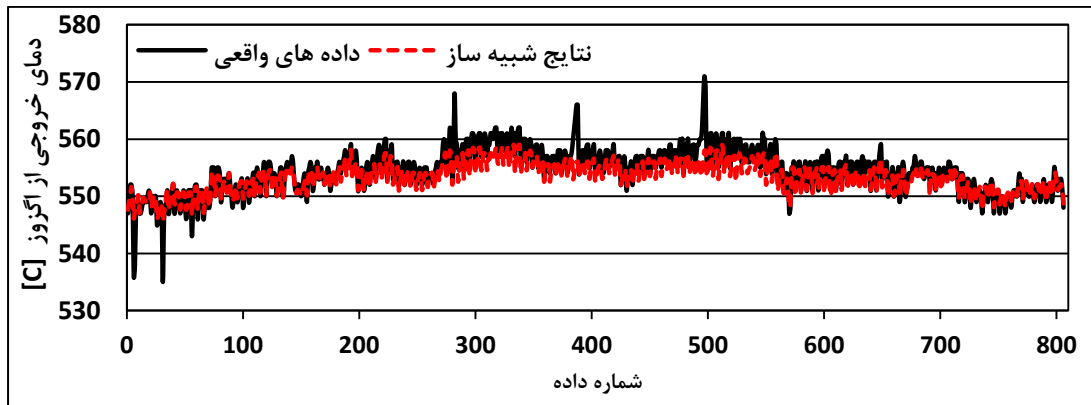


شکل ۳-۸: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در خروجی کمپرسور

۳-۷-۲ دمای گازهای خروجی از توربین

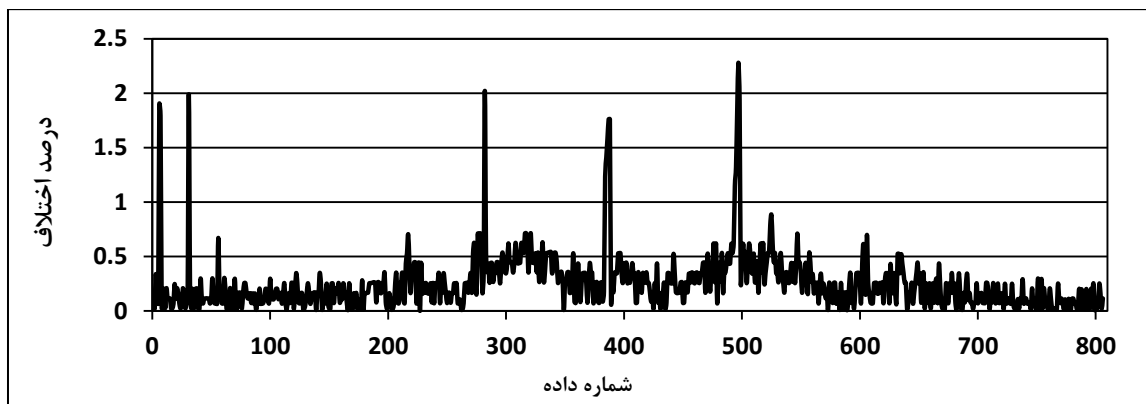
در این مدل توربین، دمای گازهای خروجی از اگزوز توسط ۲۰ ترموکوپل اندازه گیری می‌شوند. و به طور معمول میان حداقل و حداکثر دمای اندازه گیری شده توسط این ترموکوپل‌ها اختلافی در حدود ۲۰ درجه سانتیگراد وجود دارد. لذا در این بخش، مقایسه میان میانگین دمای خروجی از

توربین که در نیروگاه ثبت می‌گردد و نتیجه حاصل از برنامه شبیه ساز انجام گرفته است. در شکل ۳-۹، داده‌های واقعی ثبت شده در نیروگاه به همراه نتایج حاصل از برنامه شبیه‌ساز نشان داده شده‌اند.



شکل ۳-۹: مقایسه دمای خروجی از آگروز مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی

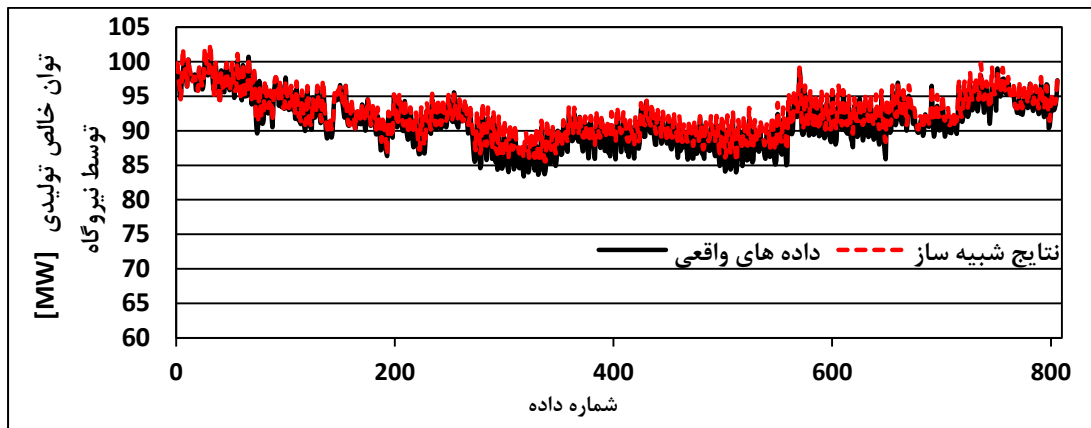
شکل ۳-۱۰ مقایسه میان نتایج را نشان می‌دهد. مقایسه میان نتایج حاصل از برنامه شبیه ساز و داده‌های ثبت شده در نیروگاه، حداکثر اختلاف ۲/۲۸ درصدی، در موارد محدود را نشان می‌دهد که بیانگر تطبیق مناسب میان نتایج می‌باشد.



شکل ۳-۱۰: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در خروجی آگروز

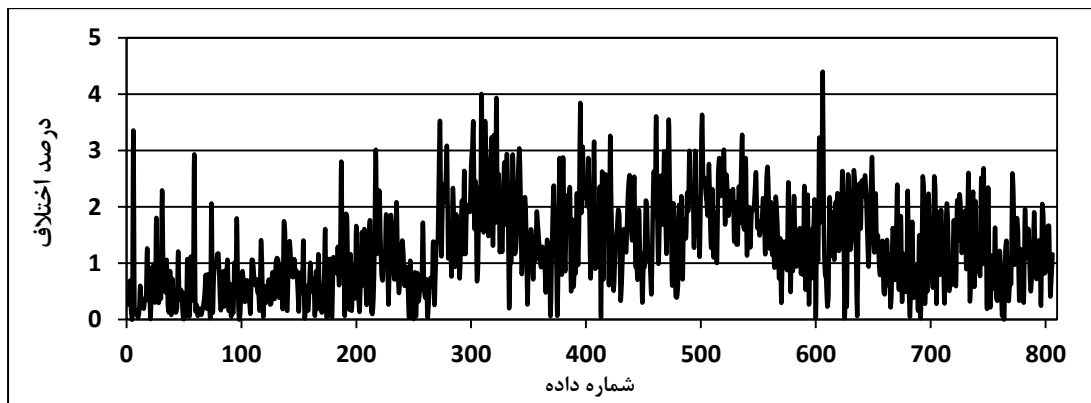
۳-۷-۳ توان خالص تولید شده توسط نیروگاه

همانطور که در بخش قبلی نیز بدان اشاره شد، به منظور ساده سازی روابط، جهت انتقال و تبدیل توان، ضریبی ثابت به عنوان بازده تبدیل و انتقال توان در نظر گرفته شد. ثابت در نظر گرفتن این ضریب، یکی از علل اختلاف میان نتایج شبیه سازی و توان خالص ثبت شده در نیروگاه می‌باشد. شکل ۳-۱۱ نتایج حاصل از برنامه شبیه‌ساز در مقابل داده‌های ثبت شده در محل نیروگاه را نشان می‌دهد.



شکل ۱۱-۳: مقایسه توان تولیدی توربین مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی

با مقایسه میان نتایج حاصل از برنامه شبیه ساز و داده های ثبت شده در محل نیروگاه، اختلاف در حداکثر مقدار، ۴/۴ درصد بدست آمد. شکل ۳-۱۲، درصد اختلاف میان نتایج را نشان می دهد.

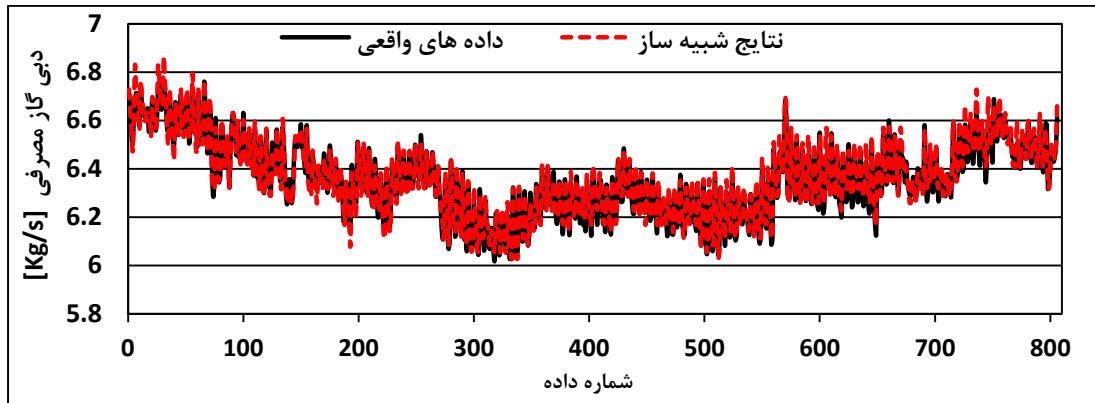


شکل ۱۲-۳: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در توان تولیدی توربین

۳-۷-۴ میزان مصرف سوخت (گاز طبیعی)

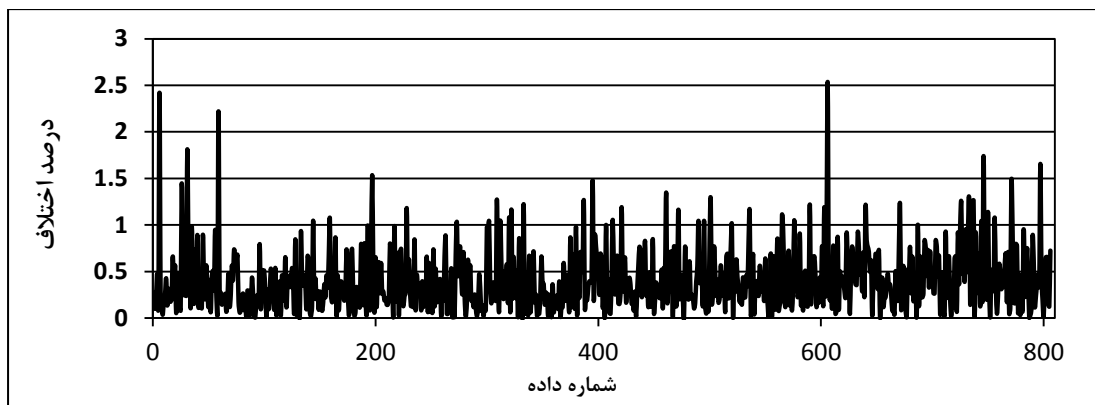
سوخت مصرفی در نیروگاه در ساعات مختلف روز تنها یکبار و در ساعت ۲۱ شب توسط سیستم کنترل توربین اندازه گیری و ثبت می شود. جهت بدست آوردن سوخت مصرفی توسط توربین در سایر ساعات روز و در هر ماه به طور جداگانه از برآورد خطی استفاده گردیده است که نسبت به میزان دقیق مصرف سوخت دارای اندکی اختلاف خواهد بود.

شکل ۳-۱۳ نتایج حاصل از برنامه را در برابر داده های برآورد شده در مورد میزان سوخت مصرف شده در نیروگاه نشان می دهد.



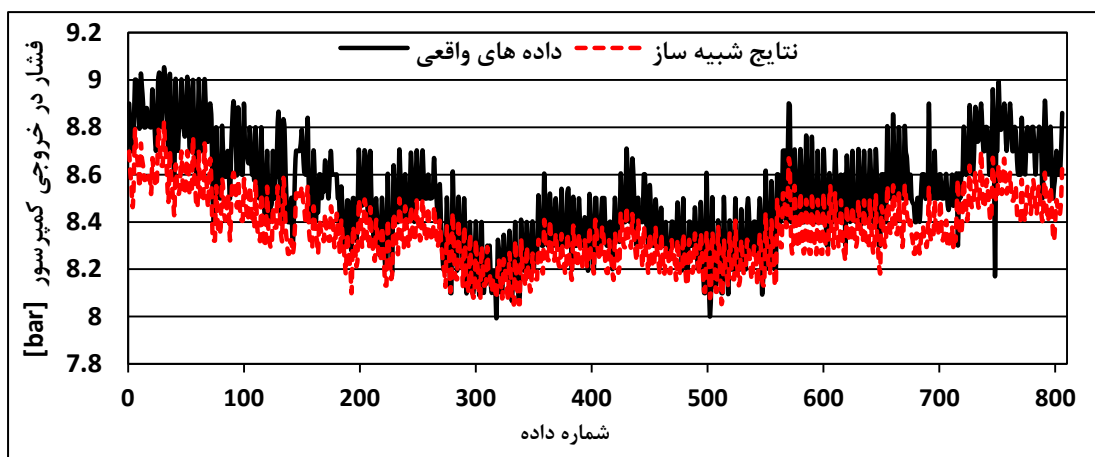
شکل ۳-۱۳: مقایسه دبی گاز مصرفی توربین مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی

شکل ۳-۱۴، درصد اختلاف میان نتایج در مورد میزان گاز مصرفی در نیروگاه را نشان می دهد.



شکل ۳-۱۴: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در دبی گاز مصرفی توربین

۳-۷-۵ فشار هوای خروجی از کمپرسور

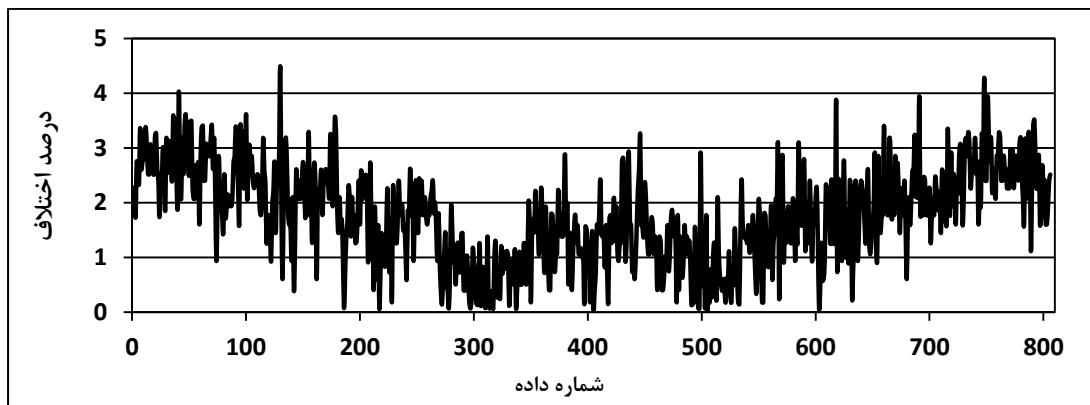


شکل ۳-۱۵: مقایسه فشار هوای خروجی از کمپرسور مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی

شکل ۳-۱۵ مقایسه میان نتایج حاصل از برنامه شبیه ساز و داده های واقعی ثبت شده در مورد فشار

هوای خروجی از کمپرسور را نشان می دهد.

در شکل ۳-۱۶، درصد اختلاف میان داده‌های ثبت شده در نیروگاه و نتایج برنامه شبیه ساز، بر حسب درصد نشان داده شده است. مقایسه میان نتایج، حداکثر اختلاف ۴/۵ درصدی را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۱۶: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در فشارهای خروجی از کمپرسور

در جدول زیر خلاصه بررسی‌ها و مقایسه‌ها، در حالت تمام‌بار به صورت آماری ارائه گردیده است.

جدول ۳-۲: خلاصه آماری مقایسه میان نتایج در حالت کارکرد تمام بار

واریانس	میانگین اختلاف %	حداکثر اختلاف %	حداقل اختلاف %	
۰/۱۱۸	۰/۴۸	۲/۲۲	۰/۰۱۸	دمای هوای خروجی از کمپرسور
۰/۷۶۷	۱/۷۶	۴/۵	۰/۰۶۸	فشار هوای خروجی از کمپرسور
۰/۰۶۶	۰/۲۵۴	۲/۲۸	۰/۰۰۱۵	دمای خروجی از اگزوز
۰/۶۹	۱/۲۷۷	۴/۳۹	۰/۰۰۸۵	توان خالص تولیدی
۰/۱۱	۰/۴	۲/۵۳	۰/۰۰۴۲	دبی گاز مصرفی

قیاس میان نتایج حاصل از برنامه شبیه ساز و داده‌های واقعی ثبت شده در محل نیروگاه، در حالت تمام‌بار و همچنین بررسی متوسط اختلاف و انحراف از میانگین داده‌ها، موید تطبیق مناسب میان نتایج است.

۳-۸ مقایسه میان نتایج واقعی و نتایج برنامه شبیه ساز در حالت نیمه بار

شبیه سازی عملکرد توربین گازی در حالت نیمه بار نسبت به حالت تمام بار دارای پیچیدگی و دشواری های خاصی است. از آنجائیکه نیروگاه گازی فولاد مبارکه در طول روز ۸ ساعت را در حالت نیمه بار به تولید توان می پردازد، لذا بررسی عملکرد توربین در این شرایط کاری، دارای اهمیت خواهد بود. به علت محدودیت فنی موجود از لحاظ عدم هماهنگی میان ظرفیت ژنراتور و حداکثر ظرفیت تولیدی توربین، توان تولیدی توسط نیروگاه در ماه های سرد سال در ۱۰۰ مگاوات محدود می گردد بنابراین می توان عملکرد توربین در ماه های سرد سال را نیز در حالت نیمه بار بررسی نمود.

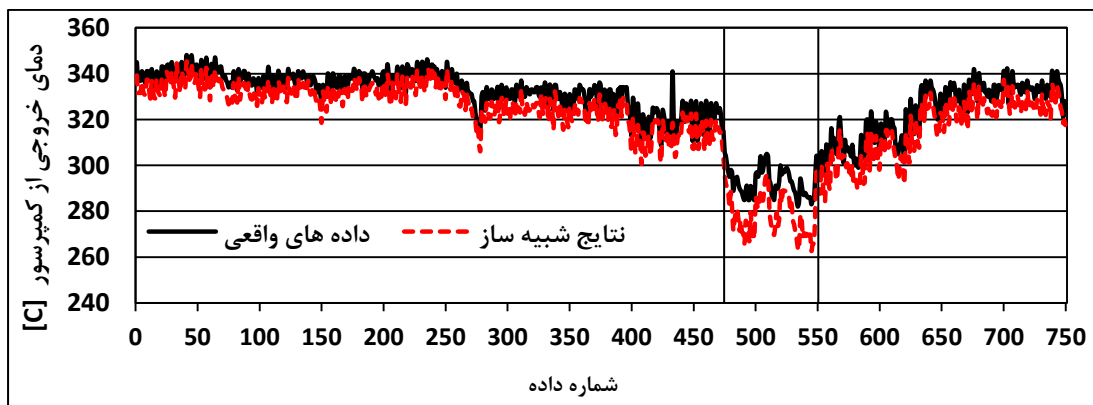
با مقایسه میان نتایج حاصل از برنامه شبیه ساز با داده های ثبت شده در محل نیروگاه، برای ۷۵۰ مورد در حالت نیمه بار، نتایج زیر حاصل گردید.

۳-۸-۱ دمای هوای فشرده خروجی از کمپرسور

شکل ۳-۱۷، داده های واقعی و نتایج حاصل از شبیه ساز، در مورد دمای هوای فشرده خروجی از کمپرسور را نشان می دهد. محدوده نشان داده شده مربوط به ماه های سرد سال می باشد. ملاحظه می شود در این حالت اختلاف میان نتایج افزایش داشته است که این اختلاف ناشی از کاهش بیش از اندازه دمای هوای ورودی می باشد که در این حالت توربین برای جلوگیری از پدیده یخ زدگی از مکانیزم ضد یخ زدگی (anti icing) استفاده می نماید به نحوی که با برگشت مقداری از هوای فشرده خروجی از کمپرسور به ورودی کمپرسور، از پدیده یخ زدگی در کمپرسور جلوگیری به عمل می آورد. در این حالت و در اثر اجرای این مکانیزم، دمای ورودی با دمای محیط که به عنوان ورودی برنامه می باشد متفاوت خواهد بود. در حالت نیمه بار به علت کاهش نسبت فشار تولیدی توسط کمپرسور، بازده پلی تروپیک نسبت به حالت تمام بار اندکی کاهش می یابد اما از آنجائیکه برای ساده سازی مدل در حالت نیمه بار فرض گردیده که بازده پلی تروپیک کمپرسور نسبت به حالت تمام بار تغییری نداشته باشد، بنابراین اختلاف میان نتایج در این بخش نسبت به حالت تمام بار افزایش نشان می دهد.

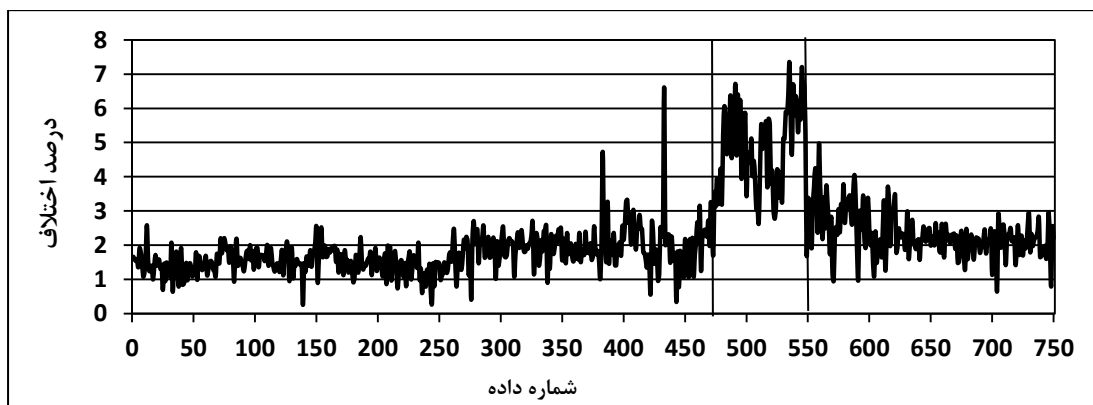
بدین ترتیب مقایسه میان داده‌های واقعی ثبت شده در محل نیروگاه و نتایج حاصل از شبیه ساز در حالت نیمه‌بار بدون در نظر گرفتن عملکرد سیستم ضد یخزدگی توربین، به صورت نشان داده شده در شکل ۳-۱۷، خواهد بود.

در کلیه نمودارهای این بخش، خطوط مشکی توپر، داده های ثبت شده در محل نیروگاه و خطوط قرمز خط چین نتایج حاصل از برنامه شبیه ساز را در شرایط برابر نشان می‌دهند.



شکل ۳-۱۷: مقایسه دمای خروجی از کمپرسور مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی در حالت نیمه بار

با توجه به نمودار زیر، مقایسه میان نتایج حداکثر اختلاف ۷/۳۴ درصدی را نشان می‌دهد که مربوط به ماه‌های سرد می باشد. در سایر شرایط تطبیق مناسبی میان نتایج مشاهده می‌شود.



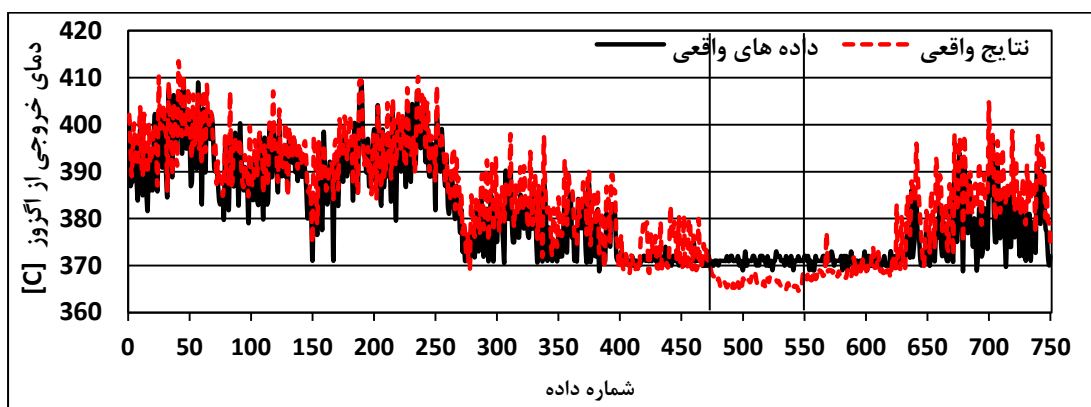
شکل ۳-۱۸: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در دمای هوای خروجی از کمپرسور در حالت نیمه بار

همانطور که در پیش اشاره شد، به علت نحوه عملکرد مکانیزم ضد یخزدگی توربین در فصل زمستان، اختلاف میان نتایج حاصل از شبیه‌سازی و داده‌های واقعی افزایش خواهد داشت که این موضوع در

شکل ۳-۱۸ نشان داده شده است. در توان‌های بالاتر در فصل زمستان نیز این اختلاف مشاهده می‌شود.

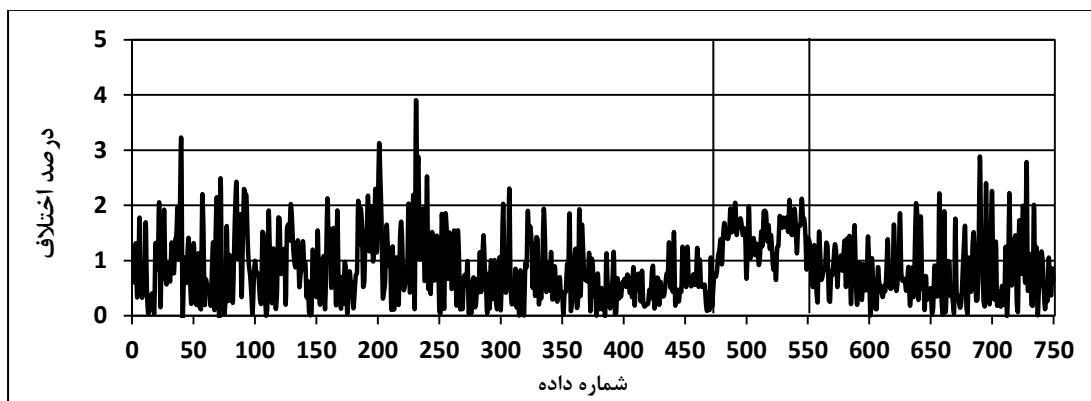
۳-۸-۲ دمای گازهای خروجی از توربین

شکل ۳-۱۹، مقایسه میان داده‌های واقعی و نتایج برنامه شبیه ساز در مورد دمای گازهای خروجی از توربین را نشان می‌دهد. در این نمودار نیز عملکرد سیستم ضد یخ زدگی باعث ایجاد اختلاف میان نتایج در فصل زمستان گشته است. در سایر موارد تطبیق مناسبی میان نتایج مشاهده می‌شود.



شکل ۳-۱۹: مقایسه دمای خروجی از اگزوز مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی در حالت نیمه بار

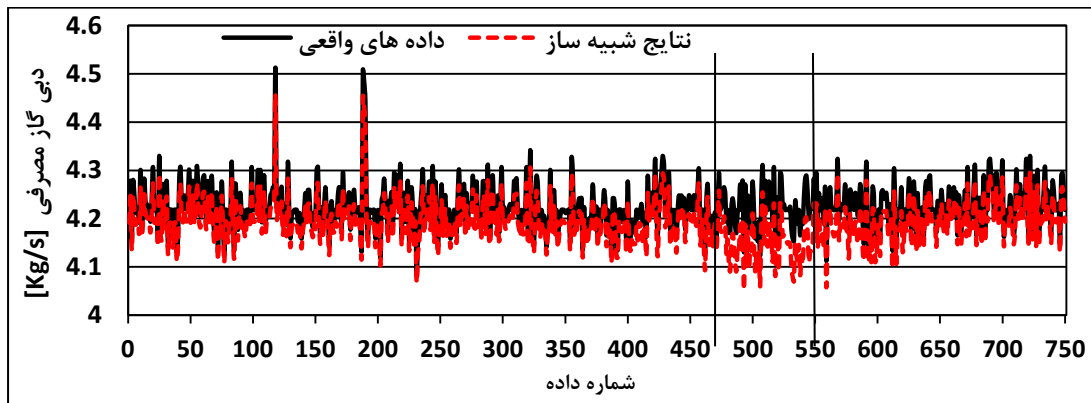
شکل ۳-۲۰ مقایسه میان نتایج حاصل از برنامه شبیه ساز و داده‌های ثبت شده در نیروگاه را نشان می‌دهد. همانطور که از نمودار نیز مشخص است حداکثر اختلاف $3/846$ درصدی تنها در یک مورد مشاهده می‌گردد که بیانگر تطبیق مناسب میان نتایج می‌باشد.



شکل ۳-۲۰: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در دمای خروجی اگزوز در حالت نیمه بار

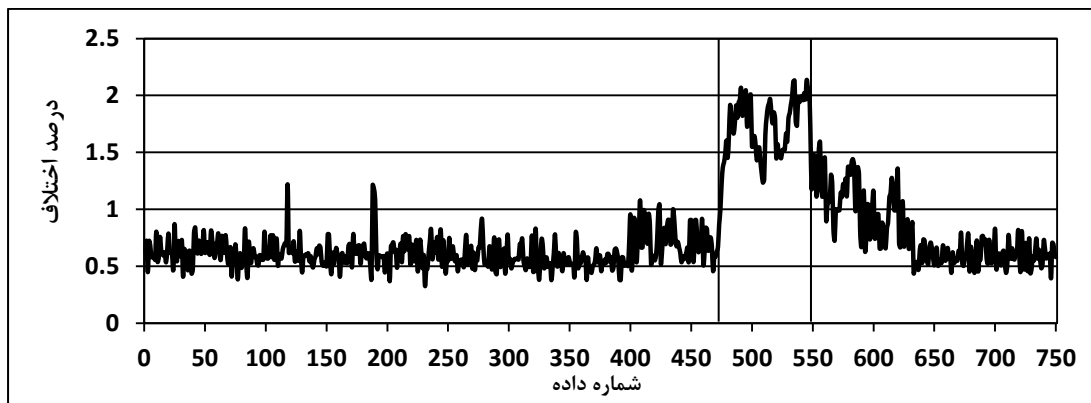
۳-۸-۳ میزان مصرف سوخت (گاز طبیعی)

شکل ۳-۲۱ مقایسه میان نتایج حاصل از برنامه شبیه ساز و داده های ثبت شده در مورد مصرف گاز طبیعی در نیروگاه، در حالت نیمه بار را نشان می دهد. در عمده نقاط به غیر از محدوده نشان داده شده که مربوط به عملکرد در فصل زمستان می باشد، تطبیق مناسبی میان نتایج مشاهده می گردد.



شکل ۳-۲۱: مقایسه دبی گاز مصرفی توربین مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی در حالت نیمه بار

در شکل ۳-۲۲، مقایسه میان نتایج حاصل از برنامه شبیه ساز و برآورد دبی سوخت مصرفی توربین، و درصد اختلاف میان نتایج نشان داده شده است. نمودار حداکثر اختلاف ۱/۵۸ درصدی در محدوده مربوط به ماه های سرد سال را نشان می دهد.

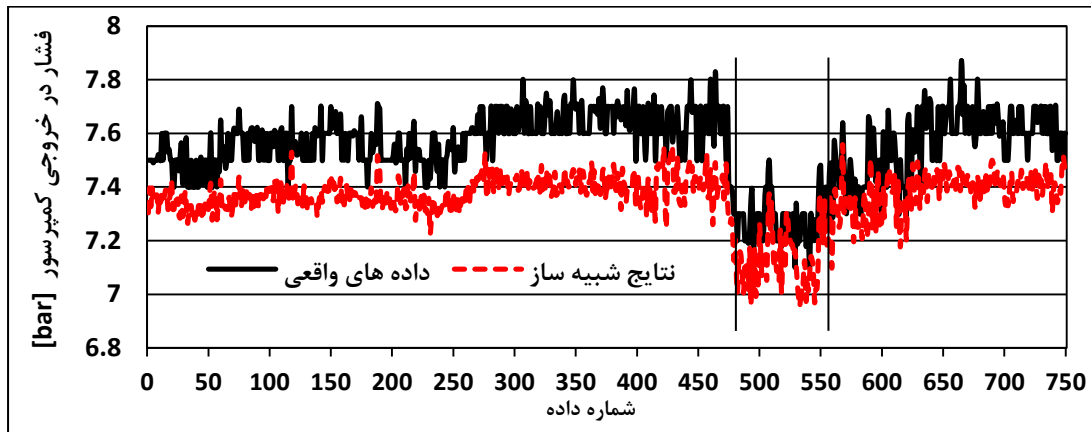


شکل ۳-۲۲: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در دبی سوخت در حالت نیمه بار

در شکل ۳-۲۲، ملاحظه می شود در ماه های سرد سال، اختلاف میان نتایج در مورد میزان سوخت مصرفی توربین افزایش یافته است. از دلایل این افزایش اختلاف می توان به کاهش ارزش حرارتی سوخت مصرفی نیروگاه و همچنین نحوه عملکرد توربین در دماهای پایین اشاره نمود.

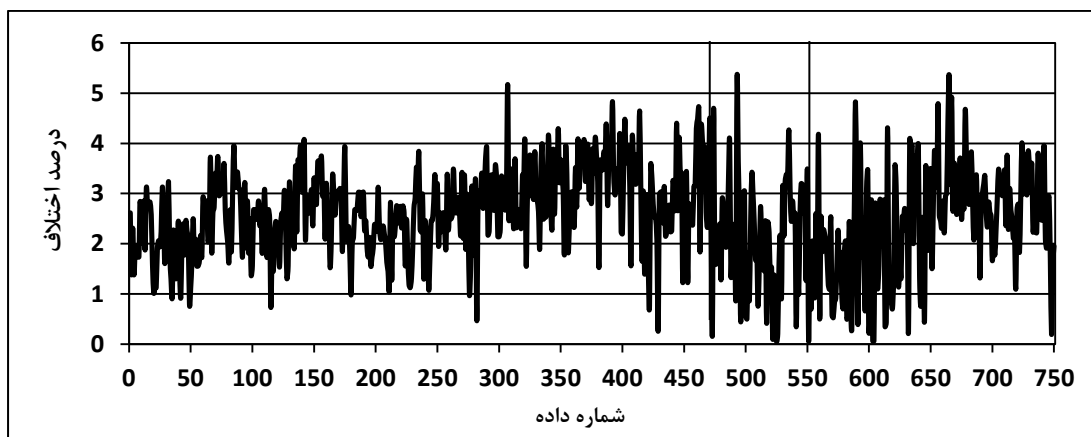
۳-۸-۴ فشار هوای خروجی از کمپرسور

در شکل ۳-۲۳ مقایسه میان نتایج در مورد فشار هوای خروجی از کمپرسور در حالت نیمه بار نشان داده شده است. بررسی‌ها در این مورد تطبیق مناسبی میان نتایج را نشان می‌دهند.



شکل ۳-۲۳: مقایسه فشار هوای خروجی از کمپرسور مابین نتایج شبیه ساز و داده های واقعی در حالت نیمه بار

در شکل ۳-۲۴ درصد اختلاف میان نتایج نشان داده شده است. مقایسه نتایج در مورد فشار هوای خروجی از کمپرسور، حداکثر اختلاف ۵/۳ درصدی را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۲۴: درصد اختلاف میان نتایج واقعی و شبیه ساز در فشار خروجی کمپرسور در حالت نیمه بار

قیاس میان نتایج حاصل از برنامه شبیه ساز و داده‌های واقعی ثبت شده در محل نیروگاه، همچنین بررسی متوسط اختلاف و انحراف از میانگین داده‌ها، در حالت نیمه بار، تطبیق مناسب میان نتایج را تصدیق می‌نمایند.

در جدول زیر خلاصه بررسی های آماری در حالت نیمه بار و در ماه های سرد سال ارائه گردیده است.

جدول ۳-۳: خلاصه آماری مقایسه میان نتایج در حالت کارکرد نیمه بار در ماه های سرد

واریانس	میانگین اختلاف %	حداکثر اختلاف %	حداقل اختلاف %	
۱/۳۵	۴/۹۳	۷/۳۴	۲/۶۴	دمای هوای خروجی از کمپرسور
۱/۰۸	۲/۱۱۶	۵/۳	۰/۰۵۵۳	فشار هوای خروجی از کمپرسور
۰/۰۱۰	۱/۴۷	۲/۱۲	۰/۶۴۸۱	دمای خروجی از آگزوز
۰/۰۵۲	۱/۷۵	۲/۱۳۵	۱/۲۳۳۸	دبی گاز مصرفی

در جدول زیر خلاصه بررسی های آماری در حالت نیمه بار در ماه های غیر سرد، ارائه گردیده است.

جدول ۴-۳: خلاصه آماری مقایسه میان نتایج در حالت کارکرد نیمه بار در ماه های غیر سرد

واریانس	میانگین اختلاف %	حداکثر اختلاف %	حداقل اختلاف %	
۰/۴۲۱	۱/۹	۶/۶۲	۰/۲۵۹	دمای هوای خروجی از کمپرسور
۰/۸۴۳	۲/۵۹	۵/۳۳	۰/۰۶۳۴	فشار هوای خروجی از کمپرسور
۰/۳۵۸	۰/۸۲	۳/۸۴۶	۰/۰۰۱	دمای خروجی از آگزوز
۰/۰۴۱۶	۰/۶۷	۱/۵۸۶	۰/۳۲۸	دبی گاز مصرفی

با توجه به نتایج بدست آمده که در بخش های قبلی بدان اشاره گردید می توان بیان نمود که در حالت کلی، مقایسه نتایج حاصل از برنامه شبیه ساز و داده های ثبت شده در محل نیروگاه، در هر دو حالت تمام بار و نیمه بار با توجه به فرضیات صورت گرفته، تطبیق مناسب میان نتایج را نشان می دهند. بدین ترتیب می توان در ادامه تاثیر تغییرات در شرایط هوای ورودی به کمپرسور، تغییر عوامل دخیل در عملکرد توربین و همچنین تاثیر بکارگیری راهکارهای افزایش راندمان و توان توربین را به کمک برنامه شبیه ساز و از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک با اطمینان ودقت مناسبی برآورد نمود.

فصل چهارم

بررسی تاثیر عوامل محیطی و سطوح بار متفاوت

بر عملکرد توربین گازی

۴-۱ تحلیل عملکرد توربین گازی در شرایط محیطی و سطوح بار متفاوت

در این فصل به بررسی عوامل موثر بر عملکرد توربین گازی از منظر قوانین اول و دوم ترمودینامیک پرداخته خواهد شد.

قانون اول ترمودینامیک به بیان کمیت انرژی می‌پردازد و امکان پذیر بودن و نبودن فرآیندها را تایید می‌نماید. این در حالیست که قانون دوم ترمودینامیک علاوه بر آنکه امکان‌پذیر بودن و یا نبودن فرآیند در یک جهت مشخص را تایید می‌نماید، کیفیت تبدیل انرژی را نیز در کنار کمیت آن مشخص می‌نماید. بررسی عملکرد سیستم از منظر قانون اول ترمودینامیک با استفاده از برنامه شبیه‌ساز که در فصل گذشته به طور مفصل بدان پرداخته شد امکان پذیر است.

با استفاده از برنامه شبیه‌ساز که در متن آن از بالانس جرم و انرژی در نقاط مختلف سیکل استفاده شده است می‌توان توربین گازی را از منظر قانون اول ترمودینامیک به طور کامل مورد تحلیل قرار داد. از مهمترین پارامترهایی که توسط برنامه شبیه‌ساز قابل محاسبه بوده و در تحلیل عملکرد توربین گازی دارای اهمیت می‌باشد می‌توان به راندمان ایزنتروپیک توربین و کمپرسور، راندمان کلی سیکل و نرخ حرارت اشاره نمود.

قانون اول ترمودینامیک، انرژی‌های مختلف را فقط از لحاظ کمی ارزیابی می‌نماید. از دیدگاه قانون اول، ۱۰۰ کیلو ژول گرما، با ۱۰۰ کیلو ژول کار، ارزش یکسانی دارد این در حالیست که در عمل، کل انرژی گرمایی قابل تبدیل شدن به کار نیست. قانون اول ترمودینامیک هیچگونه محدودیتی در مورد جهت عبور کار و گرما قائل نیست. با ارائه قانون دوم ترمودینامیک، این کاستی‌ها رفع شده است به گونه‌ای که قانون دوم ترمودینامیک قادر است مسیر جلوروی واکنش‌ها، فرآیندها و همچنین مقدار تلفات سیکل را پیشگویی نماید. نتیجه مستقیم استفاده از قانون دوم، منجر به ارائه تحلیل انرژی‌گرید شده است که ابزاری قوی و سودمند در ارزیابی کمی و کیفی انرژی‌های موجود می‌باشد.

تحلیل انرژی با ادغام قوانین اول و دوم ترمودینامیک، این امکان را فراهم می‌آورد که روش مطلوب تحلیل سیستم‌های انرژی و همچنین شناخت واضح سطوح انرژی و فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی یک سیستم مشخص گردد.

تحلیل انرژی، بر پایه قانون اول و دوم ترمودینامیک، از اوایل قرن گذشته مورد توجه واقع شده و از سال ۱۹۳۰ میلادی، این تحلیل بسط و توسعه بیشتری نموده است. با شروع بحران انرژی در دهه ۷۰ میلادی، تحلیل انرژی در رأس تحقیقات ترمودینامیکی سه دهه اخیر قرار گرفت. برطبق قانون دوم ترمودینامیک در هر فرآیند واقعی، آنتروپی تولید شده متناسب با از دست رفتن انرژی و نابودی آن در طی فرآیند، می‌باشد. بنا بر این تعریف، انرژی حداکثر کار مفیدی است که از مقدار مشخصی از انرژی موجود یا از جریانی از مواد، حاصل می‌شود. در تحلیل انرژی، هدف اساسی تعیین محل و مقدار تولید بازگشت ناپذیری‌ها در طی فرآیندهای مختلف سیکل ترمودینامیکی و عوامل مؤثر بر تولید این بازگشت ناپذیری‌ها می‌باشد.

از این طریق، علاوه بر ارزیابی کارایی اجزای مختلف سیکل ترمودینامیکی، راه‌های افزایش راندمان سیکل نیز شناسایی می‌گردد. در تحلیل انرژی سعی می‌شود با به کارگیری همزمان قوانین اول و دوم ترمودینامیک و استفاده از محیط پیرامون به عنوان حالت مرجع، بیشترین کار ممکن در سیکل، بدست آید. تحلیل انرژی شامل دو مرحله اساسی می‌باشد

مرحله اول، شناسایی و بررسی فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی سیستم بر پایه تعیین اتلافات انرژی با نوشتن موازنه انرژی در قسمت‌های مختلف سیستم و مرحله دوم، تعیین بیشترین اصلاحات ممکن در سیستم بر پایه مفاهیم اتلافات انرژی اجتناب پذیر و اتلافات انرژی اجتناب ناپذیر است [۳۵].

کمترین میزان انرژی در سیستم طی فرآیندی که نمی‌توان با تکنیک‌های موجود و ملاحظات اقتصادی مانع نابودی آن شد، اتلافات انرژی اجتناب ناپذیر می‌نامند. با این تعریف، اتلافات انرژی قابل اجتناب، بیشترین پتانسیل بهینه شدن فرآیند را مشخص می‌سازد. بنابراین یک سیستم، بسرعت

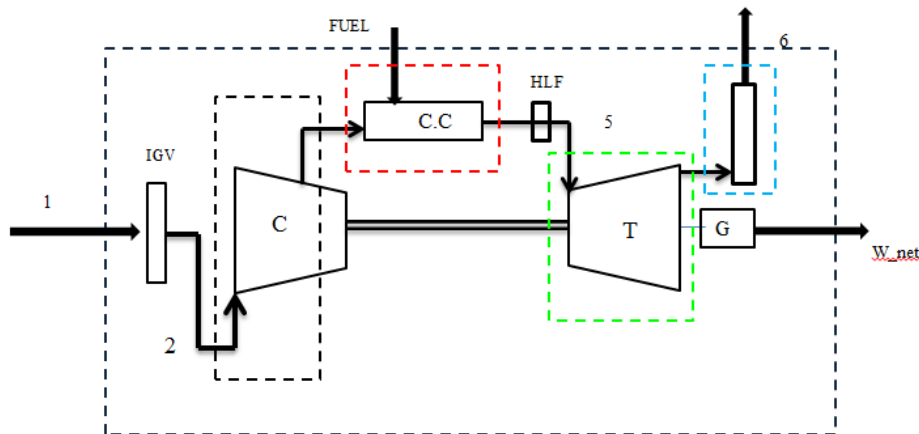
توسط اصول تحلیل اگزرژی تحلیل می‌گردد و نیز فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی و بیشترین اصلاحات ممکن، مشخص می‌گردند.

۲-۴ روابط اساسی در تحلیل اگزرژی توربین گازی

تحلیل اگزرژی از یک سری مفاهیم و روابط اساسی بدست آمده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک برای تجزیه و تحلیل سیستم‌ها استفاده می‌کند.

در یک توربین گازی، همانند سایر سیستم‌های حرارتی، با مشخص بودن پارامترهای اصلی شامل دما، فشار، آنتالپی و آنترپی جریان، در نقاط مختلف سیکل امکان محاسبه بازگشت ناپذیری‌ها و همچنین میزان تخریب اگزرژی و محاسبه راندمان اگزرژی توربین در بخش‌ها و نقاط مختلف سیکل امکان پذیر خواهد بود.

جهت تحلیل اگزرژی در یک توربین گازی، مجموعه توربین را مطابق با شکل ۴-۱ به چهار بخش عمده تقسیم بندی نموده و هر بخش را به طور جداگانه و در نهایت کل توربین گازی را به عنوان یک سیستم تولید توان از دیدگاه اگزرژی مورد تحلیل قرار خواهیم داد.



شکل ۴-۱: شماتیک توربین گازی به همراه بخش‌های تفکیک شده جهت تحلیل اگزرژی

توربین گازی یک ماشین جریانی است، بگونه‌ای که جریان هوا ابتدا در نقطه ۱ وارد کمپرسور می‌شود و در نهایت در نقطه ۶، جریان محصولات احتراق که از مجموع جریان هوا و جریان سوخت ورودی به محفظه احتراق تشکیل می‌گردد از طریق دودکش خارج می‌شود.

به طور کلی در غیاب اثرات هسته‌ای، مغناطیسی، الکتریکی و کشش سطحی، بالانس انرژی برای یک حجم کنترل در حالت جریان پایدار به صورت زیر می‌باشد [۳۶].

$$\begin{aligned}\dot{E}_D &= \sum_i \dot{E}_i - \sum_e \dot{E}_e + \sum_j \dot{E}_q - \dot{E}_w \\ &= \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j + \sum_i (\dot{m}_i e_i) - \sum_e (\dot{m}_e e_e) - \dot{W}_{c.v}\end{aligned}\quad (1-4)$$

در رابطه بالا \dot{E}_D نشان دهنده میزان تخریب انرژی، \dot{E}_q انرژی مربوط به انتقال حرارت، \dot{E}_w انرژی مربوط به کار انجام شده، \dot{E}_i انرژی مربوط به جریان ورودی و \dot{E}_e انرژی مربوط به جریان خروجی می‌باشد.

انرژی انتقال یافته از مرز حجم کنترل، با نادیده گرفتن تاثیرات انرژی جنبشی و پتانسیل در هر نقطه، از رابطه زیر قابل محاسبه خواهد بود.

$$\dot{E} = \dot{E}^{ph} + \dot{E}^{ch} \quad (2-4)$$

در این رابطه \dot{E}^{ch} نشاندهنده انرژی شیمیایی و \dot{E}^{ph} نشاندهنده انرژی فیزیکی جریان می‌باشد. انرژی فیزیکی جریان در واحد جریان جرم، از رابطه زیر قابل محاسبه خواهد بود.

$$e^{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3-4)$$

اندیس صفر در روابط فوق نشاندهنده حالت مرجع می‌باشد.

حالت مرجع حالتی است که در آن سیستم با محیط اطراف از هر لحاظ دارای تعادل می‌باشد و معمولاً شرایط محیط اطراف به عنوان شرایط مرجع در نظر گرفته می‌شود.

با مشخص شدن انرژی در نقاط مختلف سیکل یک توربین گازی، منطبق با شکل ۴-۱، امکان محاسبه تلفات انرژی، نسبت انرژی تخریب شده به کل انرژی در اختیار و همچنین راندمان انرژی که از مهمترین مشخصه‌ها برای تحلیل سیستم‌های تولید توان و بخصوص تجهیزات و بخش‌های مختلف یک توربین گازی می‌باشند، میسر خواهد گشت.

۴-۲-۱ کمپرسور

محاسبه بازده اگزرژی، تخریب اگزرژی و همچنین نسبت تخریب اگزرژی در یک کمپرسور از روابط زیر امکانپذیر است.

تخریب اگزرژی

با توجه به شکل ۴-۱ و با استفاده از رابطه ۴-۴ میزان تخریب اگزرژی در کمپرسور به صورت زیر قابل محاسبه خواهد بود.

$$\dot{E}_{D-comp} = \dot{E}_2 + \dot{W}_{comp} - \dot{E}_3 \quad (4-4)$$

اندیس‌های مورد استفاده در روابط فوق و همچنین روابط بعدی به نقاط شماره گذاری شده در شکل ۴-۱ اشاره دارند.

بازده اگزرژی

هدف از استفاده کمپرسور در سیکل توربین گازی، ایجاد اختلاف اگزرژی مابین جریان ورودی و خروجی از کمپرسور با صرف اگزرژی ورودی که به صورت توان انتقال یافته به کمپرسور هست می‌باشد. بنابراین بازده اگزرژی در کمپرسور از رابطه زیر قابل محاسبه خواهد بود.

$$\epsilon_{comp} = \frac{\dot{E}_{comp}^p}{\dot{E}_{comp}^s} = \frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_2}{\dot{W}_{comp}} \quad (5-4)$$

نسبت تخریب اگزرژی

این نسبت از تقسیم تخریب اگزرژی در کمپرسور به کل اگزرژی در اختیار نیروگاه بدست می‌آید.

$$y_{comp}^D = \frac{\dot{E}_{D-comp}}{\dot{E}_{total}^S} = \frac{\dot{E}_2 + \dot{W}_{comp} - \dot{E}_3}{\dot{E}_{fuel} + \dot{E}_1} \quad (6-4)$$

۴-۲-۲ محفظه احتراق

تخریب اگزرژی

$$\dot{E}_{D-comb} = \dot{E}_3 + \dot{E}_{fuel} - \dot{E}_4 \quad (7-4)$$

در رابطه ۴-۷، \dot{E}_{fuel} نشاندهنده اگزرژی مربوط به سوخت مصرفی در محفظه احتراق می‌باشد.

جهت محاسبه اگزرژی شیمیایی برای سوخت‌های هیدروکربنی می‌توان از رابطه تجربی زیر بهره برد. این رابطه برای سوخت‌های هیدروکربنی گازی با فرمول C_nH_m ارائه گردیده است و با تقریب خوبی برای گاز طبیعی نیز قابل استفاده است.

$$\zeta = 1.033 + 0.0169 \frac{m}{n} - \frac{0.0698}{n} \quad (۸-۴)$$

در این رابطه، $\zeta = \dot{E}_{fuel}/LHV$ می‌باشد.

بازده اگزرژی

$$\epsilon_{comb} = \frac{\dot{E}_{comb}^p}{\dot{E}_{comb}^s} = \frac{\dot{E}_4}{\dot{E}_3 + \dot{E}_{fuel}} \quad (۹-۴)$$

نسبت تخریب اگزرژی

$$y_{comb}^D = \frac{\dot{E}_{D-comp}}{\dot{E}_{total}^s} = \frac{\dot{E}_3 + \dot{E}_{fuel} - \dot{E}_4}{\dot{E}_{fuel} + \dot{E}_1} \quad (۱۰-۴)$$

۴-۲-۴ توربین

تخریب اگزرژی

$$\dot{E}_{D-turb} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6 - \dot{W}_{turb} \quad (۱۱-۴)$$

بازده اگزرژی

$$\epsilon_{turb} = \frac{\dot{E}_{turb}^p}{\dot{E}_{turb}^s} = \frac{\dot{W}_{turb}}{\dot{E}_5 - \dot{E}_6} \quad (۱۲-۴)$$

نسبت تخریب اگزرژی

$$y_{turb}^D = \frac{\dot{E}_{D-turb}}{\dot{E}_{total}^s} = \frac{\dot{E}_5 - \dot{E}_6 - \dot{W}_{turb}}{\dot{E}_{fuel} + \dot{E}_1} \quad (۱۳-۴)$$

۴-۲-۴ کل نیروگاه

چنانچه کل توربین گازی را به عنوان یک سیستم در نظر بگیریم آنگاه هدف اصلی این سیستم، تولید توان خالص با صرف توان حاصل از سوخت که از بیرون تزریق می‌گردد خواهد بود. لذا بدین ترتیب بازده اگزرژی کل سیکل نیروگاه از رابطه ۴-۱۴ قابل محاسبه خواهد بود.

$$\epsilon_{cycle} = \frac{\dot{E}_{cycle}^p}{\dot{E}_{cycle}^s} = \frac{W_{net}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_{fuel}} \quad (14-4)$$

اگر چنانچه اگزرژی مربوط به دود خروجی از توربین‌های گازی مدار باز را به عنوان اگزرژی تلف شده در نظر بگیریم، نسبت تخریب اگزرژی در اگزوز از رابطه زیر قابل محاسبه است.

$$y_{exhaust}^D = \frac{\dot{E}_{D-exhaust}}{\dot{E}_{total}^S} = \frac{\dot{E}_6}{\dot{E}_{fuel} + \dot{E}_1} \quad (15-4)$$

نسبت تخریب اگزرژی در کل نیروگاه از مجموع نسبت تخریب اگزرژی در بخش‌های مختلف سیکل و از رابطه ۴-۱۶ بدست خواهد آمد.

$$y_{total}^D = y_{comp}^D + y_{comb}^D + y_{turb}^D + y_{exhaust}^D \quad (16-4)$$

با مشخص شدن دو خاصیت اصلی مربوط به سیال عامل، شامل دما و فشار در نقاط مختلف سیکل، و با استفاده از روابط ترمودینامیکی و محاسبه آنتالپی و آنتروپی نقاط متناظر در سیکل و همچنین استفاده از روابط اشاره شده در این بخش، امکان تحلیل سیکل توربین گازی از منظر قانون دوم ترمودینامیک و اگزرژی میسر خواهد گشت.

نرم‌افزارهای مناسبی جهت محاسبات خواص ترمودینامیکی مربوط به گازها موجود است که از مناسبترین آن‌ها می‌توان به نرم‌افزار EES اشاره نمود.

به منظور تحلیل عملکرد توربین گازی از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک و در شرایط متفاوت، در این بخش با استفاده از برنامه شبیه‌ساز که در فصل گذشته اعتبار آن از لحاظ تطابق میان نتایج و داده‌های واقعی ثبت شده در محل نیروگاه به طور کامل مورد ارزیابی قرار گرفت، پارامترهای اساسی مربوط به توربین گازی مجتمع فولاد مبارکه به عنوان یک نمونه عملی، در نقاط مختلف سیکل محاسبه شده و عملکرد این توربین از لحاظ قانون اول ترمودینامیک در بخش‌های مختلف و در کل سیکل مورد ارزیابی قرار خواهد گرفت. در ادامه و با استفاده از داده‌های بدست آمده از برنامه شبیه‌ساز و به کمک نرم‌افزار EES، آنتالپی و آنتروپی نقاط مختلف سیکل محاسبه و در نهایت سیکل توربین گازی از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک و اگزرژی مورد تحلیل قرار خواهد گرفت.

۴-۳ بررسی تاثیر عوامل محیطی بر عملکرد توربین گازی

یکی از معایب توربین‌های گازی، تاثیرپذیری زیاد آنها نسبت به تغییرات شرایط محیطی می‌باشد. کارخانجات سازنده توربین‌های گازی، معمولاً عملکرد توربین را در شرایط محیطی ایزو اعلام می‌نمایند این در حالیست که عمدتاً توربین‌های گازی در شرایط محیطی غیر ایزو بکار گرفته می‌شوند. از جمله عوامل محیطی موثر بر عملکرد توربین می‌توان به فشار، دما و رطوبت نسبی هوای محیط اشاره نمود. عوامل محیطی با ایجاد تاثیر در دانسیته هوای ورودی، دبی جرمی هوای ورودی و در نتیجه توان و بازده سیکل را تحت تاثیر قرار می‌دهند.

افزایش ارتفاع از سطح دریاهاى آزاد موجب کاهش فشار هوای محیط شده و در نتیجه در حجم ثابت و دمای برابر با دمای هوا در شرایط ایزو، مقدار کمتری هوا به درون کمپرسور مکش می‌یابد که نتیجه آن کاهش توان تولیدی توربین و کاهش بازده کلی سیکل نسبت به حالت ایزو خواهد شد.

در محل نصب توربین گازی معمولاً فشار هوای محیط در طول سال تغییر چندانی نمی‌نماید و عمدتاً از تغییرات ناچیز فشار در طول سال و تاثیر آن بر عملکرد توربین گازی چشم پوشی می‌شود.

رطوبت هوا نیز بر چگالی جریان هوا تاثیر گذار است. هوای خشک به نسبت هوای مرطوب دارای چگالی بیشتری است بنابراین افزایش رطوبت می‌تواند موجب کاهش توان تولیدی نیروگاه گردد. افزایش میزان رطوبت هوا می‌تواند در کنترل آلاینده‌های خروجی از اگزوز و کنترل دمای گازهای خروجی از محفظه احتراق موثر باشد. جهت جلوگیری از پیچیدگی محاسبات معمولاً سیال عامل در سیکل توربین گازی به صورت هوای خشک در نظر گرفته می‌شود و از تاثیر تغییرات رطوبت بر عملکرد توربین گازی چشم‌پوشی می‌گردد. بنابراین در این بخش از میان سه فاکتور دما، فشار و رطوبت نسبی هوا، تنها تاثیر عامل تغییر دما در دو حالت تمام‌بار و نیمه‌بار مورد بررسی قرار گرفته است که به نتایج حاصل از این بررسی در ادامه گزارش پرداخته خواهد شد.

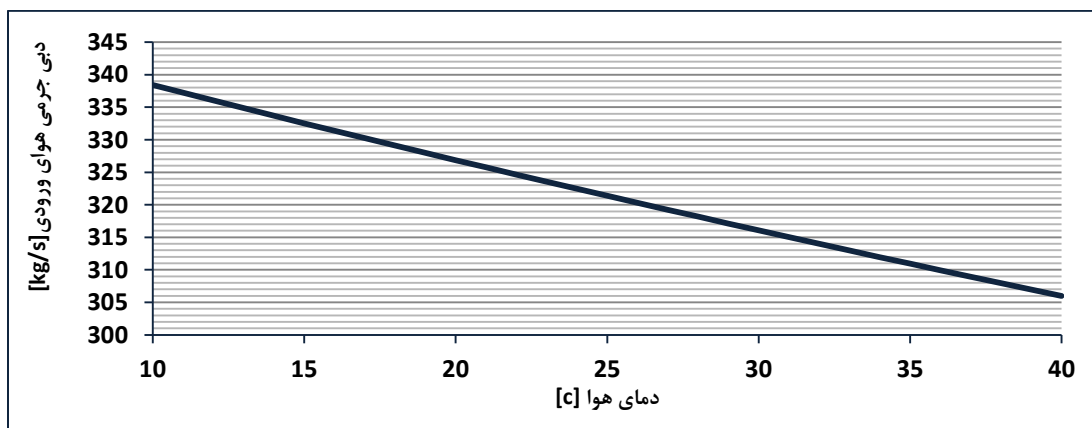
۴-۴ بررسی تاثیر تغییرات دمای محیط بر عملکرد توربین در حالت تمام بار

به منظور بررسی تاثیر تغییر دمای هوای محیط بر عملکرد توربین گازی، در این بخش از بررسی‌ها به کمک برنامه شبیه‌ساز، با فرض ثابت ماندن فشار محیطی، بدون در نظر گرفتن عامل رطوبت، دمای هوا را از ۱۰ درجه تا ۴۰ درجه سانتیگراد تغییر داده و تاثیر این تغییر، بر عملکرد توربین گازی مجتمع فولاد مبارکه، از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک در حالت تمام بار نشان داده خواهد شد. لازم به توضیح است، فرضیات صورت گرفته جهت شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی فولاد مبارکه همان فرضیات اشاره شده در فصل گذشته می‌باشد.

۴-۴-۱ دبی جرمی هوا ورودی به کمپرسور

توربین گازی یک سیستم تولید توان در حجم ثابت می‌باشد. با افزایش دمای هوای محیط و ثابت ماندن فشار هوا، در یک حجم ثابت، دانسیته جریان هوا کاهش یافته و در نتیجه دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور کاهش خواهد یافت.

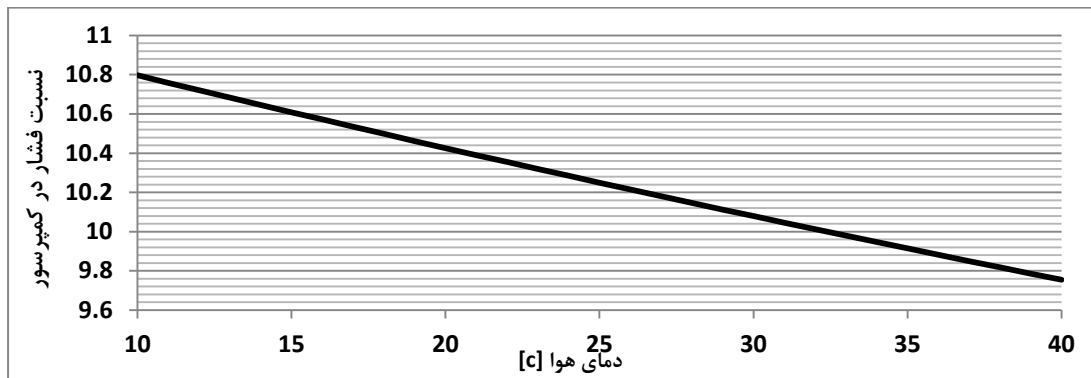
در شکل ۲-۴ تغییرات دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور، در مقابل تغییرات دمای هوای محیط در توربین گازی مجتمع فولاد مبارکه نشان داده شده است. بررسی‌ها نشان می‌دهند که به ازای ۱ درجه سانتیگراد افزایش در دمای هوای محیط، دبی هوای ورودی به کمپرسور به طور متوسط تا ۰/۳۲ درصد کاهش خواهد یافت.



شکل ۲-۴: تغییرات دبی جرمی هوای ورودی در مقابل تغییرات دمای هوای محیط

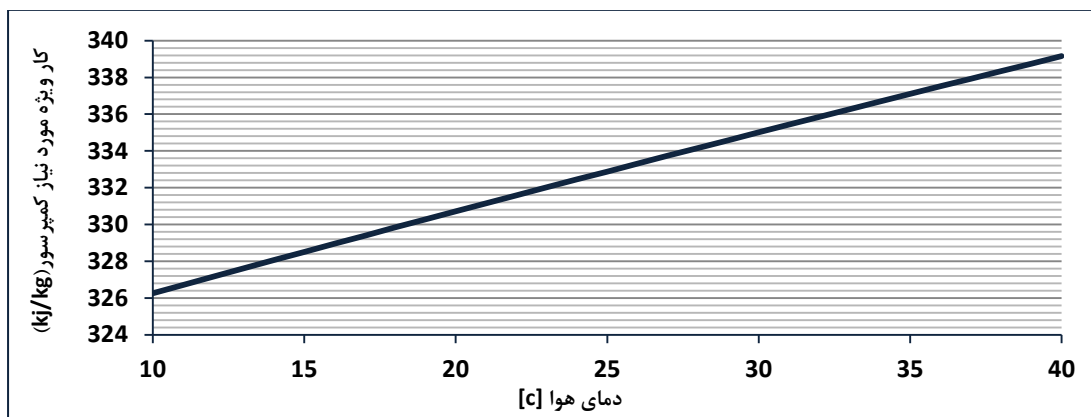
۲-۴-۴ کمپرسور

با افزایش دمای هوای محیط، نسبت فشار تولید شده توسط کمپرسور کاهش یافته، در نتیجه آن توان مورد نیاز کمپرسور کاهش یافته ولی کار ویژه مورد نیاز کمپرسور افزایش خواهد یافت.



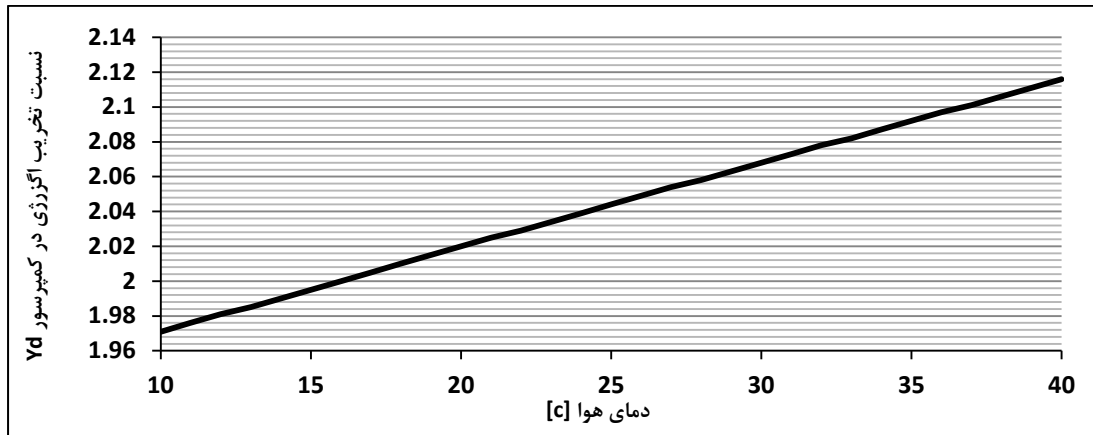
شکل ۳-۴: تغییرات نسبت فشار تولید شده در کمپرسور در مقابل تغییرات دمای هوای محیط

بررسی‌ها در این بخش نشان می‌دهند که به ازای هر ۱ درجه سانتیگراد افزایش در دمای هوای محیط، توان مصرفی کمپرسور به میزان ۰/۲ درصد کاهش و کار ویژه مورد نیاز کمپرسور به میزان ۰/۱۳ درصد افزایش خواهد داشت.



شکل ۴-۴: تغییرات کار ویژه مورد نیاز کمپرسور در مقابل تغییرات دمای هوای محیط

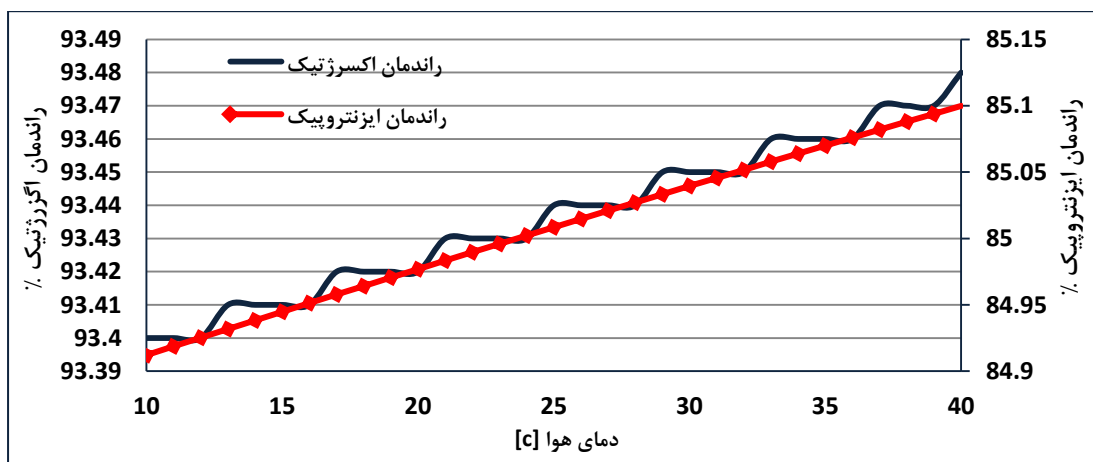
در شکل ۵-۴ نسبت تخریب اگزورژی در کمپرسور به کل اگزورژی در اختیار نشان داده شده است. همانطور که از نمودار نیز مشهود است با افزایش دمای هوای محیط در حالت کارکرد تمام بار، علیرغم کاهش تخریب اگزورژی در کمپرسور، نسبت تخریب اگزورژی در کمپرسور افزایش نشان می‌دهد.



شکل ۴-۵: تغییرات نسبت تخریب آگرژی در کمپرسور در مقابل تغییرات دمای هوای محیط

بررسی‌ها در مورد کمپرسور نشان می‌دهند که چنانچه دمای هوای محیط ۱ درجه سانتیگراد افزایش یابد تخریب آگرژی در کمپرسور به میزان ۰/۲۳ درصد کاهش می‌یابد این در حالیست که در این حالت به طور متوسط نسبت تخریب آگرژی در کمپرسور به آگرژی کلی در اختیار، ۰/۲۴ درصد افزایش خواهد یافت.

شکل ۴-۶ تغییرات راندمان ایزنتروپیک و همچنین راندمان آگرژی تیک کمپرسور در مقابل تغییرات دمای هوای محیط را نشان می‌دهد. در این نمودار محور اول، تغییرات راندمان ایزنتروپیک و محور دوم تغییرات راندمان آگرژی تیک کمپرسور را نشان می‌دهند. از آنجائیکه در حالت تمام بار با افزایش دمای هوای محیط نسبت فشار کمپرسور کاهش می‌یابد، هردو راندمان ایزنتروپیک و آگرژی تیک کمپرسور با افزایش دمای هوای محیط در این حالت، روندی افزایشی از خود نشان می‌دهند.

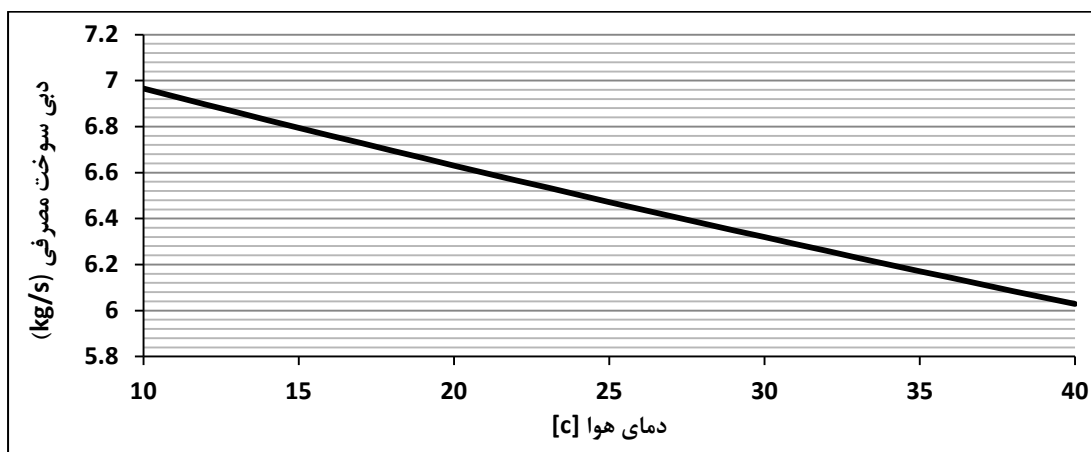


شکل ۴-۶: تغییرات راندمان آگرژی تیک و ایزنتروپیک کمپرسور در مقابل افزایش دمای هوای محیط

بررسی‌ها نشان می‌دهند که با افزایش ۱ درجه سانتیگراد به دمای هوای محیط، بازده ایزنتروپیک کمپرسور به میزان ۰/۰۰۷ درصد و بازده اگزرتیک کمپرسور نیز به طور متوسط به میزان ۰/۰۰۲۸ درصد افزایش خواهند داشت که بسیار جزئی بوده و قابل چشم‌پوشی می‌باشد.

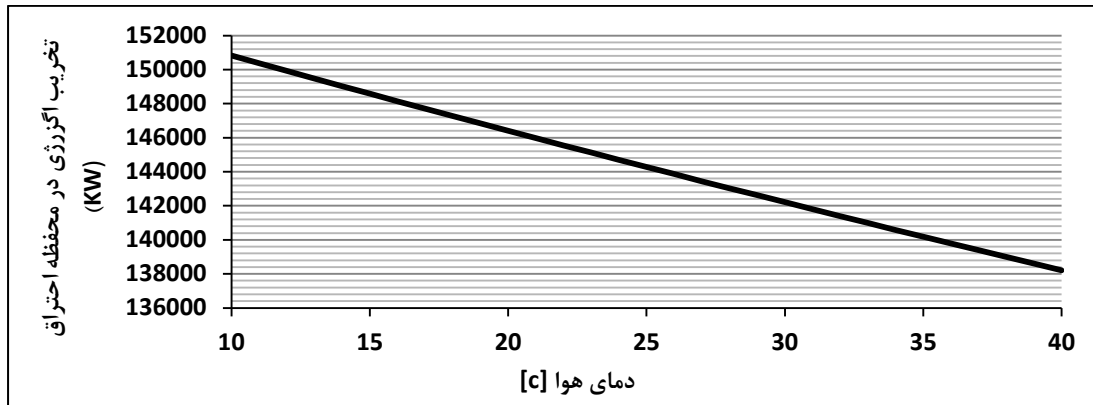
۳-۴-۴ محفظه احتراق

در حالت تمام‌بار، با افزایش دمای هوای محیط، به علت محدودیت‌های تکنولوژیکی مربوط به ساختمان پره‌های توربین و لزوم کنترل دمای گازهای ورودی به توربین، مصرف سوخت کاهش خواهد یافت. محاسبات نشان می‌دهند که با افزایش ۱ درجه سانتیگراد در دمای هوای محیط، دبی سوخت مصرفی به طور متوسط و در حدود ۰/۴۵ درصد کاهش خواهد یافت. شکل ۴-۷ نتایج تغییرات دبی سوخت مصرفی در نیروگاه، در مقابل تغییرات دمای هوای محیط در حالت تمام بار را نشان می‌دهد.



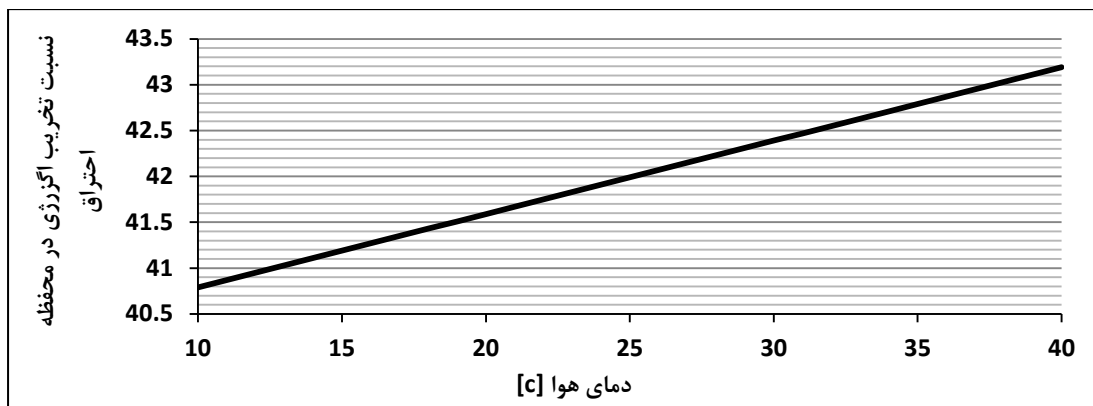
شکل ۴-۷: تغییرات دبی سوخت مصرفی در برابر تغییرات دمای هوای محیط

در محفظه احتراق توربین‌های گازی، به علت انجام واکنش‌های شیمیایی در محفظه احتراق، همچنین تولید آنتروپی و بازگشت ناپذیری‌های موجود، تخریب اگزرتی در این جز بیشترین مقدار را خواهد داشت [۳۷]. در محفظه احتراق با افزایش دمای هوا به میزان ۱ درجه سانتیگراد، تخریب اگزرتی در حدود ۰/۲۷ درصد کاهش، نسبت تخریب اگزرتی به میزان ۰/۱۹ درصد افزایش و راندمان اگزرتیک محفظه احتراق به میزان ۰/۰۶ درصد کاهش خواهند داشت. شکل ۴-۸ روند تغییرات میزان تخریب اگزرتی در محفظه احتراق در حالت تمام‌بار در مقابل تغییرات دمای هوا را نشان می‌دهد.



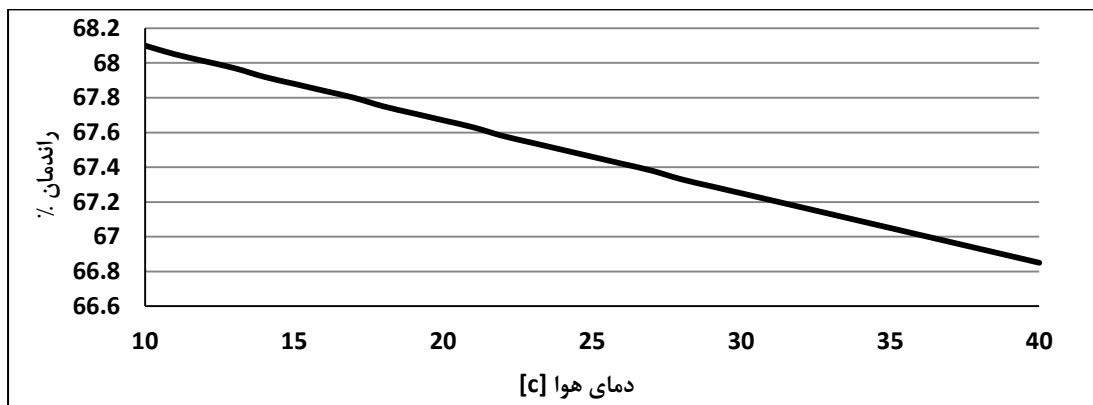
شکل ۴-۸: تغییرات تخریب انرژی در مقابل تغییرات دمای هوای محیط در محفظه احتراق

در شکل ۴-۹ تغییرات نسبت تخریب انرژی در محفظه احتراق در حالت تمام بار در برابر تغییرات دمای هوای محیط نشان داده شده است. همانطور که از نمودار نیز پیداست با افزایش دمای هوای محیط، نسبت تخریب انرژی در محفظه احتراق نیز افزایش خواهد یافت.



شکل ۴-۹: تغییرات نسبت تخریب انرژی در محفظه احتراق در مقابل تغییرات دمای هوای محیط

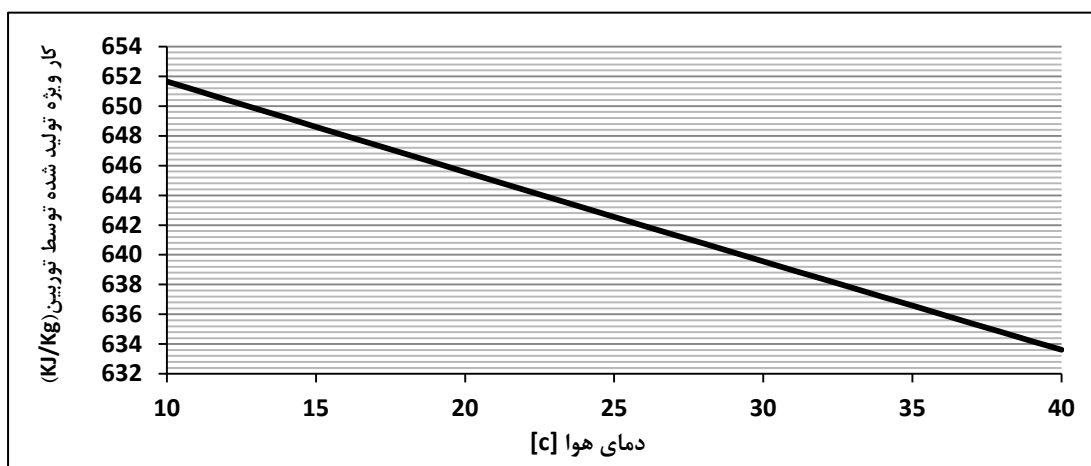
بازده انرژی در محفظه احتراق با افزایش دمای هوای محیط در حالت تمام بار کاهش خواهد یافت. این نکته در شکل ۴-۱۰ نشان داده شده است.



شکل ۴-۱۰: تغییرات بازده انرژی در محفظه احتراق در مقابل تغییرات دمای هوای محیط

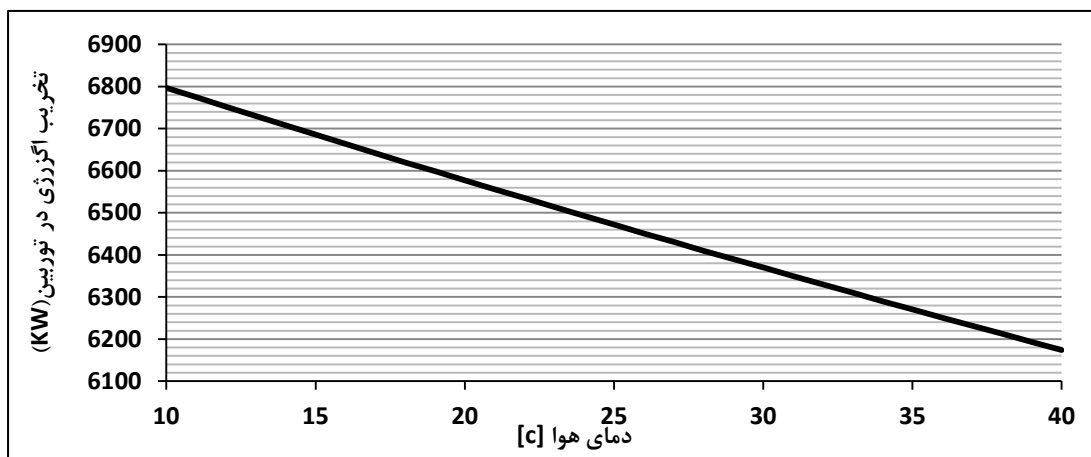
۴-۴-۴ توربین

در شکل ۱۱-۴ نحوه تغییر کار ویژه تولید شده توسط توربین در حالت تمام بار نشان داده شده است. همانگونه که از نمودار نیز مشخص می‌باشد، با افزایش دمای هوا در حالت تمام بار، کار ویژه تولید شده توسط توربین نیز کاهش خواهد یافت با کاهش کار ویژه تولید شده توسط توربین و همچنین افزایش کار ویژه مصرفی در کمپرسور در حالت تمام بار انتظار می‌رود که توان خالص تولید شده توسط توربین گازی در این حالت کاهش یابد.



شکل ۱۱-۴: تغییرات کار ویژه تولید شده توسط توربین در مقابل تغییرات دمای هوای محیط

در شکل ۱۲-۴ تغییرات تخریب آگزرژی در توربین در برابر تغییرات دمای هوا در حالت تمام بار نشان داده شده است. همانطور که از نمودار نیز پیداست در این حالت با افزایش دمای هوای محیط، تخریب آگزرژی در توربین کاهش خواهد یافت.



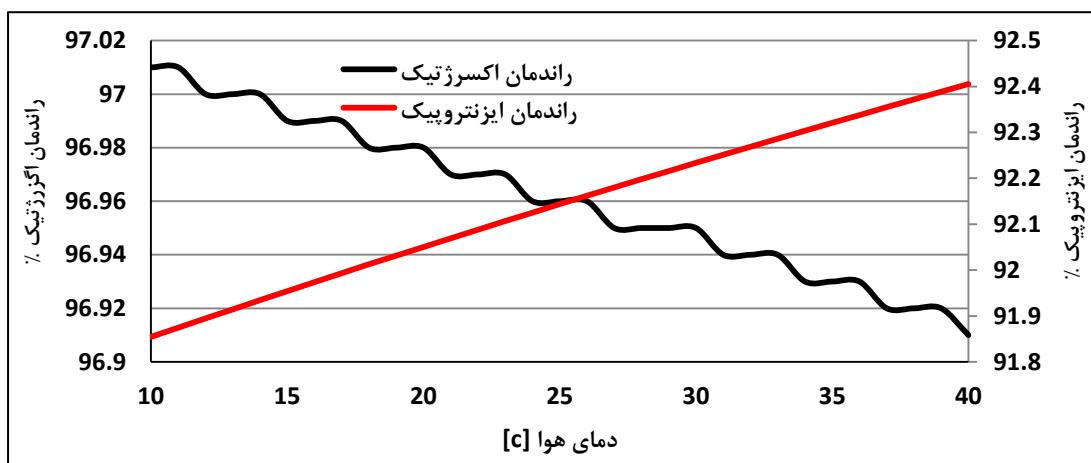
شکل ۱۲-۴: تغییرات تخریب آگزرژی در توربین در مقابل تغییرات دمای هوای محیط



شکل ۴-۱۳: تغییرات نسبت تخریب آگزژی در توربین در مقابل تغییرات دمای هوای محیط

در شکل ۴-۱۳ نشان داده شده است که علی‌رغم کاهش در میزان تخریب آگزژی در توربین، به-ازای افزایش دمای هوای محیط در حالت تمام‌بار، روند تغییر نسبت تخریب آگزژی در این حالت به صورت افزایشی خواهد بود. بررسی‌ها در مورد توربین نشان می‌دهند که با افزایش ۱ درجه سانتیگراد بر دمای هوای محیط، توان تولیدی توربین به میزان ۰/۴ درصد کاهش و همچنین تخریب آگزژی در توربین به طور متوسط به میزان ۰/۳ درصد کاهش خواهند داشت.

در شکل ۴-۱۴ تغییرات راندمان ایزنتروپیک و همچنین راندمان آگزژی در حالت تمام‌بار به ازای تغییر دمای هوای محیط نشان داده شده است. همانطور که از نمودار پیداست و بررسی‌ها نیز نشان می‌دهند، تغییرات راندمان ایزنتروپیک و آگزژی در اثر تغییر ۱ درجه سانتیگراد در دمای هوای محیط به مقدار ناچیزی خواهد بود.



شکل ۴-۱۴: تغییرات راندمان آگزژی و ایزنتروپیک توربین در مقابل افزایش دمای هوای محیط

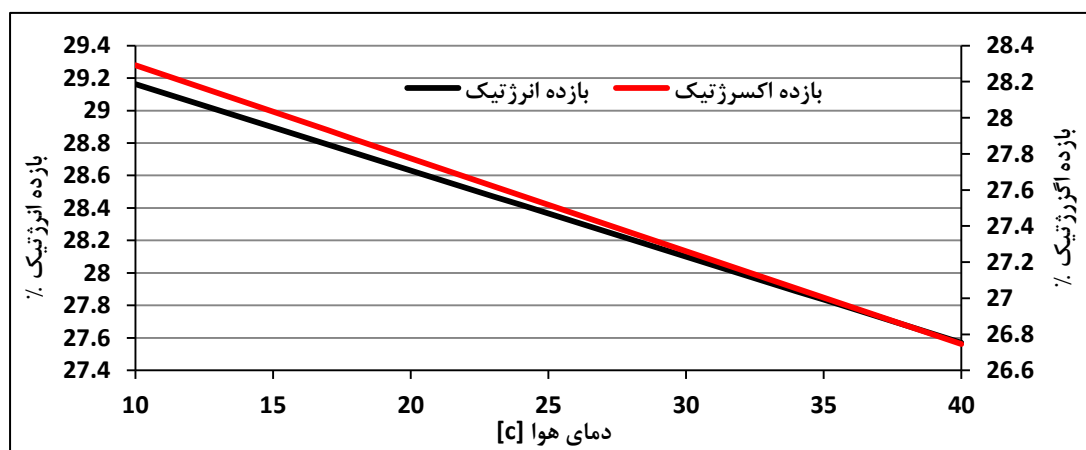
۴-۴-۵ نیروگاه

در حالت تمام بار به علت محدودیت‌های فنی به خصوص در مورد دمای گازهای ورودی به توربین، انتظار می‌رود که با افزایش دمای هوای محیط، توان خالص تولید شده توسط نیروگاه و همچنین بازده کلی سیکل کاهش یافته و نرخ حرارت نیز افزایش یابد.



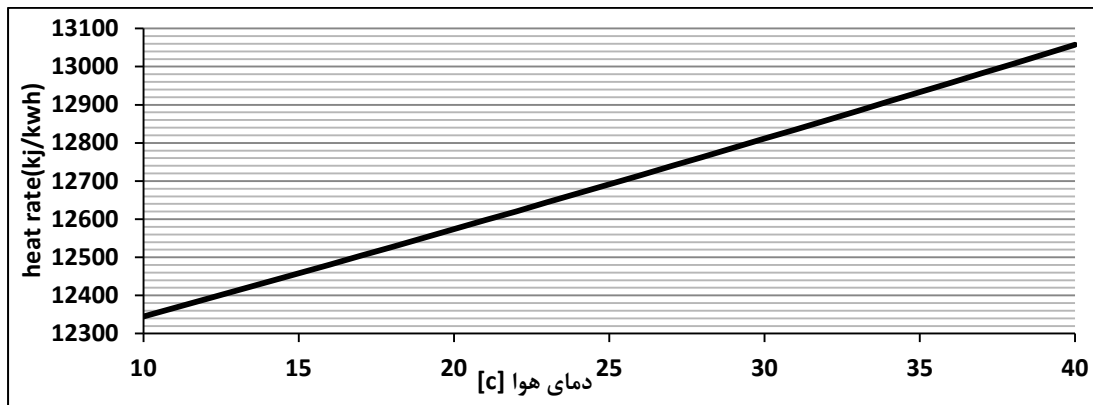
شکل ۴-۱۵: تغییرات توان خالص تولیدی در برابر تغییر دمای هوا در نیروگاه گازی فولاد مبارکه

بررسی‌ها نشان می‌دهند که به ازای هر ۱ درجه سانتیگراد افزایش در دمای هوای محیط، به طور متوسط توان خالص نیروگاه در حدود ۰/۶ درصد کاهش، بازده سیکل در حدود ۰/۱۸ درصد کاهش و نرخ حرارت در نیروگاه را به میزان ۰/۱۹ درصد افزایش خواهند داشت.



شکل ۴-۱۶: تغییرات بازده سیکل ANRZ و AKSRZ در مقابل تغییرات دمای هوا

شکل ۴-۱۷: تغییرات نرخ حرارت در مقابل تغییرات دمای هوا در حالت تمام بار را نشان می‌دهد. همانطور که از این نمودار نیز مشخص می‌شود با افزایش دمای هوا در حالت تمام بار، نرخ حرارت مصرفی در نیروگاه نیز افزایش خواهد یافت.

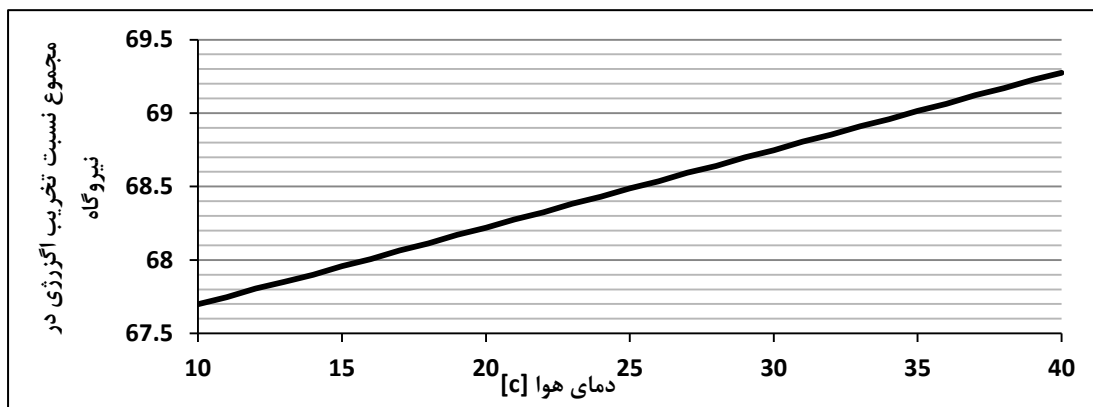


شکل ۴-۱۷: تغییرات نرخ حرارت در مقابل تغییرات دمای هوا در حالت تمام بار

همچنین بررسی‌ها نشان می‌دهند که در اثر افزایش دمای هوای محیط به میزان ۱ درجه سانتیگراد، راندمان اگزرتیک کل نیروگاه نیز به میزان ۰/۱۸ درصد کاهش یافته و مجموع نسبت تخریب اگزرتی در نیروگاه نیز در حدود ۰/۷ درصد افزایش خواهد یافت.

شکل ۴-۱۸ تغییرات کل نسبت تخریب اگزرتی در نیروگاه را در مقابل تغییرات دمای هوای

محیط نشان می‌دهد.



شکل ۴-۱۸: تغییرات کل نسبت تخریب اگزرتی در نیروگاه در مقابل تغییرات هوای محیط

همانطور که در شکل ۴-۱۸ نیز مشخص می‌باشد در حالت تمام بار با افزایش دمای هوای محیط، بازده کلی سیکل و بازده اگزرتی مجموعه توربین گازی کاهش یافته و مجموع نسبت تخریب اگزرتی افزایش خواهد یافت.

در بخش‌های پیشین اشاره شد که گاهی از توربین‌های گازی جهت تکمیل بار شبکه و یا کاربردهای دیگر، در حالت نیمه‌بار استفاده می‌شود. بنابراین بررسی عملکرد توربین گازی در شرایط محیطی

متفاوت و به ازای یک توان مورد انتظار مشخص و همچنین بررسی عملکرد توربین گازی به ازای شرایط محیطی با ثبات و سطوح بار متفاوت می‌تواند موثر باشد.

عملکرد توربین در حالت نیمه‌بار را در دو بخش متفاوت می‌توان پیگیری نمود.

۴-۵ بررسی تاثیر تغییرات دمای محیط بر عملکرد توربین در توان ثابت

جهت بررسی عملکرد توربین گازی در این وضعیت، توان خروجی و مورد انتظار از توربین در شرایط محیطی متفاوت، مقدار ثابتی در نظر گرفته شده است.

در حالت نیمه‌بار، نقش عملکرد دریچه هوای ورودی به کمپرسور در میزان و نحوه تغییر پارامترهای اساسی عملکرد توربین بسیار تاثیرگذار می‌باشد.

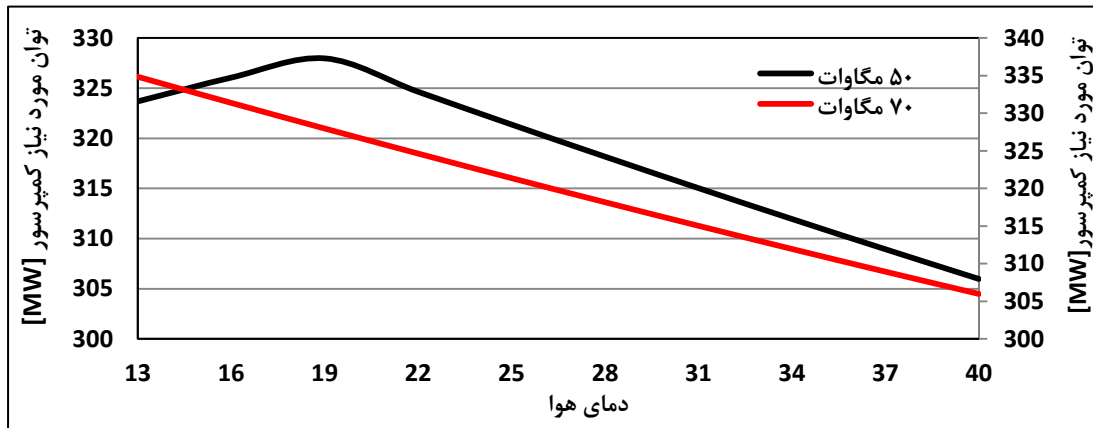
در این بخش جهت بررسی عملکرد توربین، ابتدا به کمک برنامه شبیه‌ساز، پارامترهای اساسی عملکرد توربین در حالت نیمه‌بار مشخص شده و سپس به کمک نرم‌افزار EES و با استفاده از پارامترهای بدست آمده از برنامه، عملکرد توربین گازی از دیدگاه انرژی مورد تحلیل قرار خواهد گرفت. لازم به توضیحات است که در حالت نیمه‌بار، فرضیات صورت گرفته در برنامه مشابه فرضیات صورت گرفته در حالت تمام‌بار خواهد بود.

به منظور نشان دادن تاثیر تغییرات دمای هوای محیط، بر عملکرد یک نوع توربین گازی مشخص در حالت نیمه‌بار، عملکرد توربین گازی نیروگاه مجتمع فولاد مبارکه مورد بررسی قرار گرفته است که به نتایج حاصل از بررسی‌ها در ادامه پرداخته خواهد شد.

بررسی‌ها در توان‌های ثابت مورد انتظار ۵۰ و ۷۰ مگاوات و در مقابل تغییرات دما از ۱۳ تا ۴۰ درجه سانتیگراد انجام گرفته است. توان ۵۰ مگاوات به این دلیل انتخاب گردیده است که نیروگاه گازی فولاد مبارکه در مدت ۸ ساعت در طول شبانه روز با این ظرفیت مشغول به تولید است بنابراین تعیین وضعیت توربین در این شرایط می‌تواند موثر واقع گردد.

در نمودارهای نشان داده شده در ادامه، محور اول مربوط به تغییر پارامترها در توان ۵۰ مگاوات و محور دوم مربوط تغییرات به ازای توان ۷۰ مگاوات می‌باشد.

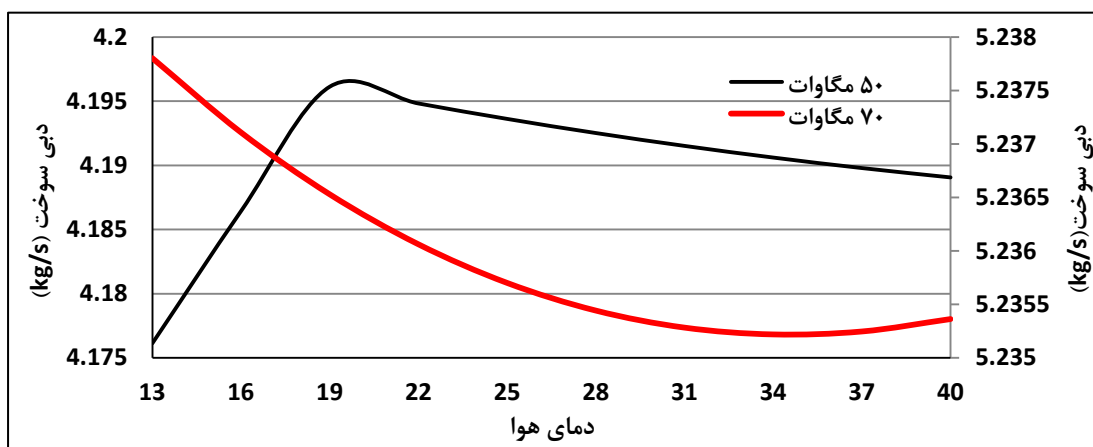
۴-۵-۱ دبی هوای ورودی به کمپرسور



شکل ۴-۱۹: تغییرات توان مصرفی در کمپرسور در برابر تغییرات دمای هوای ورودی در حالت نیمه بار

علت تفاوت در رفتار توربین گازی در دو حالت نشان داده شده در شکل ۴-۱۹، نحوه عملکرد و میزان باز بودن دریچه هوای ورودی به کمپرسور در دماهای متفاوت محیط می‌باشد. در توان ۵۰ مگاوات و در محدوده دمایی ۱۳ تا ۱۹ درجه سانتیگراد، دریچه در حال باز شدن می‌باشد. این در حالیست که از دمای هوای ۱۹ درجه سانتیگراد به بالا به علت باز بودن کامل دریچه هوای ورودی، با افزایش دمای جرمی هوای ورودی کاهش خواهد یافت. در توان ۷۰ مگاوات به علت باز بودن کامل دریچه در محدوده دمایی معین شده، با افزایش دمای هوای محیط، دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور کاهش خواهد یافت.

۴-۵-۲ دبی سوخت مصرف شده

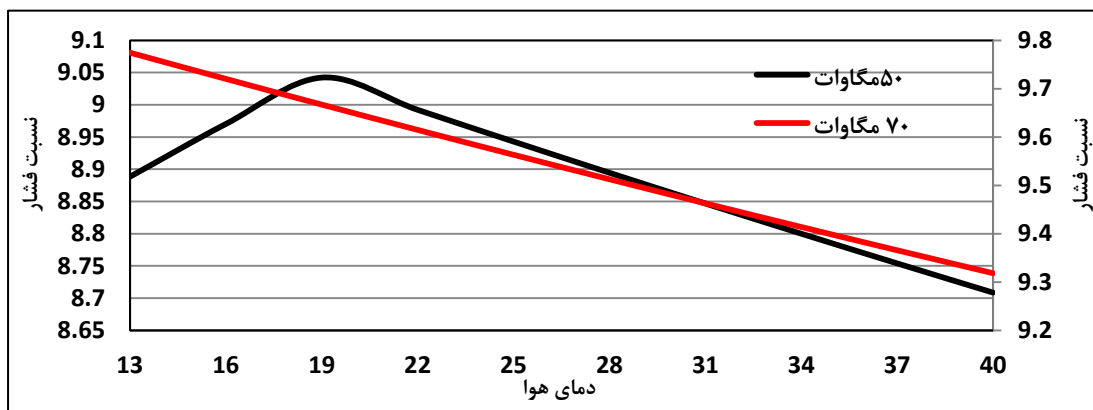


شکل ۴-۲۰: تغییرات دبی سوخت در برابر تغییرات دمای هوای ورودی در حالت نیمه بار

همانگونه که از شکل ۴-۲۰ نیز مشخص می‌باشد تغییرات دبی سوخت در حالت نیمه‌بار، به‌ازای توان‌های مختلف متفاوت خواهد بود. نکته مهم دیگری که از نمودار فوق برمی‌آید، مصرف سوخت یکسان در دو دمای هوای متفاوت در توان ثابت ۵۰ و ۷۰ مگاوات می‌باشد.

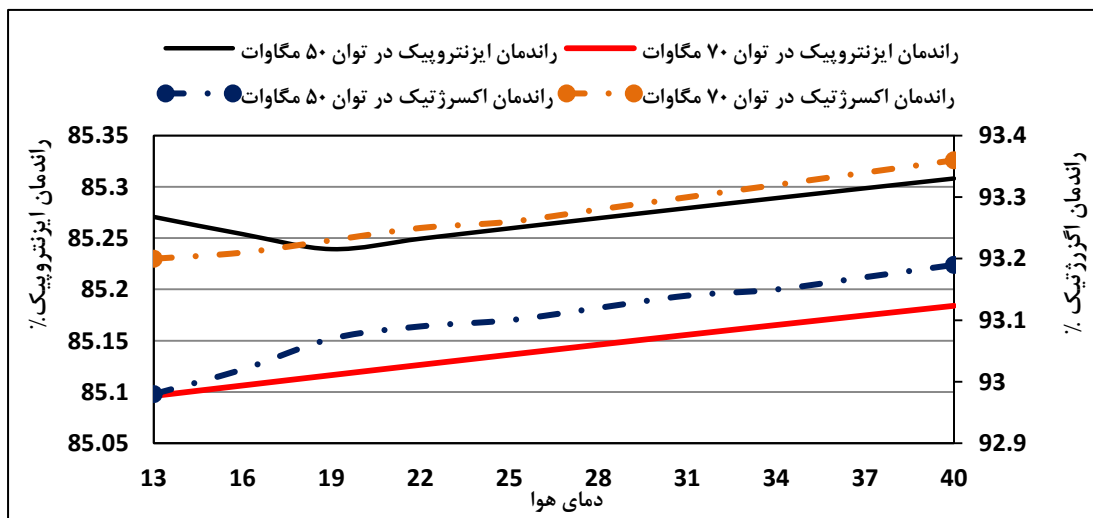
۴-۵-۳ کمپرسور

در شکل ۴-۲۱ تغییرات نسبت فشار در کمپرسور به ازای توان تولیدی ثابت و تغییرات دمای هوای محیط نشان داده شده است.



شکل ۴-۲۱: تغییرات نسبت فشار در کمپرسور در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار

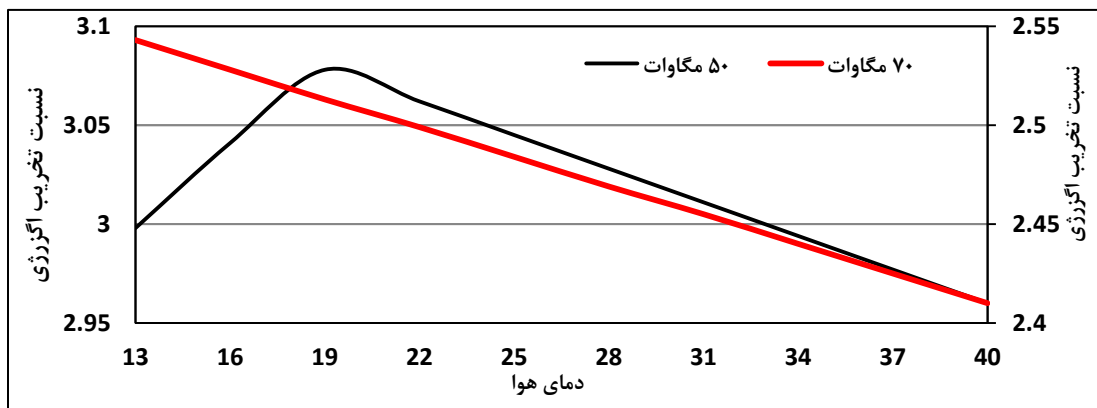
در شکل ۴-۲۲ محور اول تغییرات راندمان ایزنتروپیک و محور دوم تغییرات راندمان اگزرتیک کمپرسور را نشان می‌دهد.



شکل ۴-۲۲: تغییرات راندمان ایزنتروپیک و اگزرتیک در کمپرسور در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار

از شکل ۴-۲۲ نیز مشخص می‌باشد که با افزایش دمای هوای محیط، هم راندمان ایزنتروپیک و هم راندمان اگزرتیک کمپرسور روندی افزایشی خواهند داشت.

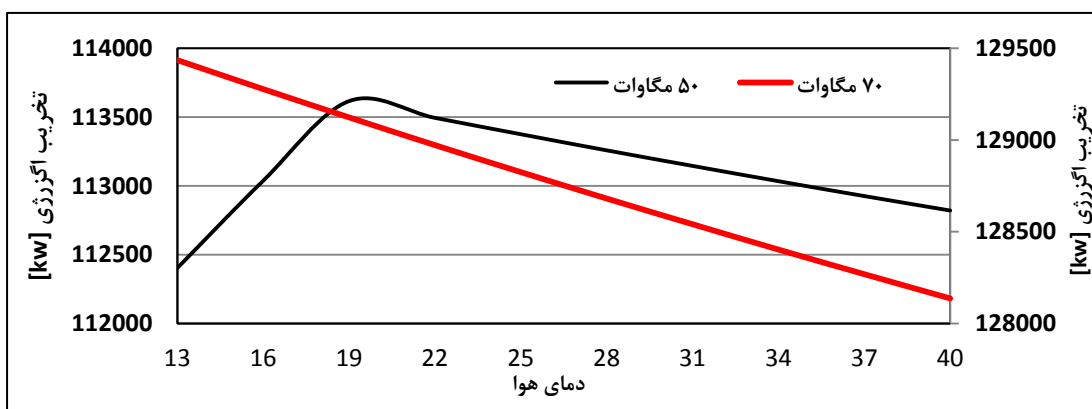
شکل ۴-۲۳ نسبت تخریب اگزرتیک در کمپرسور به کل اگزرتیک ورودی به سیکل را نشان می‌دهد. در توان ۵۰ مگاوات و در دمای نزدیک به ۱۹ درجه سانتیگراد، نسبت تخریب اگزرتیک دارای بیشترین مقدار می‌باشد. این درحالیست که روند افزایش تخریب اگزرتیک در کمپرسور به صورت یکنواخت خواهد بود.



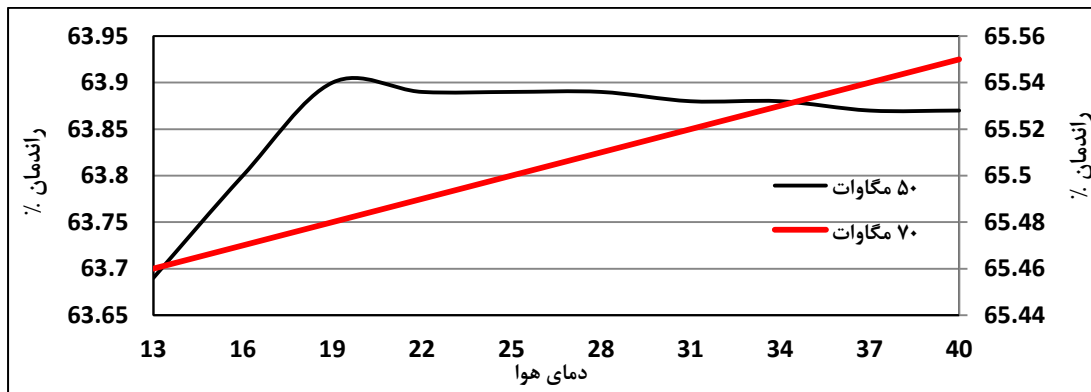
شکل ۴-۲۳: تغییرات نسبت تخریب اگزرتیک در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار

۴-۵-۴ محفظه احتراق

روند تغییر در میزان تخریب اگزرتیک در محفظه احتراق به ازای تغییر دمای هوای محیط در توان- های ثابت ۵۰ و ۷۰ مگاوات به صورت شکل ۴-۲۴ خواهد بود.



شکل ۴-۲۴: تغییرات میزان تخریب اگزرتیک در محفظه احتراق در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار

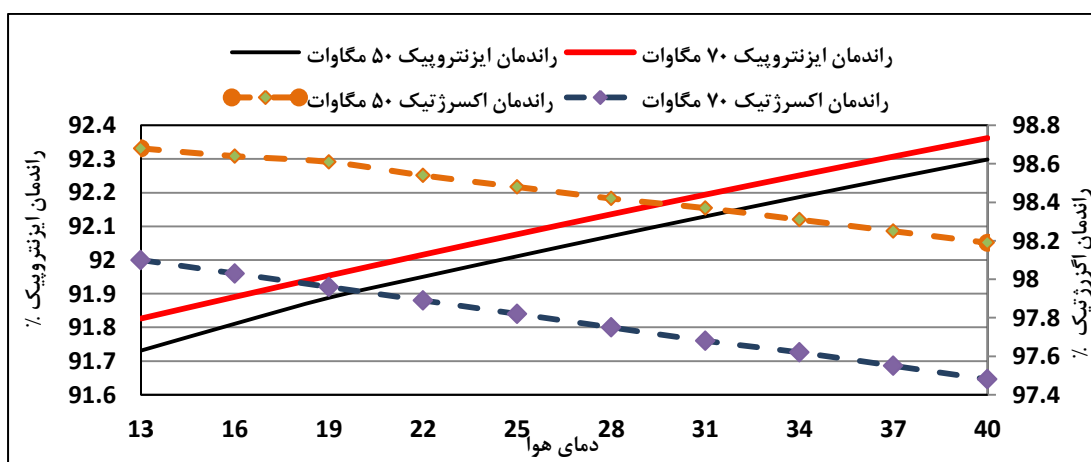


شکل ۴-۲۵: تغییرات راندمان اگزرتیک محافظه احتراق در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار

در شکل ۴-۲۵ تغییرات راندمان اگزرتیک محافظه احتراق در برابر تغییرات دمای هوای محیط به ازای توان مورد انتظار ثابت ترسیم شده است. همانطور که از نمودار بالا هم مشخص می‌باشد در توان ۵۰ مگاوات در محدوده دمایی ۱۹ درجه سانتیگراد، راندمان اگزرتیک دارای بیشترین مقدار خواهد بود.

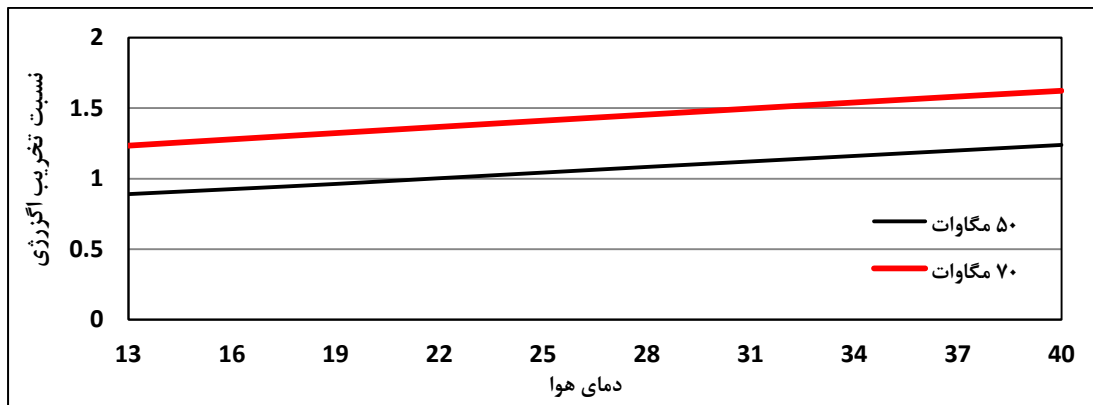
۴-۵-۵ توربین

در شکل ۴-۲۶ تغییرات راندمان اگزرتیک و ایزنتروپیک توربین به ازای تغییر دمای هوا در توان‌های ثابت ۵۰ و ۷۰ مگاوات نشان داده شده است. همانطور که از نمودار نیز مشخص می‌باشد راندمان ایزنتروپیک در توربین به ازای توان ثابت با افزایش دما روندی افزایشی خواهد داشت در حالی که بازه اگزرتیک توربین با افزایش دما روندی کاهشی نشان می‌دهد.



شکل ۴-۲۶: تغییرات راندمان اگزرتیک و ایزنتروپیک توربین در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار

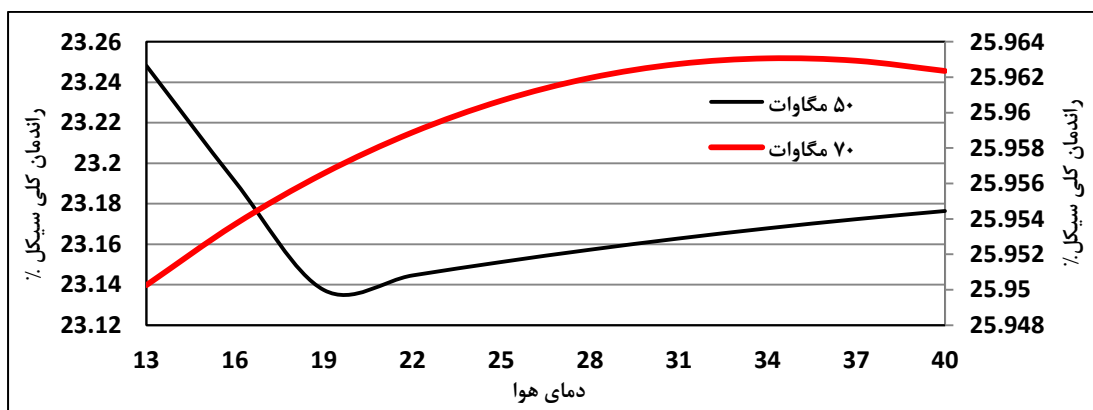
در شکل ۴-۲۷ تغییرات نسبت تخریب آگزرژی در توربین در برابر تغییرات دمای هوای محیط و در حالت نیمه بار به ازای توان‌های ثابت ۵۰ و ۷۰ مگاوات ترسیم شده است. همانطور که از نمودار نیز مشخص می‌باشد، با افزایش دمای هوا و به ازای یک توان مورد انتظار ثابت، تخریب آگزرژی در توربین افزایش خواهد یافت.



شکل ۴-۲۷: تغییرات نسبت تخریب آگزرژی در توربین در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار

۴-۵-۶ نیروگاه

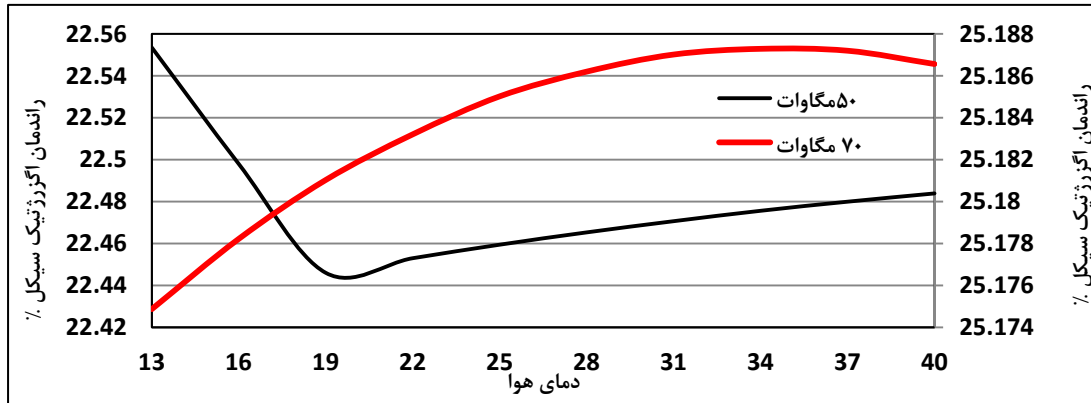
روند تغییر راندمان آگزرتیک و انرژتیک کل توربین گازی به ازای تغییر دمای هوای محیط در توان‌های ثابت ۵۰ و ۷۰ مگاوات در شکل ۴-۲۸ نشان داده شده است.



شکل ۴-۲۸: تغییرات راندمان کلی سیکل در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار

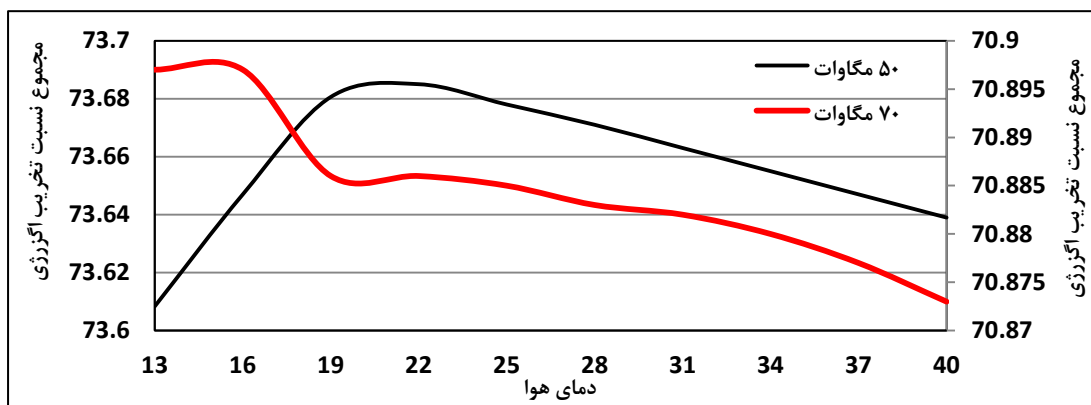
با توجه به شکل ۴-۲۸، در توان ۵۰ مگاوات، بازده کلی سیکل از دمای ۱۳ درجه تا دمای ۱۹ درجه سانتیگراد روندی کاهشی داشته و از دمای ۱۹ درجه سانتیگراد تا دمای ۴۰ درجه سانتیگراد روندی افزایشی نشان می‌دهد.

روند تغییر راندمان اگزرتیک کلی توربین گازی با تغییر دمای هوای محیط، مشابه روند تغییر راندمان کلی سیکل می‌باشد که در شکل ۴-۲۹ نشان داده شده است.



شکل ۴-۲۹: تغییرات راندمان اگزرتیک سیکل در برابر تغییرات دمای هوا در حالت نیمه بار

در شکل ۴-۳۰ روند تغییر مجموع نسبت تخریب اگزرتی در کل سیکل توربین گازی در مقابل تغییرات دمای هوا نشان داده شده است. همانطور که پیش‌بینی می‌شد، در دماهای ثابت با افزایش توان تولیدی توربین، مجموع نسبت تخریب اگزرتی در کل نیروگاه کاهش خواهد یافت.



شکل ۴-۳۰: تغییرات مجموع نسبت تخریب اگزرتی در مجموعه توربین به ازای تغییرات دمای هوا

در جدول ۴-۱، خلاصه نتایج بدست آمده در بررسی‌های صورت گرفته در مورد نحوه عملکرد توربین در توان خالص ۵۰ مگاوات و به ازای تغییرات دمای هوای محیط، از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک نشان داده شده است.

جدول ۴-۱: خلاصه بررسی‌های صورت گرفته ونتایج حاصل در توان ۵۰ مگاوات در برابر تغییرات دمای هوا

توان مورد انتظار: ۵۰ مگاوات		
درصد تغییرات در پارامترهای اساسی عملکرد به ازای ۱ درجه سانتیگراد افزایش در دمای هوای محیط		+ نشان‌دهنده افزایش
محدوده ۱۹ تا ۴۰ درجه	محدوده ۱۳ تا ۱۹ درجه	- نشان دهنده کاهش
+۰/۰۰۳	-۰/۰۰۶	راندمان ایزنتروپیک
+۰/۲۲	+۰/۵۳	کار ویژه مصرفی در کمپرسور
-۰/۱۹	+۰/۵۲	تخریب آگزرژی
-۰/۱۸	+۰/۴۴	نسبت تخریب آگزرژی
+۰/۰۰۶	+۰/۰۱۶	راندمان آگزرتیک
-۰/۰۰۸	+۰/۰۷۹	دبی سوخت
-۰/۰۳	+۰/۱۸	تخریب آگزرژی
-۰/۰۲۵	+۰/۰۹۸	نسبت تخریب آگزرژی
-۰/۰۰۲۲	+۰/۰۴۵۴	راندمان آگزرتیک
+۰/۰۲۱۲	+۰/۰۲۸۵	راندمان ایزنتروپیک
-۰/۰۷	+۰/۰۴۹	توان تولیدی توربین
+۱/۳۶	+۱/۴۳	تخریب آگزرژی
+۱/۳۶	+۱/۳۵	نسبت تخریب آگزرژی
-۰/۰۲۰	-۰/۰۱۱	راندمان آگزرتیک
+۰/۰۰۸۰۳	-۰/۰۷۹	راندمان کلی سیکل
-۰/۰۰۸۰۲	+۰/۰۷۹	نرخ حرارت
۰	۰	توان خالص تولیدی
+۰/۰۰۹	-۰/۲۵	تخریب آگزرژی از آگزوز
-۰/۰۰۲۵۹	+۰/۰۱۵۸۵	مجموع نسبت تخریب آگزرژی
+۰/۰۰۶۳	-۰/۰۷۳۹	راندمان آگزرتیک

۴-۶ بررسی عملکرد توربین در دمای هوای ثابت در مقابل تغییرات توان

در این بخش به بررسی عملکرد توربین در شرایط محیطی ثابت و توان خروجی متغییر، از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک خواهیم پرداخت.

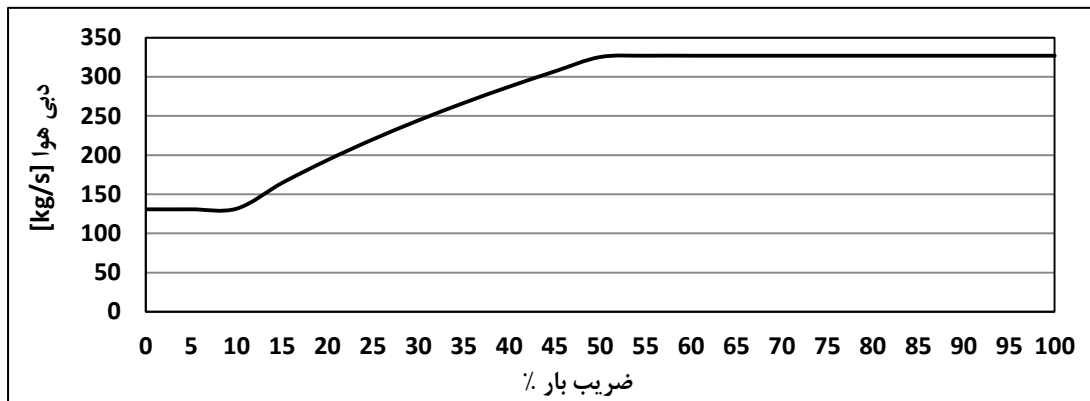
جهت بررسی عملکرد توربین، ابتدا به کمک برنامه شبیه‌ساز، پارامترهای اساسی عملکرد توربین در حالت نیمه بار به ازای دمای هوای ثابت و توان خروجی متغییر، بدست آمده و سپس به کمک نرم‌افزار EES و با استفاده از پارامترهای بدست آمده از برنامه، عملکرد توربین گازی از دیدگاه انرژی و اگزرژی مورد تحلیل قرار خواهد گرفت.

در این بخش از بررسی‌ها نیز فرضیات صورت گرفته در برنامه، مطابق با فرضیات صورت گرفته در حالت تمام‌بار خواهد بود.

به منظور نشان دادن تاثیر تغییرات دمای هوای محیط، بر عملکرد یک نوع توربین گازی مشخص در حالت نیمه‌بار، عملکرد توربین گازی نیروگاه مجتمع فولاد مبارکه مورد بررسی قرار گرفته است که به نتایج حاصل از بررسی‌ها در ادامه پرداخته خواهد شد.

در طول بررسی‌ها، دمای هوای محیط به صورت ثابت و برابر ۲۰ درجه سانتیگراد در نظر گرفته شده است و تغییرات توان از ۰ تا ۱۰۰ درصد توان قابل حصول در حالت تمام بار و در دمای ۲۰ درجه سانتیگراد تغییر داده شد که نتایج به‌ازای ضرایب بار متفاوت به صورت زیر حاصل گردید.

۴-۶-۱ دبی هوای ورودی به کمپرسور



شکل ۴-۳۱ تغییرات دبی هوای ورودی به کمپرسور در برابر تغییرات بار در دمای ثابت

۴-۶-۲ کمپرسور

در شکل ۴-۳۲ تغییر در توان مورد نیاز کمپرسور در دمای هوای ۲۰ درجه سانتیگراد و ضرایب بار متفاوت نشان داده شده است. همانگونه که از نمودار نیز پیداست با افزایش سطح بار، توان مورد نیاز کمپرسور جهت فشرده سازی جریان هوا نیز افزایش خواهد یافت



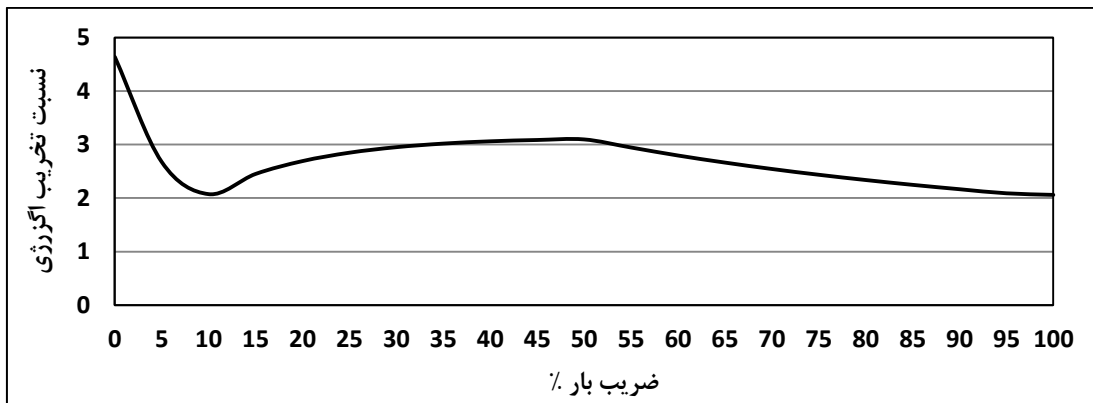
شکل ۴-۳۲: تغییرات توان مصرفی کمپرسور در برابر تغییرات بار در دمای ثابت

در شکل ۴-۳۳، تغییرات راندمان ایزنتروپیک و راندمان اگزرتیک کمپرسور در مقابل تغییر در ضریب بار توربین نشان داده شده است. در این نمودار محور اول نشاندهنده راندمان ایزنتروپیک و محور دوم نشان دهنده راندمان اگزرتیک کمپرسور می باشد. با افزایش در میزان ضریب بار توربین، در یک دمای هوای ثابت به علت افزایش نسبت فشار و همچنین ثابت ماندن بازده پلی تروپیک کمپرسور، راندمان ایزنتروپیک کاهش یافته و راندمان اگزرتیک کمپرسور افزایش خواهد داشت.



شکل ۴-۳۳: تغییرات راندمان ایزنتروپیک و اگزرتیک کمپرسور با تغییر بار در دمای ثابت

در شکل ۴-۳۴ نسبت تخریب اگزرژی در کمپرسور به ازای ضرایب بار متفاوت نشان داده شده است.



شکل ۴-۳۴: تغییرات نسبت تخریب اگزرژی در کمپرسور در مقابل تغییرات بار توربین در دمای ثابت

همانگونه که از شکل ۴-۳۴ نیز مشخص می‌باشد، با افزایش در بار توربین تا ضریب بار ۱۰ درصد، با توجه به ثابت ماندن دبی هوای ورودی به کمپرسور، با افزایش در میزان ضریب بار توربین، نسبت تخریب اگزرژی کاهش می‌یابد. مابین ضریب ۱۰ درصد و ۵۰ درصد به علت باز شدن دریچه هوای ورودی و تغییر در میزان دبی هوای ورودی، با افزایش در دبی هوای ورودی به کمپرسور، نسبت تخریب اگزرژی در کمپرسور افزایش می‌یابد تا به بیشینه مقدار خود در ضریب بار ۵۰ درصد برسد، پس از بار ۵۰ درصد تا حداکثر توان قابل حصول ممکن، به علت ثابت ماندن دبی هوای ورودی، نسبت تخریب اگزرژی در کمپرسور روندی کاهشی پیدا می‌نماید.

۴-۶-۳ محفظه احتراق

شکل ۴-۳۵ تغییرات دبی سوخت مصرفی در مقابل تغییرات ضریب بار توربین را نشان می‌دهد.



شکل ۴-۳۵: تغییرات دبی سوخت در مقابل تغییرات بار توربین در دمای ثابت

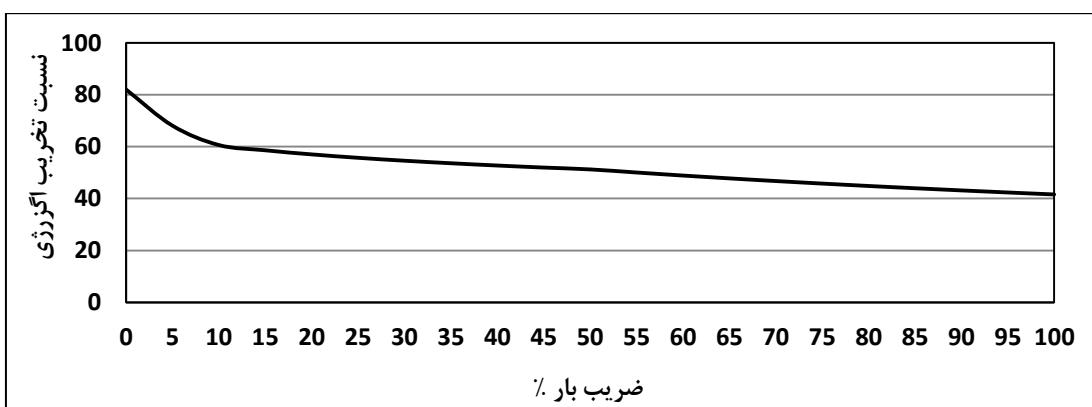
همانگونه که در شکل ۴-۳۵ نیز نشان داده شده است، با افزایش بار ضریب بار توربین، دبی سوخت مصرفی در نیروگاه به ازای دمای هوای ثابت نیز افزایش خواهد داشت.

در شکل ۴-۳۶، تغییر در میزان تخریب اگزورژی در محفظه احتراق در مقابل تغییر در ضریب بار توربین در دمای هوای ثابت نشان داده شده است.

با افزایش در میزان سطح بار نیروگاه به علت افزایش در دبی سوخت مصرفی، تخریب اگزورژی در محفظه احتراق نیز افزایش خواهد داشت. این در حالیست که با توجه به نمودار ۴-۳۷، نسبت تخریب اگزورژی در محفظه احتراق به رغم افزایش میزان تخریب اگزورژی، از روندی نزولی برخوردار بوده و با افزایش در ضریب بار، کاهش خواهد یافت.



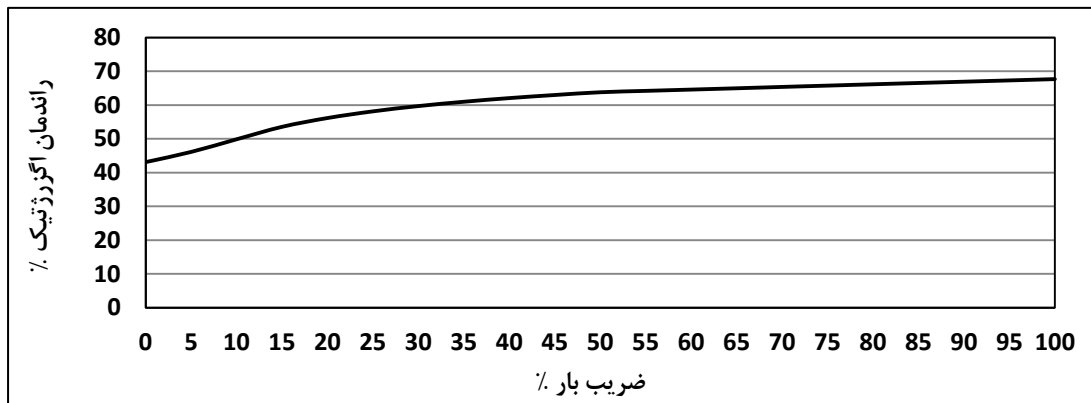
شکل ۴-۳۶: تغییرات در میزان تخریب اگزورژی در محفظه احتراق در بارهای متفاوت به ازای دمای ثابت



شکل ۴-۳۷: تغییرات در نسبت تخریب اگزورژی در برابر تغییرات بار توربین در دمای ثابت

در شکل ۴-۳۸، تغییرات راندمان اگزورژتیک محفظه احتراق در مقابل تغییر در ضریب بار توربین نشان داده شده است.

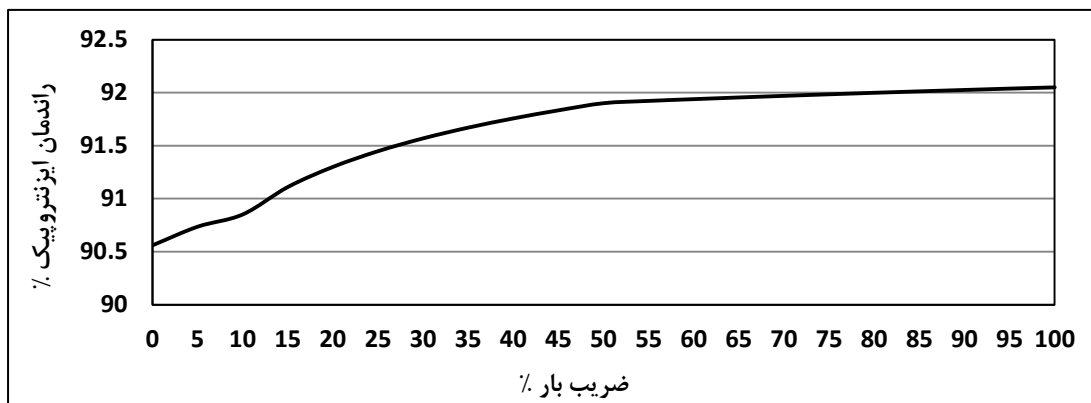
با افزایش در سطح بار توربین، راندمان اگزرتیک محفظه احتراق افزایش خواهد یافت.



شکل ۴-۳۸: تغییرات راندمان اگزرتیک محفظه احتراق در برابر تغییرات بار در دمای ثابت

۴-۶-۴ توربین

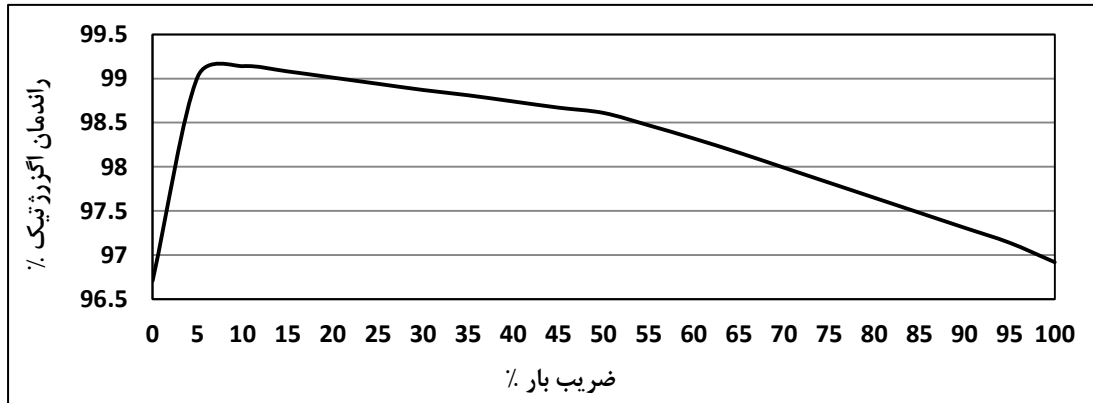
با افزایش ضریب بار، توان تولیدی توسط توربین افزایش یافته و متعاقباً نسبت فشار در توربین نیز افزایش خواهد یافت. بدین ترتیب با افزایش نسبت فشار، راندمان ایزنتروپیک توربین افزایش خواهد یافت. در شکل ۴-۳۹ تغییرات راندمان ایزنتروپیک توربین در مقابل تغییر در میزان ضریب بار نیروگاه نشان داده شده است.



شکل ۴-۳۹: تغییرات در راندمان ایزنتروپیک توربین در مقابل تغییر لود در دمای ثابت

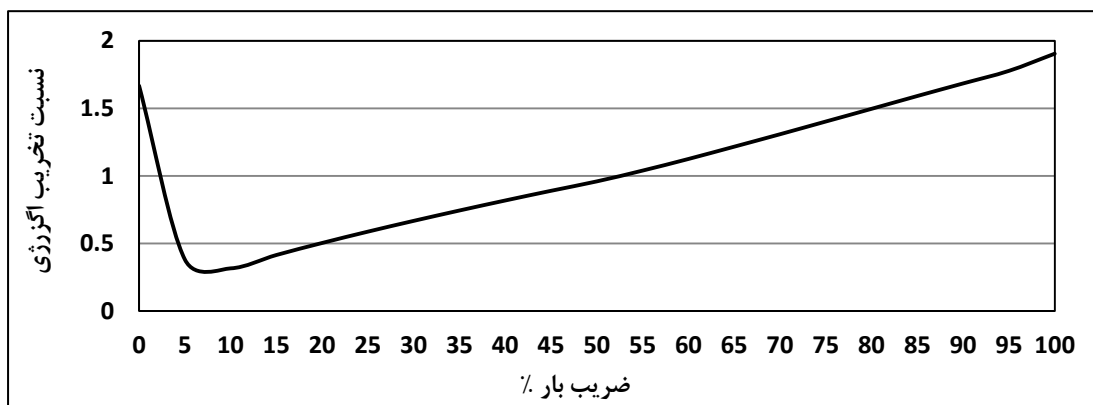
بر خلاف تغییر یکنواخت راندمان ایزنتروپیک توربین، تغییر در راندمان اگزرتیک توربین به صورت غیریکنواخت می‌باشد. همانگونه که از شکل ۴-۴۰ نیز مشخص می‌باشد، با افزایش در ضریب بار، ابتدا راندمان اگزرتیک توربین تا سطح بار ۱۰ درصد روندی افزایشی نشان داده و به بیشترین مقدار خود

می‌رسد. پس از آن و با افزایش در ضریب بار، راندمان اگزرتیک توربین مرتبا کاهش یافته و روندی نزولی خواهد داشت.



شکل ۴-۴: تغییرات در راندمان اگزرتیک توربین در مقابل تغییر بار در دمای ثابت

شکل ۴-۴، نسبت تخریب اگزرتی در توربین را نشان می‌دهد. این نمودار دارای یک نقطه کمینه در ضریب بار ۱۰ درصد می‌باشد. با افزایش ضریب بار به بیش از ۱۰ درصد، نسبت تخریب اگزرتی در توربین، مرتبا افزایش یافته و از روندی صعودی برخوردار خواهد بود.



شکل ۴-۴: تغییرات نسبت تخریب اگزرتی در توربین در مقابل تغییرات بار در دمای ثابت

۴-۶-۵ نیروگاه

در شکل ۴-۴ تغییرات بازده کلی سیکل، در مقابل تغییر در ضریب بار توربین نشان داده شده است. همانطور که از نمودار نیز پیداست با افزایش در ضریب لود، بازده کلی نیروگاه نیز مرتبا افزایش می‌یابد.



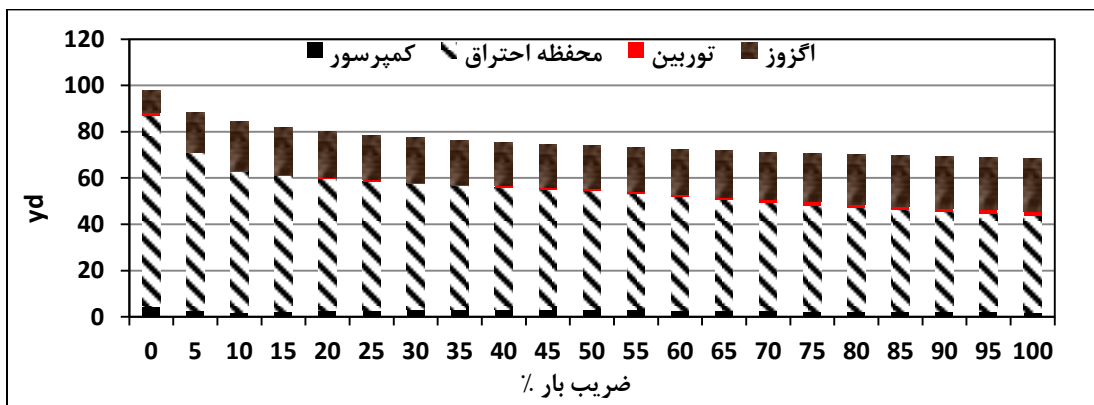
شکل ۴-۴۲: تغییرات بازده کلی سیکل در مقابل تغییرات بار در دمای ثابت

روند تغییر در راندمان اگزورژتیک توربین نیز مشابه روند تغییر در راندمان کلی توربین بوده و با افزایش در ضریب بار توربین، راندمان اگزورژتیک توربین نیز افزایش خواهد یافت.



شکل ۴-۴۳: تغییرات راندمان اگزورژتیک توربین در مقابل تغییرات بار در دمای ثابت

در شکل ۴-۴۴ تغییرات در مجموع نسبت تخریب اگزورژی و سهم هریک از اجزای یک توربین گاز در مقابل تغییرات ضریب بار توربین، نشان داده شده است.



شکل ۴-۴۴: تغییرات مجموع نسبت تخریب اگزورژی در مقابل تغییرات بار در دمای ثابت

همانطور که از شکل ۴-۴۴ نیز مشخص است، در ضرایب بار پایین نسبت تخریب اگزورژی از مقدار بیشتری برخوردار است. آنچه مسلم است بیشترین تخریب اگزورژی در توربین گازی در محفظه احتراق رخ می‌دهد و اگر چنانچه نتوان از اگزورژی متعلق به جریان دود خروجی از توربین به درستی استفاده نمود، تخریب اگزورژی از اگزوز پس از محفظه احتراق دارای بیشترین مقدار خواهد بود.

در این بخش از پایان نامه به بررسی عملکرد توربین در شرایط محیطی متفاوت و سطوح بار مختلف در دو حالت کارکرد تمام‌بار و نیمه‌بار، از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک پرداخته شد. نتایج نشان می‌دهند که در حالت نیمه‌بار، نحوه کنترل و میزان باز بودن دریچه هوای ورودی به کمپرسور به عنوان یک عامل موثر در عملکرد توربین در این حالت بشمار می‌آید.

همانطور که پیش از این اشاره شد و در نتایج نیز بدان تاکید گردید، توربین‌های گازی نسبت به تغییرات شرایط محیطی و به خصوص تغییرات دمای هوای محیط تاثیرپذیری زیادی دارند. یکی از مناسبترین و موثرترین راهکارهای بهبود عملکرد توربین گازی، کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور می‌باشد.

مطابق با بررسی‌های صورت گرفته در حالت تمام‌بار، کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور می‌تواند موجب بهبود عملکرد توربین گازی گردد.

بررسی‌ها نشان می‌دهند که به ازای کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور در نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه به میزان ۱ درجه سانتیگراد، توان خالص تولیدی توسط توربین گازی به میزان ۰/۶ درصد افزایش و بازده کلی سیکل به میزان ۰/۱۸ درصد افزایش داشته و همچنین مجموع نسبت تخریب اگزورژی در نیروگاه به میزان ۰/۷ درصد کاهش خواهند داشت که این نشانه بهبود عملکرد نیروگاه در اثر کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور خواهد بود.

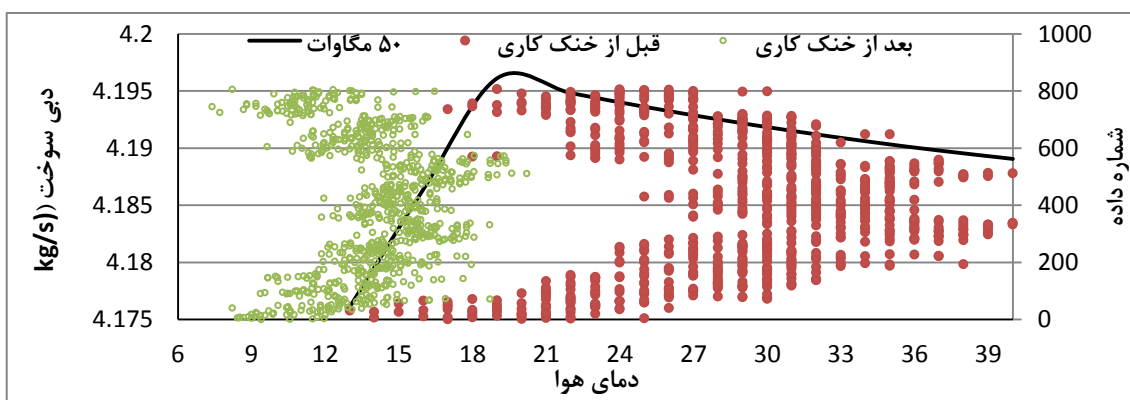
در حالت نیمه بار شرایط اندکی متفاوت خواهد بود.

بررسی‌ها در این بخش نشان می‌دهند که خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور در هر شرایط، منجر به بهبود عملکرد توربین نخواهد شد. به عنوان نمونه در مورد دبی سوخت مصرفی در نیروگاه در

یک توان ثابت، نشان داده شد که در توان مورد انتظار ۵۰ مگاوات، چنانچه دمای هوا در ابتدا در محدوده ۱۹ تا ۴۰ درجه سانتیگراد باشد و کاهش دما به گونه‌ای صورت پذیرد که دمای هوای ورودی به کمپرسور پس از کاهش، همچنان در محدوده ۱۹ تا ۴۰ درجه سانتیگراد قرار داشته باشد، مصرف سوخت با کاهش دمای هوا افزایش خواهد داشت و می‌توان اظهار نمود که عملکرد نیروگاه در اثر کاهش دمای هوا، بهبود نیافته است. این درحالیست اگر چنانچه دمای اولیه هوا در محدوده ۱۹ تا ۴۰ درجه سانتیگراد باشد و کاهش دما به گونه‌ای صورت پذیرد که دمای هوا پس از خنک‌کاری در محدوده ۱۳ تا ۱۹ درجه سانتیگراد قرار گیرد ممکن است دبی سوخت مصرفی در نیروگاه افزایش یابد و یا تغییری ننماید و مقدار آن قبل و بعد از خنک‌کاری ثابت بماند..

همچنین بررسی‌ها نشان می‌دهند که در حالت نیمه بار به طور کلی تغییرات در عملکرد توربین بسیار ناچیز بوده و قابل چشم‌پوشی است. بنابراین به نظر می‌رسد که خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور در حالت نیمه بار بایستی مطابق با توان مورد انتظار از توربین بررسی گردد و در حالت کلی می‌توان اظهار نمود که تاثیر چندانی بر عملکرد توربین نداشته و توصیه نمی‌گردد.

در شکل ۴-۴۵ به عنوان نمونه، توزیع دمایی هوای ورودی به کمپرسور، قبل و بعد از خنک‌کاری توسط سیستم فاگ به همراه توزیع سوخت به ازای دمای هوای ورودی مختلف نشان داده شده است.



شکل ۴-۴۵: توزیع دمای هوا قبل و بعد از خنک‌کاری به همراه تغییرات سوخت در دمای مختلف

همانطور که از شکل ۴-۴۵ نیز مشخص می‌باشد، خنک‌کاری هوای ورودی در حالت نیمه‌بار به ازای توان ثابت ۵۰ مگاوات تاثیر چندانی بر کاهش میزان مصرف سوخت نخواهد داشت.

در ادامه و در فصل بعدی دو راهکار موثر و شناخته شده در خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور، از لحاظ میزان تاثیرگذاری بر عملکرد توربین گازی مورد بررسی قرار خواهند گرفت.

به منظور نشان دادن میزان تاثیر گذاری هریک از این دو روش بر عملکرد یک نیروگاه گازی، خنک کاری هوای ورودی در نیروگاه گازی و توربین مجتمع فولاد مبارکه به عنوان یک نمونه عملی، شبیه سازی شده و نتایج حاصل در ادامه ارائه می گردد.

در طول محاسبات با توجه به روابطی که اشاره خواهد شد، دمای هوا پس از سیستم خنک کاری محاسبه شده و این دما به عنوان دمای هوای ورودی به کمپرسور مورد استفاده قرار گرفته و با استفاده از نتایج حاصل و همچنین به کمک نرم افزار EES تاثیر خنک کاری هوای ورودی، از دیدگاه اگزرژی نیز مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

در نهایت پس از بررسی ها از دیدگاه انرژی، بکارگیری دو روش از دیدگاه اقتصادی نیز مورد بررسی قرار گرفته و مناسبترین روش از دید فنی و اقتصادی انتخاب و معرفی می گردد.

از آنجائیکه نیروگاه گازی فولاد مبارکه در طول روز به مدت ۱۶ ساعت در حالت تمام بار و به مدت ۸ ساعت در حالت نیمه بار با توان مورد انتظار ۵۰ مگاوات به تولید توان می پردازد و همچنین در بخش قبلی عنوان گردید که خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور در حالت نیمه بار تاثیر قابل ملاحظه ای بر عملکرد توربین نخواهد داشت، به این علت در بخش بعدی تاثیر خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور در نیروگاه گازی فولاد مبارکه به کمک دو سیستم فاگ و تبریدی جذبی و تنها در حالت تمام بار از دیدگاه انرژی، اگزرژی و اقتصادی با هم مقایسه گردیده است که نتایج حاصل از این بررسی ها در ادامه ارائه خواهد گردید.

فصل پنجم

ارزیابی فنی و اقتصادی بکارگیری دو شیوه

مرسوم خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور در

نیروگاه گازی فولاد مبارکه

۵-۱ بررسی دوروش بهبود عملکرد توربین گازی

در بخش‌های پیشین اشاره شد که یکی از عوامل موثر بر عملکرد توربین‌های گازی، عوامل محیطی می‌باشند. با کنترل و تنظیم شرایط هوای ورودی، بخصوص کنترل دمای هوای ورودی، علاوه بر جلوگیری از کاهش توان و راندمان توربین در شرایط نامساعد جوی و همچنین در فصول گرم سال، با بکارگیری شیوه‌های خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور می‌توان بر توان تولیدی نیروگاه نیز افزود.

۵-۲ ضرورت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور

تولید توان در توربین‌های گازی در یک فرآیند حجم ثابت صورت می‌پذیرد. با توجه به قانون گاز کامل، با افزایش دمای توده حجم ثابت از یک گاز مانند هوا، در یک فشار ثابت، جرم مخصوص گاز کاهش خواهد یافت. بنابراین در یک توربین گازی در اثر افزایش دمای هوای محیط، با کاهش جرم مخصوص هوا، دبی جرمی ورودی به کمپرسور کاهش می‌یابد که در نتیجه آن توان تولیدی توسط توربین کاهش خواهد یافت.

همچنین با افزایش دمای هوای ورودی به کمپرسور علاوه بر آنکه فشار خروجی از کمپرسور کاهش خواهد یافت، کار ویژه مصرفی توسط کمپرسور نیز افزایش می‌یابد که این دو عامل هردو موجب کاهش توان تولیدی خالص توربین و بازده کلی سیکل خواهند شد.

تحقیقات نشان می‌دهند که با افزایش ۱ درجه سانتیگراد دمای هوای محیط، توان تولیدی توربین از ۰/۵ تا ۰/۹ درصد کاهش خواهد یافت [۵].

مجموعه عوامل فوق به همراه نیاز به افزایش توان تولیدی توسط توربین گازی در ساعات گرم و با صرف هزینه کم، موجب شده تا ضرورت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور، بیش از پیش احساس شود.

خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور، به دلیل آنکه فرآیندی مستقل می‌باشد، بیشتر در توربین‌های گازی در حال بهره‌برداری مورد توجه قرار می‌گیرد. این روش بدون هیچگونه تغییر و یا اصلاحی در اجزای اصلی واحد گازی و با رعایت نکات فنی وبدون هیچگونه اثرات منفی قابل اجرا می‌باشد.

محل نصب تجهیزات مربوط به سیستم خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور تقریباً مستقل و جدا از اجزای اصلی سیکل توربین گازی می‌باشد و در کل، طرح و اجزای ساده‌تری دارد. هریک از روش‌های خنک‌کاری هوای ورودی، با توجه به هزینه اولیه، هزینه عملیاتی و تعمیراتی و تاثیر آن بر مقدار افزایش توان خروجی و بازده کلی سیکل انتخاب می‌شوند. روش‌های سرمایش هوای ورودی به کمپرسور، اساساً به سه دسته اساسی قابل تقسیم می‌باشند.

۵-۲-۱ روش خنک‌کاری تبخیری

در این روش، به کمک تبخیر جریان آب در کانال ورودی هوا و جذب گرمای نهان تبخیر آب از هوا، جریان هوای ورودی به کمپرسور خنک می‌شود. محدودیت اساسی در این روش، کاهش دمای هوای ورودی، حداکثر تا دمای نقطه اشباع بخار یا به عبارتی نقطه شبنم می‌باشد. مزیت این روش نیز در هزینه اولیه و عملیاتی کم آن می‌باشد.

۵-۲-۲ روش تبرید مکانیکی و یا جذبی

در روش تبرید مکانیکی، از یک چیلر مکانیکی به همراه کمپرسور سانتریفیوژ و یا ضربه ای جهت تولید آب خنک دما پایین استفاده می‌شود. با استفاده از یک کویل خنک‌کن و با گردش آب خنک در آن و جریان هوای ورودی در پیرامون این کویل و یا قرار دادن اواپراتور چیلر به طور مستقیم در مسیر جریان، هوای ورودی به کمپرسور خنک خواهد شد. هزینه اولیه و خصوصاً هزینه عملیاتی و تعمیراتی بالا و مصرف انرژی زیاد جز معایب این روش و توانایی خنک نمودن جریان هوا تا دماهای بسیار پایین و نزدیک به صفر جز مزایای این روش خواهند بود.

در روش جذبی از یک چیلر جذبی برای خنک نمودن جریان هوای ورودی به کمپرسور استفاده می‌شود. هزینه اولیه بالا، هزینه عملیاتی و مصرف انرژی پایین از مشخصه‌های این سیستم می‌باشند. در این روش، بسته به نوع چیلر جذبی و همچنین مبرد بکار رفته در سیکل جذبی که می‌تواند آب و یا آمونیاک باشد، می‌توان دمای هوا را تا دماهای پایین و بسیار نزدیک به صفر درجه نیز کاهش داد.

۵-۲-۳ روش ذخیره سازی سرما

در این روش در ساعات غیر پیک و ساعاتی که مصرف برق کمتر می‌باشد، با صرف انرژی الکتریکی اضافی مقدار زیادی یخ و یا آب خنک تولید شده و در ساعات پیک بار از این یخ و یا آب خنک تولید شده برای خنک‌کردن هوای ورودی به کمپرسور تا دماهای پایین استفاده می‌شود.

یکی از مهمترین محدودیت‌ها در خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور، پدیده یخ زدگی در مجرای ورودی به کمپرسور می‌باشد.

با کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور تا حدود ۵ درجه سانتیگراد، امکان تشکیل قطرات آب وجود خواهد داشت. همچنین در ورودی هوا به کمپرسور به علت سرعت گرفتن جریان هوا، دمای هوا بیشتر کاهش خواهد یافت که می‌تواند موجب تبدیل قطرات آب تشکیل شده به ذرات یخ گردد. چنانچه ذرات یخ تشکیل شده همراه جریان هوا به درون کمپرسور وارد گردند، موجب صدمات جبران ناپذیری به پره‌های کمپرسور خواهند شد. بدین علت معمولاً در ایده‌آل‌ترین شرایط، حداقل دمای هوای ورودی به کمپرسور ۷ درجه سانتیگراد تعیین می‌شود که این خود مهمترین محدودیت در خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور محسوب می‌گردد.

از بین سه روش اصلی خنک‌کاری یاد شده، عمدتاً دو روش اول و دوم به دلیل هزینه کمتر و ساده بودن، بیشتر بکار گرفته می‌شوند.

۵-۳ روش خنک‌کاری تبخیری

همانطور که پیش از این نیز گفته شد، اساس این روش بر جذب حرارت نهان تبخیر آب از جریان هوا به کمک تبخیر آب و در نتیجه خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور استوار است.

خنک‌کاری تبخیری جریان هوا را می‌توان با دو شیوه معمول اسپری قطرات بسیار ریز آب به درون جریان هوا و یا سیستم مدیا انجام داد. پاشش آب به منظور خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور به علت کنترل مناسب میزان رطوبت، سادگی تجهیزات و سیستم بکاررفته در آن به سرعت در حال گسترش بوده و یکی از مناسبترین سیستم‌های خنک‌کاری تبخیری می‌باشد.

اثر پاشش آب بر عملکرد توربین گازی به دو طریق انتقال حرارت و انتقال جرم می‌باشد. به عبارت دیگر در اثر تماس آب با جریان هوای ورودی، بنابر اختلاف درجه حرارت و فشار مجاز، میان دو جریان تبادل حرارت و جرم ایجاد می‌گردد. در این پروسه حرارت از هوا به آب در حال تبخیر (انتقال حرارت) و بخار آب به هوا (انتقال جرم) منتقل می‌شود.

اسپری آب به درون جریان هوا و خنک‌کاری تبخیری، فرآیندی آنتالپی ثابت می‌باشد. در این روش دمای هوا را نهایتاً با توجه به نسبت رطوبت هوا، می‌توان تا دمای حباب‌تر کاهش داد. در مناطق مرطوب به علت بالا بودن میزان رطوبت جریان هوا، این شیوه تأثیری چندانی در کاهش دمای هوای ورودی نخواهد داشت. به طور عکس در مناطق گرم و خشک، تأثیر این شیوه خنک‌کاری در کاهش دما به مراتب چشمگیرتر خواهد بود.

۵-۳-۱ نحوه عملکرد سیستم فاگ

تولید مه با فشار بالا، حدوداً از ۲۰ سال پیش مورد توجه قرار گرفته و در حال حاضر به صورت عملی به منظور خنک‌کاری جریان هوا استفاده می‌شود. در این روش، خنک‌کاری هوا به وسیله میلیون‌ها ذره آب تولید شده با اندازه ۴ تا ۶ میکرون انجام می‌شود. براساس آزمایشات انجام شده، این سیستم حتی در رطوبت‌های بالا می‌تواند راندمان ۱۰۰ درصد نیز داشته باشد. در این سیستم، ابتدا با استفاده از پمپ‌های مخصوص فشار قوی، فشار آب تا حد معینی که با توجه به نازل مورد استفاده تعیین می‌گردد افزایش می‌یابد. در اثر عبور آب از درون نازل‌های مخصوص، جریان آب تبدیل به قطرات ریز مه شده و در درون جریان هوا پخش می‌شود. با پخش قطرات ریز آب در جریان هوا و در نتیجه انتقال حرارت صورت گرفته میان جریان هوا و قطرات مه، دمای جریان هوا کاهش خواهد یافت. سیستم فاگ به علت تولید ذرات ریز آب، دارای ضریب تأثیر بالا و در حدود ۰/۹۵ می‌باشد. این سیستم یکی از مناسبترین شیوه‌های افزایش توان تولیدی در مناطق گرم و خشک می‌باشد. با در نظر گرفتن ضریب تأثیر ۰/۹۵ برای سیستم فاگ، دمای جریان هوای خروجی از سیستم خنک‌کاری فاگ را می‌توان از رابطه ۵-۱ که در بخش قبل اشاره شد به صورت زیر بدست آورد.

$$T_{db2} = T_{db1} - e(T_{db1} - T_{wb1}) \quad (1-5)$$

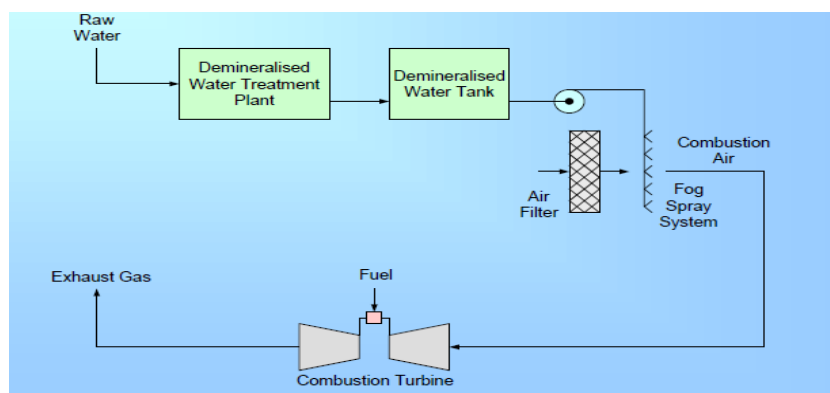
همچنین میزان آب مورد نیاز جهت تزریق به درون جریان هوا از رابطه زیر محاسبه خواهد شد.

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(w_2 - w_1) \quad (2-5)$$

$$\dot{m}_a \cdot \left(\frac{T_2}{P_2}\right) = \dot{m}_{a-iso} \cdot \left(\frac{T_{2-ISO}}{P_{2-ISO}}\right) \quad (3-5)$$

در روابط فوق w نسبت رطوبت مخصوص هوا و e ضریب تاثیر سیستم می باشد.

در شکل ۱-۵ شماتیک یک سیستم خنک کاری تبخیری از نوع فاگ نشان داده شده است.



شکل ۱-۵: شماتیک خنک کاری هوای ورودی با استفاده از سیستم خنک کاری فاگ

مشابه با سیستم مدیا، کاهش دمای جریان هوا بستگی زیادی به میزان رطوبت موجود در هوا داشته و نهایتاً دمای هوای خروجی از سیستم می تواند تا دمای حباب تر کاهش یابد. به علت تولید قطرات بسیار ریز آب در این روش و همچنین تبخیر مناسبتر و سریعتر این قطرات در درون جریان هوا، ضریب تاثیرگذاری و همچنین راندمان این سیستم نسبت به سیستم های تبخیری متداول بسیار بالاتر خواهد بود.

یک سیستم مه پاش به طور معمول دارای تجهیزات زیر می باشد.

- پمپ های فشار بالا
- سیستم کنترل درجه حرارت و میزان رطوبت هوا
- لوله های ضد زنگ استیلی با قابلیت تحمل فشار بالا، واسط میان پمپ و نازل ها
- نازل های تولید کننده مه که در داکت هوای ورودی نصب می شوند.

۵-۳-۲ مزایا و معایب سیستم‌های خنک‌کاری فاگ

از جمله مزایای سیستم‌های فاگ می‌توان به موارد زیر اشاره نمود.

- عدم نیاز به فضای زیاد جهت نصب نازل‌ها و سایر تجهیزات
- عدم نیاز به تغییر ساختار در محفظه فیلتر
- قابلیت خنک کردن سریع هوای ورودی به علت ریز بودن ذرات آب تولید شده
- ایجاد افت فشار کمتر در هوای ورودی نسبت به سایر سیستم‌های خنک‌کن
- هزینه سرمایه‌گذاری و نصب بسیار کمتر نسبت به سایر سیستم‌های خنک‌کاری
- زمان نصب سریع (در حدود ۱ الی ۲ روز)
- مصرف آب کمتر نسبت به سایر سیستم‌های تبخیری
- امکان ایجاد رطوبت ۱۰۰ درصد در هوای ورودی
- افزایش راندمان کمپرسور
- و کاهش میزان NOx تولیدی توسط توربین گاز

از جمله معایب سیستم‌های فاگ نیز می‌توان به موارد زیر اشاره نمود.

- نیاز به آب مقطر
 - تغییر منحنی عملکرد کمپرسور و نزدیک تر کردن آن به خط Surge
 - عدم کارایی لازم در مناطق با رطوبت بسیار بالا
 - و مصرف آب بیشتر نسبت به سایر روش‌های خنک‌کاری غیر تبخیری
- با توجه به مقدمات مورد اشاره در این بخش و بخش قبلی و همچنین با توجه به نحوه عملکرد دو سیستم خنک‌کاری مدیا و فاگ، و توجه به مزایا و معایب موجود در هر دو سیستم خنک‌کاری، به نظر می‌رسد بکارگیری سیستم فاگ در مناطق گرم و خشک نظیر اصفهان از نظر اقتصادی و فنی و همچنین کارکرد مناسبتر این سیستم نسبت به سیستم مدیا، دارای برتری خواهد بود.

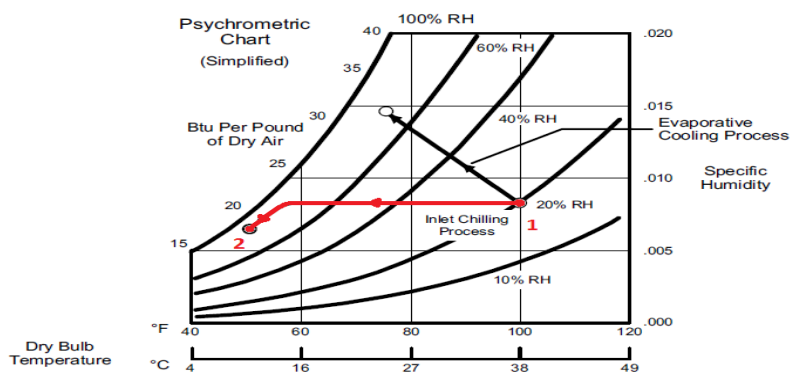
۴-۵ خنک‌کاری تبریدی

خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور در این روش، از طریق یک مبدل حرارتی که در مسیر هوا نصب می‌گردد انجام می‌شود. این سیستم شامل چیلر به منظور تولید آب سرد، مبدل حرارتی فشرده، سیستم تهیه آب مورد نیاز و پمپ‌های انتقال آب می‌باشد.

در این روش با انتقال آب سرد تولید شده توسط چیلر به درون مبدل حرارتی فشرده و سپس تبادل حرارت میان آب سرد و جریان هوای ورودی به کمپرسور، دمای هوای ورودی به کمپرسور کاهش خواهد یافت. این روش یکی از مناسبترین راهکارهای افزایش توان به خصوص در مناطق با آب و هوای گرم و مرطوب می‌باشد، زیرا عملکرد این سیستم به هیچ عنوان به دمای حباب تر هوا بستگی نداشته و دمای جریان هوا را با توجه به ظرفیت چیلر و همچنین محدودیت‌های موجود می‌توان تا دماهای بسیار پایین و نزدیک به صفر نیز کاهش داد. آب سرد مورد نیاز را به طور معمول می‌توان به وسیله دو نوع چیلر، تولید نمود. براساس نوع چیلر بکاررفته، خنک‌کاری تبریدی را می‌توان یا بر اساس سیستم خنک‌کاری جذبی و یا سیستم خنک‌کاری تراکمی انجام داد.

۱-۴-۵ خنک‌کاری تبریدی با استفاده از چیلر جذبی

نحوه عملکرد یک سیستم خنک‌کاری جذبی به منظور کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور بر روی دیاگرام سایکرومتریک در شکل ۲-۵ نشان داده شده است.

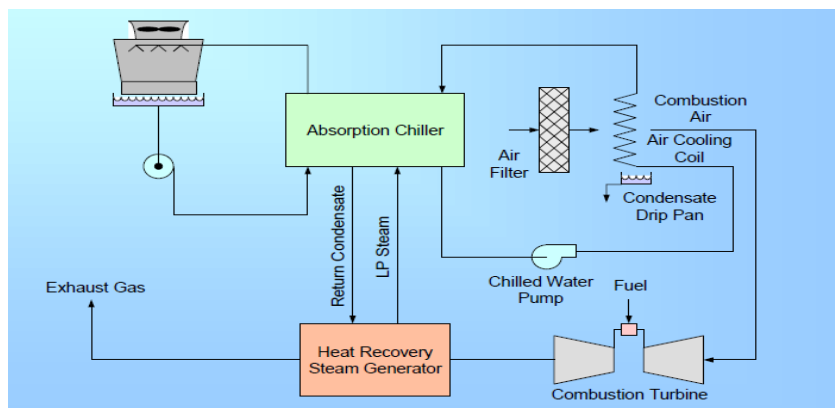


شکل ۲-۵: نحوه عملکرد سیستم خنک‌کاری جذبی بر روی دیاگرام سایکرومتریک هوا

همانطور که از شکل ۲-۵ نیز مشخص است، با توجه به نوع چیلر جذبی، می‌توان در این روش، دمای هوای ورودی به کمپرسور را تا دماهای پایین و نزدیک به صفر نیز کاهش داد.

در این روش با استفاده از یک بویلر بازیاب و یا به صورت مستقیم و با بکارگیری حرارت اتلافی از آگزوز توربین گاز و تولید بخار و استفاده از این بخار در یک چیلر جذبی، آب خنک تولید شده و سپس به کمک آب خنک تولید شده توسط چیلر و تبادل حرارت میان آب خنک و جریان هوای ورودی به کمپرسور به واسطه یک مبدل حرارتی فشرده که در درون داکت هوای ورودی تعبیه می‌شود، دمای هوای ورودی به کمپرسور کاهش خواهد یافت.

در شکل ۳-۵ شماتیک این روش خنک‌کاری نشان داده شده است.



شکل ۳-۵: شماتیک خنک‌کاری هوای ورودی با استفاده از سیستم خنک‌کاری جذبی

۵-۴-۲ محاسبه ظرفیت مناسب چیلر برای سیستم خنک‌کاری جذبی

انتخاب ظرفیت مناسب برای یک سیستم خنک‌کاری تبریدی از اهمیت ویژه‌ای هم از لحاظ فنی و هم از لحاظ اقتصادی برخوردار است. به منظور انتخاب ظرفیت مناسب چیلر، شرایط آب و هوایی محیط به خصوص از لحاظ دما و رطوبت، محدودیت‌های فنی و تکنولوژیکی موجود در ساختار توربین، پدیده یخزدگی در دهانه ورودی کمپرسور و امکان تشکیل قطرات آب و همچنین میزان اضافه الکتریسیته تولیدی در مقابل بکارگیری ظرفیت‌های متفاوت چیلر جذبی و هزینه‌ها بایستی بطور همزمان و کامل مورد بررسی قرار گیرند.

به منظور انتخاب ظرفیت مناسب، ابتدا با بررسی شرایط دمایی هوای محیط و انتخاب محدوده زمانی مورد نظر برای بکارگیری سیستم خنک‌کاری جذبی، عملکرد چیلر با ظرفیت‌های متفاوت را در کاهش دمای هوای ورودی به محدوده دمایی مورد نظر که در آن تمامی محدودیت‌ها لحاظ شده

باشند مورد بررسی قرار می‌دهیم. در این بخش چیلری مناسب تشخیص داده می‌شود که قادر باشد با کمترین ظرفیت بیشترین دمای هوا را در طی دوره زمانی مشخص شده، تا محدوده دمایی مورد نظر کاهش دهد.

دمای هوای خروجی از مبدل حرارتی و ورودی به کمپرسور در این سیستم از رابطه زیر حاصل می‌شود.

$$T_{out} = ((\dot{m}_a \cdot Cp \cdot T_{in}) - (\dot{Q}_l * 3.56)) / (\dot{m}_a \cdot Cp) \quad (4-5)$$

$$\dot{m}_a \cdot \left(\frac{T_2}{P_2}\right) = \dot{m}_{a-iso} \cdot \left(\frac{T_{2-ISO}}{P_{2-ISO}}\right) \quad (5-5)$$

در این روابط، T_{in} نشانگر دمای هوای محیط، T_{out} دمای جریان هوای ورودی به کمپرسور، \dot{Q}_l ظرفیت چیلر برحسب تن تبرید می‌باشد.

در مرحله بعدی، نمودار الکتریسیته اضافی تولید شده در نیروگاه گازی، در مقابل ظرفیت‌های متفاوت چیلر را ترسیم می‌نمائیم، در این مرحله از بررسی، ظرفیت مناسب و بهینه برای چیلر ظرفیتی است که به‌ازای آن، نمودار دارای بیشترین تغییر در شیب باشد [۲۶].

در نهایت با در نظر گرفتن نتایج در هر دو مرحله، ظرفیت مناسب چیلر از دیدگاه فنی، بدست خواهد آمد. از لحاظ اقتصادی، به‌ازای افزایش ظرفیت چیلر، سرمایه اولیه و همچنین هزینه‌های عملیاتی بکارگیری سیستم خنک‌کاری جذبی در نیروگاه نیز افزایش خواهد یافت. بنابراین ظرفیت بهینه چیلر از لحاظ فنی، مسلماً از لحاظ اقتصادی نیز ظرفیت بهینه خواهد بود. چراکه با افزایش ظرفیت چیلر به ظرفیت‌های بالاتر از ظرفیت بهینه، الکتریسیته اضافی تولید شده توسط نیروگاه تغییر چندانی نمی‌نماید.

۳-۴-۵ مزایا و معایب خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور توسط چیلر جذبی

از جمله مزیت‌های سیستم خنک‌کاری جذبی می‌توان به موارد زیر اشاره نمود.

- امکان خنک نمودن هوای ورودی به کمپرسور، تا دماهای پایین
- امکان ایجاد شرایط دمایی یکنواخت در ورودی به کمپرسور در شرایط متفاوت آب و هوایی

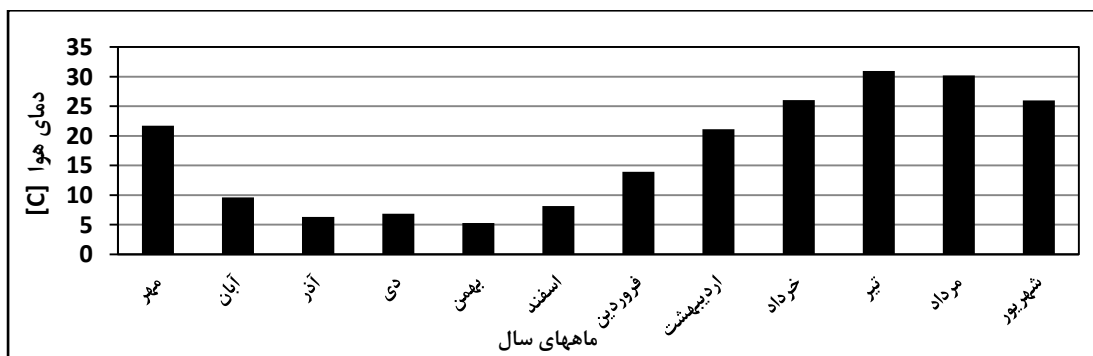
- مصرف برق کم
- و قابلیت استفاده از حرارت‌های اتلافی از اگزوز توربین
- از جمله مهمترین معایب سیستم‌های جذب نیز می‌توان به موارد زیر اشاره نمود.
- هزینه سرمایه گذاری زیاد
- هزینه تعمیر ونگه داری زیادتر نسبت به سیستم‌های خنک کاری تبخیری
- زمان نسبتاً طولانی مورد نیاز جهت نصب و بهره برداری به نسبت سیستم‌های تبخیری
- نیاز به پرسنل مخصوص و آموزش دیده جهت راه‌اندازی، بهره‌برداری و کنترل و تعمیرات
- ایجاد افت فشار بیشتر نسبت به سیستم‌های خنک کاری تبخیری
- و عدم استفاده در سیکل باز توربین گازی

به نظر می‌رسد، با توجه به کلیه موارد ذکر شده، بکارگیری سیستم خنک کاری جذبی به عنوان یک سیستم خنک‌کننده هوای ورودی، به خصوص در مناطق گرم و مرطوب، از لحاظ فنی و اقتصادی پیشنهاد مناسبی خواهد بود.

۵-۵ بررسی تاثیر خنک کاری هوای ورودی در نیروگاه گازی فولاد

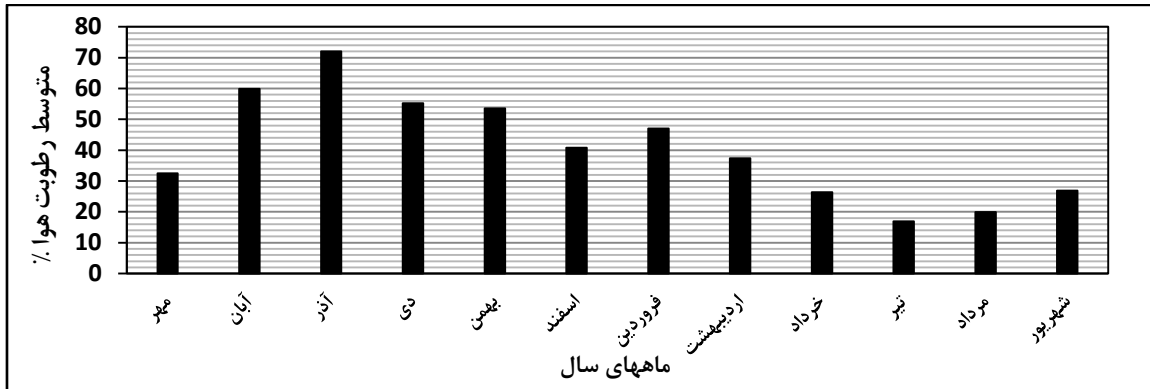
مبارکه از دیدگاه انرژی و انرژی

بررسی ۳۶۰۰ دمای هوای محیط ثبت شده در محل نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه و همچنین دماهای متوسط ماهانه مابین سال های ۹۱ - ۹۰ نشان می‌دهند که در ۶ ماه از سال مابین اردیبهشت تا آبان ماه، دما به طور متوسط بیش از ۲۰ درجه سانتیگراد می‌باشد.



شکل ۵-۴: دمای متوسط ماهانه در محل نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه

همچنین بررسی داده های هواشناسی [۳۸] و رطوبت هوا در محل نیروگاه در طول یکسال مابین سال- های ۹۰ تا ۹۱ نشان می دهد که در طول ۶ ماه از سال مابین اردیبهشت تا آبان ماه رطوبت هوا کمتر از ۴۰ درصد می باشد.



شکل ۵-۵: رطوبت متوسط ماهانه در محل نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه

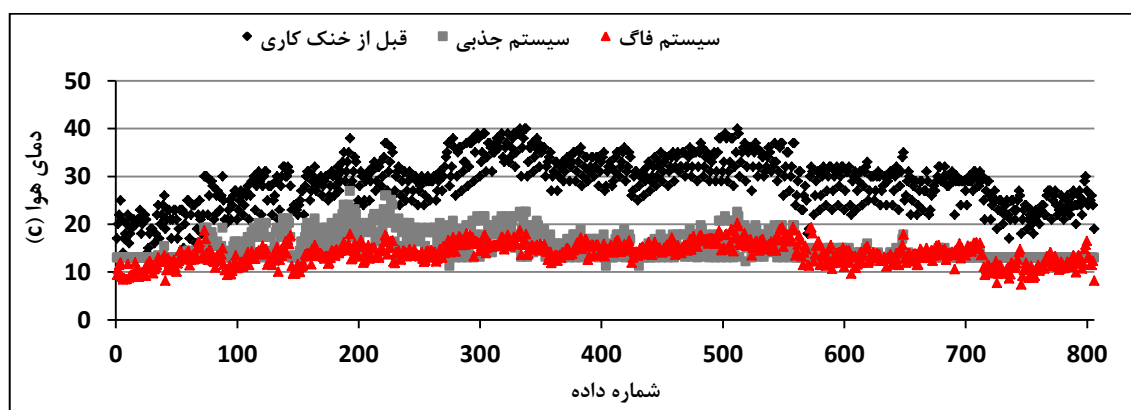
بررسی دما و رطوبت در طول روز و در ماه های گرم سال نشان می دهد که در ساعت های مابین ۱۰ صبح تا ۶ بعد از ظهر دمای هوا بیشترین مقدار و رطوبت کمترین مقدار را خواهند داشت. همانطور که در فصول قبل نیز اشاره شد، با افزایش دمای هوای محیط، توان تولیدی توسط توربین گازی کاهش خواهد یافت. در نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه به ازای هر ۱ درجه سانتیگراد افزایش در دمای هوای محیط، به میزان ۰/۶ درصد از توان تولیدی نیروگاه کاسته خواهد شد. بررسی ها در این نیروگاه نشان می دهند که در فصول گرم سال، توان خالص تولید شده توسط توربین تا ۸۵ مگاوات نیز کاهش می یابد. این درحالیست که این توربین قادر است در دمای هوای ۱۵ درجه سانتیگراد توان خالصی معادل با ۱۰۰ مگاوات را نیز تولید نماید. بنابراین به نظر می رسد بکارگیری یک سیستم خنک کاری مناسب در بازه زمان یاد شده بتواند تاثیر زیادی بر عملکرد توربین گازی فولاد مبارکه گذاشته و عملکرد توربین گازی یاد شده را بهبود بخشد. در ادامه به بررسی و مقایسه نتایج، قبل و بعد از خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور در حالت تمام بار خواهیم پرداخت.

در طول محاسبات این بخش به خصوص در مورد سیستم خنک‌کاری جذبی لازم به توضیح است که در محاسبات، فرض بر آنست که بکارگیری سیستم خنک‌کاری جذبی و مبدل آب خنک در ورودی هوا به کمپرسور باعث ایجاد افت فشاری معادل ۱۱۴ میلی‌متر آب گردد [۳۲].

همچنین پس از محاسبات صورت گرفته، ظرفیت مناسب و بهینه مورد نیاز جهت نیروگاه در مجموع ۱۶۰۰ تن تبرید محاسبه گردید و بنابه دلایل فنی و مصرف بهینه انرژی، این ظرفیت به دو ظرفیت ۶۰۰ و ۱۰۰۰ تن تقسیم گردیده است که در طول محاسبات مابین ماه‌های اردیبهشت تا تیر از ظرفیت ۱۰۰۰ تن و در سایر ماه‌ها از مجموع ظرفیت ۱۶۰۰ تن جهت خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور استفاده شود.

۵-۵-۱ کاهش دمای هوای محیط

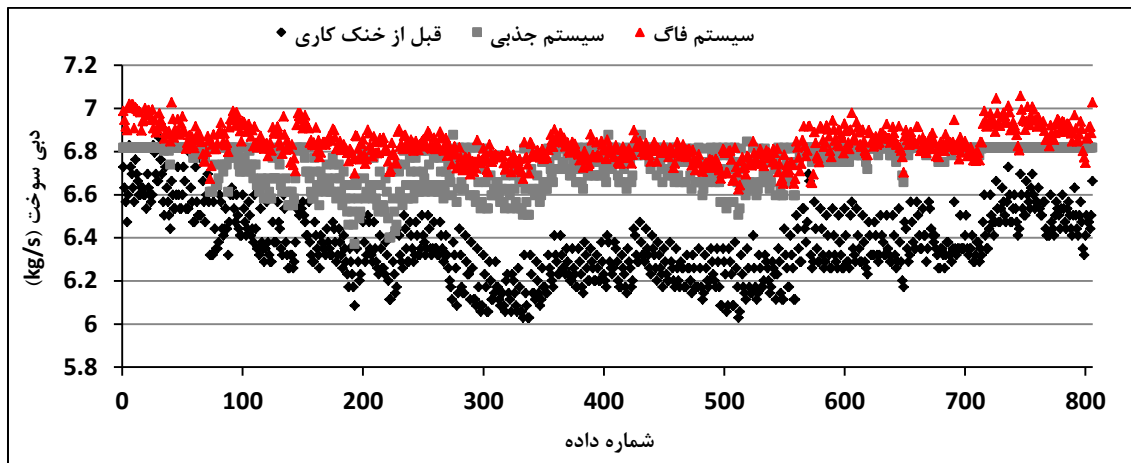
بکارگیری سیستم خنک‌کاری هوای ورودی، باعث کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور خواهد شد. شکل ۵-۶ تغییرات دمای هوای محیط پس از استفاده از سیستم خنک‌کاری فاگ و جذبی را نشان می‌دهد. بررسی‌ها نشان می‌دهند که در اثر خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور توسط سیستم‌های یاد شده دمای هوای ورودی به کمپرسور می‌تواند تا ۱۵ درجه سانتیگراد هم کاهش یابد.



شکل ۵-۶: کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از سیستم‌های فاگ و جذبی

۵-۵-۲ دبی سوخت مصرفی

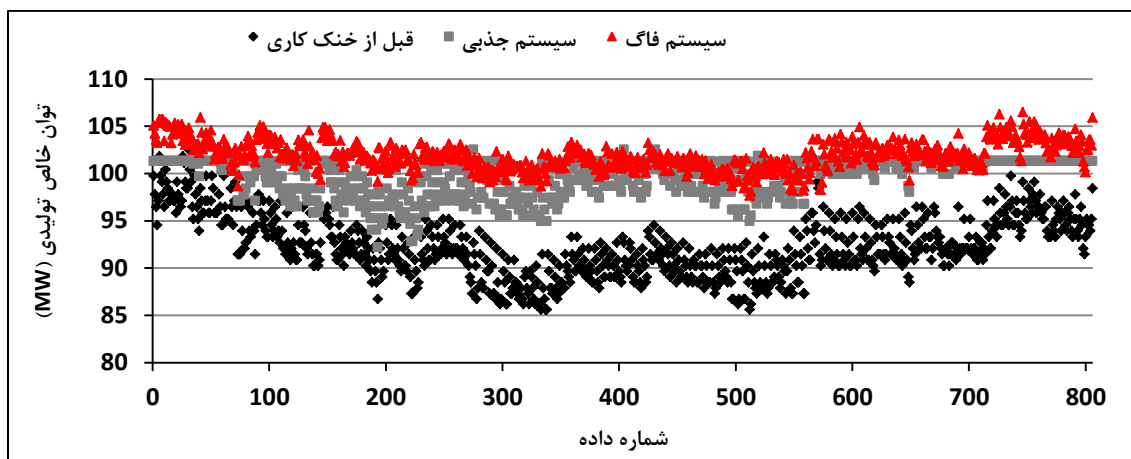
همانگونه که در شکل ۵-۷ نیز مشخص شده است، در اثر خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور، دبی سوخت مصرفی در توربین گازی نیز افزایش خواهد یافت. از دلایل افزایش در مصرف سوخت می‌توان به افزایش توان خالص تولیدی توسط توربین اشاره نمود.



شکل ۵-۷: تغییرات در دبی سوخت مصرفی در توربین پس از بکارگیری سیستم‌های فاگ و جذبی

۵-۵-۳ توان خالص تولید شده توسط توربین

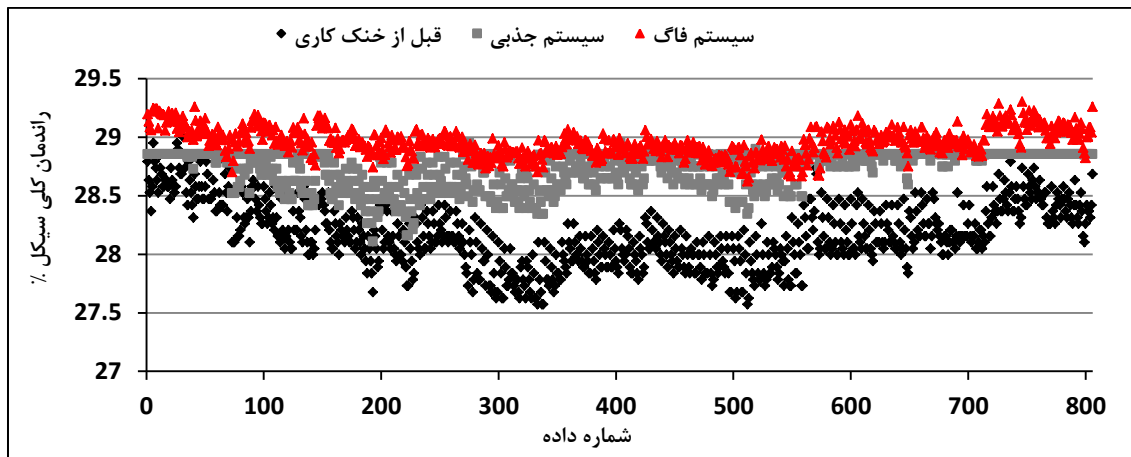
در توربین گازی، کاهش در دمای هوای محیط، موجب افزایش دبی هوای ورودی به کمپرسور شده و متعاقباً توان خالص تولید شده توسط توربین نیز افزایش خواهد داشت. بررسی‌ها نشان می‌دهند که در نیروگاه گازی فولاد مبارکه، خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور می‌تواند توان خالص تولید شده توسط توربین را تا ۱۰ مگاوات نیز افزایش دهد.



شکل ۵-۸: تغییرات توان خالص تولید شده توسط توربین در اثر بکارگیری سیستم خنک کاری فاگ و جذبی

۵-۵-۴ راندمان کلی سیکل

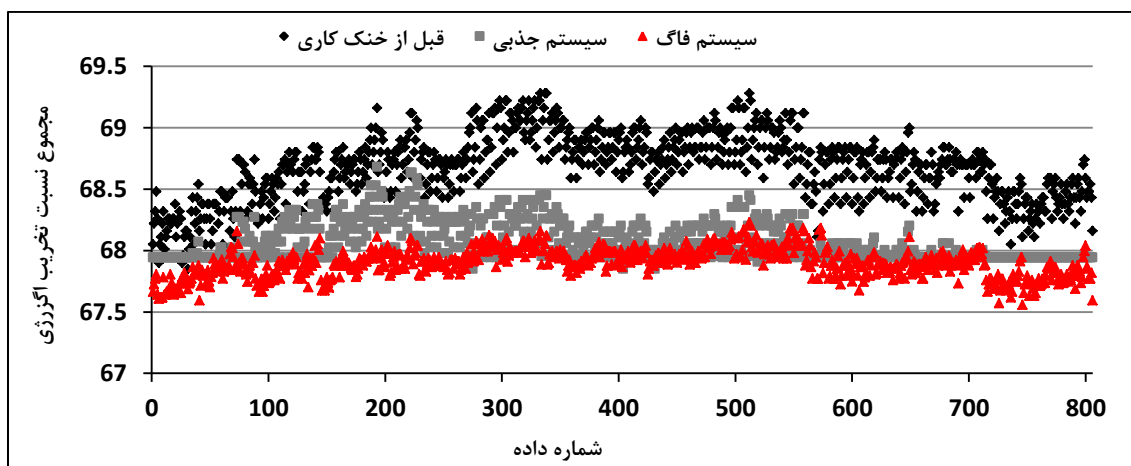
در شکل ۵-۹ تغییرات بازده کلی سیکل در اثر کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور، توسط دو سیستم خنک کاری فاگ و جذبی نشان داده شده است. بررسی نتایج نشان می‌دهد که در اثر کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور، راندمان کلی سیکل بهبود خواهد یافت.



شکل ۵-۹: تغییرات بازده کلی سیکل در اثر کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور

۵-۵-۵ مجموع نسبت تخریب اگزرژی در توربین گازی

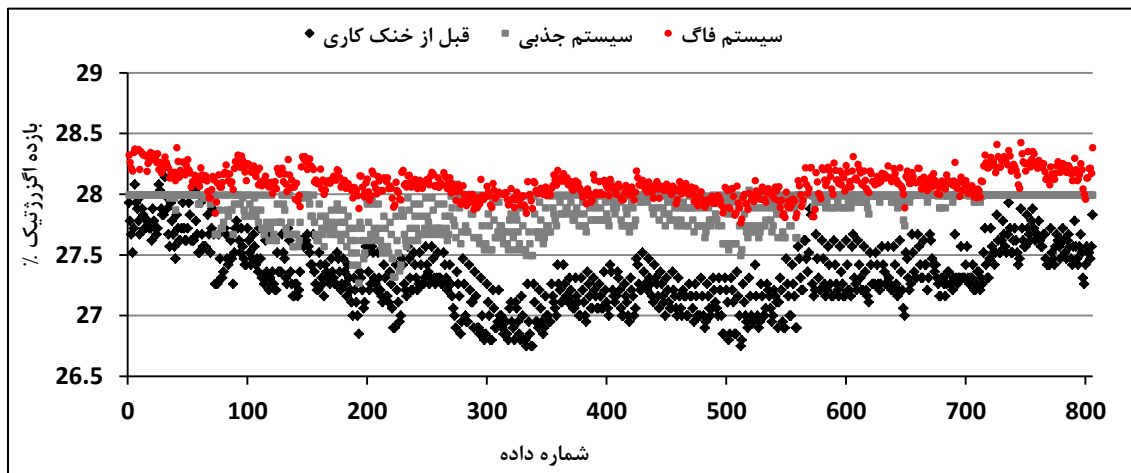
در شکل ۵-۱۰ تغییر در عملکرد توربین گازی، از دیدگاه اگزرژی مورد بررسی قرار گرفته است. بررسی‌ها نشان می‌دهند که در اثر خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور، عملکرد توربین گازی هم از دیدگاه مجموع نسبت تخریب اگزرژی و هم از نظر راندمان اگزرژتیک سیکل، بهبود خواهد یافت. بهبود عملکرد توربین از دیدگاه اگزرژی به معنای بهبود عملکرد از دیدگاه تبدیل و انتقال انرژی می‌باشد.



شکل ۵-۱۰: تغییرات در مجموع نسبت تخریب اگزرژی در توربین گازی توسط سیستم فاگ و جذبی

۵-۵-۶ راندمان کلی اگزرتیک

شکل ۱۱-۵ تغییرات راندمان اگزرتیک مجموعه توربین گازی در اثر کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور را نشان می‌دهد. همانطور که از شکل نیز پیداست، در اثر کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور، راندمان اگزرتیک نیروگاه نیز بهبود خواهد یافت.



شکل ۱۱-۵: تغییرات راندمان اگزرتیک در اثر کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور

نتایج بررسی‌ها به طور کلی نشان می‌دهند که در حالت تمام بار با استفاده از خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور، عملکرد توربین گازی بهبود خواهد یافت. همچنین از دیدگاه اگزرتی، خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور می‌تواند موجب کاهش نسبت تخریب اگزرتی و افزایش راندمان اگزرتیک، در مجموعه توربین گازی گردد.

خلاصه بررسی‌ها از دیدگاه فنی و از منظر قوانین اول و دوم ترمودینامیک در نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه در جدول زیر به طور خلاصه ارائه گردیده است.

جدول ۵-۱: خلاصه نتایج بررسی تاثیر خنک‌کاری هوای ورودی بر عملکرد توربین گازی فولاد مبارکه

پارامتر مورد نظر	متوسط درصد تغییرات (سیستم جذبی)	متوسط درصد تغییرات (سیستم فاگ)
دمای هوای محیط	۴۶ درصد کاهش	۵۱/۶۵ درصد کاهش
دبی هوا	۳/۷۴ درصد افزایش	۵/۱۴ درصد افزایش
توان ویژه مصرفی کمپرسور	۲/۲ درصد کاهش	۱/۹ درصد کاهش
راندمان ایزنتروپیک کمپرسور	۰/۰۸ درصد کاهش	۰/۱۱ درصد کاهش
راندمان اگزرتیک کمپرسور	۰/۰۵۵ درصد کاهش	۰/۰۳ درصد کاهش
دبی سوخت	۵/۹۳ درصد افزایش	۷/۴ درصد افزایش
نسبت تخریب اگزرتی در کمپرسور	۳/۵ درصد کاهش	۳/۵ درصد کاهش
نسبت تخریب اگزرتی در محفظه احتراق	۲/۵ درصد کاهش	۲/۸ درصد کاهش
راندمان اگزرتیک محفظه احتراق	۰/۷۲ درصد افزایش	۰/۹۲ درصد افزایش
توان ویژه تولیدی توربین	۰/۸۱ درصد افزایش	۱/۳۹ درصد افزایش
راندمان ایزنتروپیک توربین	۰/۱۷ درصد کاهش	۰/۴۶ درصد کاهش
راندمان اگزرتیک توربین	۰/۰۷ درصد افزایش	۰/۴۲ درصد افزایش
نسبت تخریب اگزرتی در توربین	۳/۶۴ درصد کاهش	۲/۱۲ درصد کاهش
تخریب اگزرتی از اگزوز	۸/۷ درصد افزایش	۹/۹ درصد افزایش
توان خالص تولیدی در نیروگاه	۸ درصد افزایش	۱۰/۴ درصد افزایش
راندمان کلی توربین گازی	۱/۹۸ درصد افزایش	۲/۷۹ درصد افزایش
راندمان اگزرتیک توربین گازی	۱/۹۷ درصد افزایش	۲/۸ درصد افزایش
مجموع نسبت تخریب اگزرتی	۰/۸۸ درصد کاهش	۱/۱۳ درصد کاهش

۵-۶ برآورد اقتصادی بکارگیری سیستم خنک‌کاری هوای ورودی در نیروگاه گازی فولاد مبارکه

یکی از مهمترین عوامل در تصمیم‌گیری به منظور رد یا پذیرش یک طرح صنعتی، بعد از ارزیابی-های فنی طرح، بررسی اقتصادی طرح می‌باشد. طرح صنعتی مناسب، طرحی است که علاوه بر دارا بودن توجیه فنی و با در نظر گرفتن کلیه محدودیت‌ها در ساخت، تعمیر، نگه‌داری و بهره‌برداری، از لحاظ اقتصادی نیز دارای توجیه مناسب باشد.

یکی از پارامترهای مهم در ارزیابی توجیه اقتصادی یک طرح صنعتی، بازگشت سرمایه می‌باشد. بازگشت سرمایه از تقسیم، میزان سرمایه‌گذاری برای انجام پروژه بر میزان درآمدهای دوره‌ای و یا صرفه‌جویی صورت گرفته ناشی از انجام طرح، بدست می‌آید.

بازگشت سرمایه ساده را به کمک رابطه زیر می‌توان محاسبه نمود [۳۹].

$$PB = CC/AS \quad (۵-۶)$$

در رابطه فوق، CC نشان دهنده سرمایه‌گذاری اولیه مورد نیاز برای انجام پروژه، PB مدت زمان بازگشت سرمایه بر حسب سال و AS نشان دهنده در آمد و یا صرفه‌جویی سالانه ناشی از پروژه می‌باشد. برای محاسبه زمان بازگشت سرمایه در طرح پیشنهادی ابتدا بایستی میزان هزینه لازم برای خرید کالا و یا تجهیز مورد نظر مشخص شود.

سرمایه‌گذاری اولیه مورد نیاز جهت پروژه، هزینه‌های صورت گرفته جهت خرید کالا و تجهیزات مرتبط با طرح صنعتی می‌باشد.

صرفه‌جویی دوره‌ای، از کسر هزینه‌های دوره‌ای از درآمد دوره‌ای بدست می‌آید.

هزینه دوره‌ای به طور کل شامل دو قسمت عمده زیر می‌باشد.

۵-۶-۱ هزینه عملیاتی

این پارامتر، هزینه سوخت، دستمزد کارگر و هرآنچه به طرح در حین فعالیت بستگی دارد را شامل می‌شود.

۵-۶-۲ هزینه تعمیر و نگه‌داری

هر تجهیز و یا طرح صنعتی برای عملکرد بهتر و مناسبتر نیاز به یکسری بازرسی‌ها و همچنین تعمیرات در طول دوره عملکرد خود می‌باشد. هزینه‌های مربوط به تعمیر و نگه‌داری معمولاً به صورت درصدی از سرمایه‌گذاری اولیه برای خرید تجهیز و یا انجام طرح صنعتی به حساب آورده می‌شود. در بخش قبلی هریک از دو سیستم پیشنهادی جهت خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور از دیدگاه انرژی و تاثیر آن‌ها در عملکرد و راندمان توربین گازی فولاد مبارکه مورد ارزیابی قرار گرفتند. در این بخش از پایان‌نامه به بررسی و ارزیابی اقتصادی طرح خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور توسط دو سیستم فاگ و جذبی می‌پردازیم.

۵-۷ برآورد اقتصادی بکارگیری سیستم خنک‌کاری فاگ در نیروگاه گازی فولاد مبارکه

ساخت و بکارگیری سیستم فاگ در نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه، علاوه بر سرمایه اولیه مورد نیاز برای خرید و نصب تجهیزات، شامل هزینه‌های عملیاتی و همچنین تعمیر و نگه‌داری می‌باشد. از مهمترین هزینه‌های اولیه جهت ساخت سیستم خنک‌کاری فاگ می‌توان به هزینه لازم جهت خرید پمپ‌ها، نازل‌ها و اتصالات مربوطه اشاره نمود. در مورد ارزیابی اقتصادی طرح، ذکر این نکته الزامی است که در طول محاسبات در این بخش فرض بر آنست که به واحد تصفیه و تولید آب دمین نیاز نیست و آب دمین مورد نیاز سیستم فاگ از طریق واحد تصفیه و توزیع آب فولاد مبارکه قابل خریداری است. همچنین فرض بر آنست که الکتریسیته مورد نیاز سیستم پمپاژ از طریق برق اضافی تولید شده توسط توربین گازی تامین می‌گردد بنابراین هزینه‌های عملیاتی شامل گازبها و هزینه خرید آب دمین مورد نیاز خواهد بود. در جدول ۵-۲ خلاصه برآورد سرمایه اولیه مورد نیاز برای بکارگیری سیستم فاگ در نیروگاه گازی فولاد مبارکه آورده شده است.

جدول ۵-۲: خلاصه سرمایه اولیه مورد نیاز جهت بکارگیری سیستم فاگ در نیروگاه فولاد مبارکه

نوع هزینه جهت سرمایه‌گذاری اولیه	میزان هزینه مورد نیاز (ریال)
هزینه خریداری الکتروپمپ	۵۵۰۰۰۰۰۰۰ ریال
هزینه خریداری نازل‌ها	۳۵۰۰۰۰۰۰۰ ریال
هزینه خریداری لوله‌ها و اتصالات	۲۵۰۰۰۰۰۰۰ ریال
هزینه طراحی و ساخت سیستم کنترل	۳۰۰۰۰۰۰۰۰ ریال
هزینه طراحی، ساخت و نصب کل سیستم	۵۵۰۰۰۰۰۰۰ ریال
مجموع هزینه‌ها	۲۰۰۰۰۰۰۰۰۰ ریال

بررسی‌ها نشان می‌دهند که با بکارگیری سیستم فاگ در نیروگاه گازی فولاد مبارکه، به مدت ۶ ماه و در طول ماه‌های گرم سال، اضافه‌الکتریسیته تولیدی ۱۴۲۱۴/۲ مگاوات ساعت خواهد بود که با کسر برق مصرفی توسط سیستم فاگ در این دوره شش ماهه، خالص‌الکتریسیته اضافی تولید شده توسط نیروگاه به میزان ۱۴۱۱۳ مگاوات ساعت خواهد بود. میزان دبی گاز طبیعی اضافی مورد نیاز توربین در این دوره به طور متوسط ۰/۶۷۶ متر مکعب در ثانیه محاسبه گردید. همچنین کل گاز طبیعی اضافی مورد نیاز در این دوره شش ماهه، و با بکارگیری سیستم فاگ، ۳/۶ میلیون مترمکعب برآورد گردید. همچنین آب دمین مورد نیاز و میزان کل آب دمین مورد نیاز در طی عملکرد سیستم در طی بازه زمانی مورد بررسی به صورت زیر بدست می‌آیند.

دبی آب دمین مورد نیاز به طور متوسط : ۲/۳۵ لیتر در ثانیه
 کل آب دمین مورد نیاز در طی دوره شش ماهه از اردیبهشت تا آبان : ۱۲۵۲۴/۷۶ متر مکعب
 بنابراین با توجه به موارد ذکر شده و با در نظر گرفتن بهای هر مترمکعب گاز طبیعی معادل با ۷۰۰ ریال، هزینه هر مترمکعب آب دمین خریداری شده از واحد تصفیه و توزیع آب شرکت معادل با ۱۸۰۰۰۰ ریال [۴۰] و همچنین در نظر گرفتن ۴۰۰ ریال به ازای هر کیلووات ساعت برق خریداری شده از شبکه سراسری، خلاصه هزینه عملیاتی مربوط به بکارگیری این سیستم در نیروگاه فولاد مبارکه به صورت جدول ۵-۳ خواهد بود.

جدول ۳-۵: خلاصه هزینه‌های عملیاتی سیستم فاگ در نیروگاه گازی فولاد مبارکه

نوع هزینه	میزان هزینه (ریال)
هزینه گاز بهای مصرفی	۲/۵۲۰ میلیارد ریال
هزینه آب دمین مصرفی	۲/۲۵۴ میلیارد ریال
مجموع هزینه در هر دوره	۴/۷۷۴ میلیارد ریال

با مشخص شدن هزینه‌های عملیاتی و سرمایه اولیه مورد نیاز و همچنین صرفه جویی‌های صورت گرفته، زمان بازگشت سرمایه طرح حدوداً ۲/۵ سال محاسبه گردید.

خلاصه نتایج در طول یک دوره شش ماهه از اردیبهشت تا آبان ماه و در صورت بکارگیری سیستم فاگ به مدت ۸ ساعت در طول روز مابین ساعت ۱۰ صبح تا ۶ بعد از ظهر، در نیروگاه گازی فولاد مبارکه، به صورت زیر خواهد بود.

جدول ۴-۵: خلاصه نتایج ارزیابی فنی و اقتصادی بکارگیری سیستم فاگ در نیروگاه گازی فولاد مبارکه

سیستم فاگ جهت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور			نوع سیستم پیشنهادی
افزایش توان تولیدی	۹/۶ مگاوات	۱۰/۴ درصد افزایش	ارزیابی فنی
افزایش بازده کلی	۰/۸	۲/۸ درصد افزایش	
کاهش Heat Rate	۳۴۸/۵ (kj/kwh)	۲/۷ درصد کاهش	
سوخت اضافی مورد نیاز	۳/۶ میلیون متر مکعب گاز طبیعی		
آب دمین مورد نیاز	۱۲۵۲۴/۷۶ متر مکعب		
اضافه الکتریسیته تولیدی	۱۴۱۱۳ مگاوات ساعت		
سرمایه اولیه مورد نیاز	۲ میلیارد ریال		ارزیابی اقتصادی
جمع هزینه‌ها	۴/۷۷۴ میلیارد ریال		
خالص صرفه جویی سالانه	۸۷۱ میلیون ریال		
زمان بازگشت سرمایه	حدود ۲/۵ سال		

با توجه به نتایج فوق و مباحث طرح شده در بخش‌های پیشین به نظر می‌رسد بکارگیری سیستم فاگ در نیروگاه گازی فولاد مبارکه به سبب شرایط آب و هوایی و رطوبت کم منطقه و همچنین قیمت پایین و سادگی این سیستم، از لحاظ فنی و اقتصادی دارای توجیه مناسبی می‌باشد.

۵-۸ برآورد اقتصادی بکارگیری سیستم خنک‌کاری جذبی در نیروگاه گازی فولاد مبارکه

مهمترین هزینه‌های اولیه در مورد سیستم جذبی، هزینه مورد نیاز جهت خریداری چیلر جذبی و اتصالات و متعلقات مربوطه به همراه طراحی و ساخت مبدل آب-هوای مورد نیاز خواهد بود در جدول ۵-۵ خلاصه سرمایه اولیه مورد نیاز جهت ساخت یک سیستم خنک‌کاری جذبی آورده شده است.

جدول ۵-۵: خلاصه سرمایه اولیه مورد نیاز جهت بکارگیری سیستم خنک‌کاری جذبی در نیروگاه فولاد مبارکه

نوع تجهیز	قیمت (ریال)	قیمت (ریال)	قیمت (ریال)
چیلر جذبی به همراه برج خنک‌کن، پمپ-های آب خنک‌کن و لوله‌ها و اتصالات مربوطه	۵/۷۲ میلیارد	۹/۵۶ میلیارد	۱۵/۲۸ میلیارد
مبدل حرارتی فشرده، پمپ‌های انتقال آب سرد از چیلر به مبدل به همراه اتصالات و سیستم کنترل و فرمان	۸۵۸ میلیون	۱/۴۳ میلیارد	۲/۳ میلیارد
جمع کل	۶/۶۷ میلیارد	۱۱ میلیارد	۱۷/۵۸ میلیارد

بنابراین هزینه سرمایه اولیه مورد نیاز جهت خریداری تجهیزات سیستم خنک‌کاری جذبی در نیروگاه گازی فولاد مبارکه، جهت استفاده در دوره ۶ ماهه گرم سال طبق جدول ۵-۵، و با احتساب قیمت‌های سال ۱۳۸۹، در مجموع ۱۷/۵۸ میلیارد ریال برآورد می‌شود [۴۱] که با احتساب افزایش سالانه ۳۰ درصدی قیمت تجهیزات، مابین سال‌های ۸۹ تا ۹۲، و همچنین با احتساب هزینه طراحی، سرمایه اولیه مورد نیاز جهت طراحی، ساخت نصب و بکارگیری سیستم خنک‌کاری جذبی در نیروگاه فولاد مبارکه حدود ۳۳ میلیارد ریال برآورد خواهد شد.

طبق اعلام ویراورد آقای سعادت‌تی از شرکت توربوتک [۴۲] برای کوهپایه‌های شرقی و منطقه اصفهان که جز این اقلیم محسوب می‌گردد، سرمایه اولیه مورد نیاز جهت بکارگیری سیستم خنک-

کاری جذبی در یک نیروگاه گازی، به طور متوسط ۱۳۵ دلار به ازای هر کیلووات توان افزوده شده خواهد بود که با احتساب این رقم، و با توجه به اینکه اگر از این سیستم در نیروگاه فولاد مبارکه استفاده شود به طور متوسط ۷/۴ مگاوات بر توان تولیدی نیروگاه افزوده خواهد شد سرمایه اولیه مورد نیاز جهت نصب و بکارگیری سیستم خنک‌کاری جذبی در نیروگاه گازی فولاد مبارکه حدود ۱ میلیون دلار خواهد بود که با احتساب ۳۵ هزار ریال به ازای هر دلار، میزان سرمایه اولیه مورد نیاز حدود ۳۵ میلیارد ریال خواهد بود.

در بازه زمانی در نظر گرفته شده، مجموع مصرف برق توسط سیستم خنک‌کاری جذبی برابر ۵۴۴/۱۴ مگاوات ساعت و در حدود ۵ درصد الکتریسیته مازاد تولید شده خواهد بود. لازم به ذکر است که در محاسبات، این میزان برق مورد نیاز از کل الکتریسیته اضافی تولیدی کسر خواهد شد. بنابراین هزینه‌های عملیاتی تنها شامل گازبهای مصرفی خواهد بود.

با استعلام از واحد انرژی و سیالات فولاد مبارکه و با در نظر گرفتن قیمت ۷۰۰ ریال به عنوان گازبهای مصرفی در نیروگاه [۴۳]، مجموع هزینه عملیاتی در این طرح به قرار زیر خواهد بود

کل اضافه گاز مصرفی طی دوره شش ماهه : ۲/۸۷۳ میلیون متر مکعب

اضافه گاز بهای مصرفی طی دوره شش ماهه : ۲/۰۱۱ میلیارد ریال

سیستم جذبی از لحاظ هزینه‌های تعمیر و نگه‌داری، یک سیستم کم هزینه محسوب می‌شود. هزینه‌های نگه‌داری و تعمیر این سیستم عمدتاً شامل بازرسی‌های دوره‌ای و تعویض قطعات معیوب می‌باشد.

معمولاً در طرح‌های صنعتی، هزینه‌های تعمیر و نگه‌داری از تجهیز در حدود ۵ درصد از سرمایه اولیه مورد نیاز در نظر گرفته می‌شود که با احتساب این رقم، مجموع هزینه تعمیر و نگه‌داری به قرار زیر است.

مجموع هزینه تعمیر و نگه‌داری در هر دوره شش ماهه : ۱/۵ میلیارد ریال

با نصب سیستم خنک‌کاری جذبی در نیروگاه گازی فولاد مبارکه همانگونه که پیش از این محاسبه شد، اضافه الکتریسیته تولیدی ۱۰۹۴۸/۲ مگاوات ساعت خواهد بود که با کسر برق مصرفی توسط سیستم جذبی در این دوره شش ماهه، خالص الکتریسیته اضافی تولید شده توسط نیروگاه به میزان ۱۰۴۰۴/۰۶ مگاوات ساعت خواهد بود. با احتساب قیمت هر کیلووات برق خریداری شده توسط مجتمع فولاد مبارکه از شبکه برق سراسری کشور، به میزان متوسط ۴۰۰ ریال به ازای هر کیلووات ساعت، با استفاده از سیستم جذبی، صرفه جویی صورت گرفته ناشی از عدم خرید این میزان برق از شبکه سراسری به قرار زیر است.

صرفه جویی ناشی از تولید برق اضافی در نیروگاه : ۴/۱۶۱ میلیارد ریال
بدین ترتیب با کسر هزینه‌ها، خالص صرفه جویی صورت گرفته در طول یک دوره شش ماهه از اردیبهشت تا آبان ماه، به مقدار زیر خواهد بود.

صرفه جویی خالص بعد از کسر هزینه‌ها، در طی دوره شش ماهه : ۶۵۰ میلیون ریال
بدین ترتیب با تقسیم سرمایه اولیه مورد نیاز بر خالص صرفه جویی صورت گرفته، زمان بازگشت سرمایه ساده حدوداً ۵۰ سال محاسبه خواهد شد که از لحاظ اقتصادی دارای توجیه مناسبی نخواهد بود. یکی از علل غیر اقتصادی بودن اجرای این پروژه در حال حاضر، مشکلات ارزی موجود در کشور و افزایش قیمت دلار در برابر ریال و همچنین پایین بودن قیمت برق در ایران به نسبت قیمت جهانی این حامل انرژی است.

اگر چنانچه فرض بر این باشد که قیمت برق به ازای هر کیلووات ساعت ۱۰۰۰ ریال، قیمت هر متر مکعب گاز طبیعی ۱۰۰۰ ریال و همچنین قیمت هر دلار در محاسبه ۱۵۰۰۰ ریال در نظر گرفته شود، با توجه به مقاله سعادت و همکارانش [۴۲]، و در نظر گرفتن کلیه هزینه‌ها، زمان بازگشت سرمایه حدود ۲/۳ سال محاسبه خواهد شد که نشان از توجیه مناسب اقتصادی پروژه دارد.

بنابراین به نظر می‌رسد تغییر نرخ ارز و همچنین پایین بودن قیمت برق و گازها به نسبت قیمت‌های جهانی این حامل‌های انرژی در جهان، تاثیر زیادی بر توجیه اقتصادی پروژه خواهد داشت.

خلاصه نتایج در طول یک دوره شش ماهه از اردیبهشت تا آبان ماه و در صورت بکارگیری این سیستم به مدت ۸ ساعت در روز مابین ساعت ۱۰ صبح تا ۶ بعد از ظهر، به صورت زیر خواهد بود.

جدول ۵-۶: خلاصه نتایج ارزیابی فنی و اقتصادی بکارگیری سیستم جذبی در نیروگاه گازی فولاد مبارکه

سیستم جذبی جهت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور			نوع سیستم پیشنهادی
افزایش توان تولیدی	۷/۴ مگاوات	۸ درصد افزایش	ارزیابی فنی
افزایش بازده کلی	۰/۷۱	۲ درصد افزایش	
کاهش Heat Rate	۲۴۹(kj/kwh)	۲ درصد کاهش	
سوخت اضافی مورد نیاز	۲/۸۷ میلیون متر مکعب گاز طبیعی		
اضافه الکتریسیته تولیدی	۱۰۴۰۴/۰۶ مگاوات ساعت		
سرمایه اولیه مورد نیاز	۳۳ میلیارد ریال	ارزیابی اقتصادی	
جمع هزینه‌ها	۳/۵۱۱ میلیارد ریال		
خالص صرفه جویی سالانه	۶۵۰ میلیون ریال		
زمان بازگشت سرمایه	حدود ۵۰ سال		

با توجه به شرایط آب و هوایی منطقه اصفهان، همچنین در نظر گرفتن محدودیت‌های موجود، مسائل فنی و تکنولوژیکی و مباحث مربوط به طراحی و ساخت سیستم خنک کننده، به نظر می‌رسد سیستم خنک کاری فاگ هم از دیدگاه انرژی و امکان ایجاد بهبود در عملکرد توربین، افزایش راندمان نیروگاه از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک و هم از لحاظ اقتصادی، سیستمی مناسب جهت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور در حالت تمام بار در نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه باشد.

فصل ششم

نتیجه گیری و جمع بندی

۶-۱ جمع بندی مباحث

هدف اصلی در این پایان نامه بررسی عملکرد توربین گازی در شرایط محیطی متفاوت و سطوح بار مختلف می باشد. بدین منظور این پایان نامه در ۶ فصل مرتبط تنظیم گردیده است.

در فصل اول مقدمه‌ای از توربین‌های گازی مطرح گردید. در این فصل ابتدا به بیان تاریخچه و شکل‌گیری توربین‌های گازی اشاره شد، در ادامه ساختار اصلی توربین‌های گازی مورد بررسی قرار گرفت و همچنین سیکل ترمودینامیکی عملکرد توربین تشریح گردید. در بخش‌های دیگر از این فصل به حالت‌های کارکرد توربین، عوامل موثر بر عملکرد توربین گازی و همچنین مزایا و معایب توربین‌های گازی نیز اشاره شد و در نهایت اهداف و نوآوری‌های این پایان نامه تشریح گردید.

در فصل دوم، سابقه تاریخی و مطالعاتی در زمینه موضوع پایان‌نامه تشریح گردید. در این فصل ابتدا به بیان مطالعاتی که در زمینه شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی به خصوص در حالت نیمه بار و تمام بار در سالیان اخیر صورت گرفته پرداخته شد و مختصراً به نکات اصلی و مهم برگرفته از مقالات مطالعه شده نیز اشاره گردید. طرح و بر نیز به عنوان الگوی مناسب جهت تدوین برنامه شبیه‌ساز بیان گردید. در ادامه به بیان مطالعات صورت گرفته در زمینه تحلیل اگزورژی توربین گازی پرداخته شد. در این زمینه کارهای مناسبی به خصوص در سالیان اخیر صورت گرفته است که در این بخش بدان اشاره گردید. در بخش پایانی این فصل نیز تحقیقات و کارهای صورت گرفته در زمینه خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور بیان گردید. در زمینه خنک‌کاری هوای ورودی و مطالعات صورت گرفته در این زمینه می‌توان بیان نمود که در زمینه خنک‌کاری هوای ورودی با سیستم فاگ و جذبی نسبت به سایر شیوه‌های موجود، کارها و مطالعات بیشتری صورت گرفته است.

فصل سوم از پایان‌نامه که می‌توان بیان نمود شاکله اصلی پایان‌نامه در این فصل شکل گرفته است، در مورد شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی می‌باشد. در این فصل با توجه به مطالعات صورت گرفته به خصوص گزارش وبر [۱۱]، الگویی جهت شبیه‌سازی عملکرد توربین در سطوح بار مختلف ارائه گردید.

در فصل سوم ابتدا روابط حاکم بر الگوی مورد نظر مورد بررسی قرار گرفته و سپس الگوریتم مناسب جهت حل همزمان روابط با در نظر گرفتن نحوه عملکرد مکانیزم کنترل دور و بار توربین ارایه گردید. با توجه به موارد ذکر شده و تحت نرم افزار MATLAB برنامه‌ای جهت شبیه‌سازی توربین گازی تدوین گردید. این برنامه قادر خواهد بود با استفاده از داده‌های محیطی شامل دما و فشار و همچنین ارزش حرارتی سوخت مورد استفاده در نیروگاه به عنوان شرایط ورودی، کلیه پارامترهای مهم توربین شامل دما و فشار را در نقاط مختلف سیکل را محاسبه نماید. جهت بررسی پارامترهای عملکرد توربین در حالت نیمه‌بار، با مشخص بودن توان مورد انتظار و شرایط ورودی در حالت تمام‌بار، به کمک برنامه شبیه‌ساز می‌توان پارامترهای اساسی در عملکرد توربین در این حالت و در سطوح بار متفاوت را نیز محاسبه نمود. در ادامه جهت بررسی و اعتبار سنجی از برنامه تدوین شده، عملکرد توربین گازی مجتمع فولاد مبارکه که از نوع PG971E می‌باشد توسط این برنامه شبیه‌سازی گردید. مقایسه نتایج بدست آمده از برنامه با داده‌های واقعی ثبت شده در محل نیروگاه بیانگر تطبیق مناسب میان نتایج بوده و با توجه به بررسی‌های آماری صورت گرفته، امکان استفاده از نتایج برنامه در مراحل بعدی میسر و برنامه از اعتبار مناسبی در این زمینه برخوردار می‌باشد.

در فصل چهارم به بررسی تاثیر عوامل محیطی و سطوح بار متفاوت، بر عملکرد توربین گازی از منظر قوانین اول و دوم ترمودینامیک پرداخته شد. در این فصل نیز به مانند فصل سوم، توربین گازی مجتمع فولاد مبارکه به عنوان نمونه عملی مورد بررسی قرار گرفت. در بخش اول، ابتدا در زمینه تحلیل انرژی و انرژی و انرژی به طور همزمان و به عنوان یکی از ابزارهای مناسب جهت تحلیل عملکرد توربین گازی پرداخته و به روابط مورد استفاده جهت تحلیل مجموعه توربین گازی از دیدگاه انرژی پرداخته شد. در ادامه با استفاده از برنامه شبیه‌ساز در حالت تمام‌بار به ازای دماهای متفاوت ورودی، دو پارامتر مهم دما و فشار در نقاط مختلف سیکل توربین گازی مشخص گردید. با استفاده از نتایج بدست آمده از برنامه شبیه‌ساز و به کمک برنامه تنظیم شده برای محاسبه انرژی تحت نرم افزار EES و محاسبه آنتروپی و آنتالپی نقاط مختلف سیکل توسط این برنامه، پارامترهای مهم مربوط به تحلیل

اگرژی توربین شامل میزان تخریب اگرژی، نسبت تخریب اگرژی و راندمان اگرژتیک کمپرسور، محفظه احتراق و توربین بدست آمد و بدین ترتیب در این شرایط، عملکرد توربین از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک مورد ارزیابی قرار گرفت و نتایج حاصل بیان گردید. در بخش بعدی، عملکرد توربین به ازای یک مورد انتظار مشخص و به ازای تغییر دمای هوای محیط مورد بررسی قرار گرفت و نتایج جالبی در این بخش بدست آمد. همانطور که توضیح داده شد، در حالت نیمه بار نحوه عملکرد دریچه هوای ورودی تاثیر زیادی بر عملکرد توربین خواهد داشت که تاثیر این پارامتر در نتایج به خوبی مشخص می‌باشد. لذا می‌توان بیان نمود که نکته مهم برگرفته از این بخش این است که تاثیر شرایط محیطی در حالت نیمه‌بار و در هر سطح توان مورد انتظار بایستی به صورت مجزا بررسی گردد. همچنین بررسی‌ها نشان دادند که عملکرد توربین نسبت به حالت تمام بار، در حالت نیمه‌بار افت زیادی خواهد داشت.

در نهایت در بخش انتهایی از فصل چهارم به بررسی عملکرد توربین در یک شرایط محیطی مشخص و در سطوح بار متفاوت پرداخته شد. در این بخش به ازای دمای هوای مشخص، سطوح بار مورد درخواست از توربین تغییر داده و نتایج حاصل بیان گردید. بررسی‌ها نشان داد که در یک شرایط دمایی مشخص، افزایش در میزان سطح بار، عملکرد توربین را هم از دیدگاه قانون اول ترمودینامیک و هم از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک و اگرژی بهبود خواهد داد.

یکی از وجوه تمایز این پایان‌نامه با کارهای قبلی، بررسی بیشتر عملکرد توربین در حالت نیمه‌بار و در شرایط محیطی و سطوح بار مختلف می‌باشد که از این منظر و به این بخش به خوبی در فصل چهارم پرداخته شده است.

در فصل پنجم از پایان‌نامه، به ارزیابی فنی و اقتصادی دو شیوه خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور در نیروگاه گازی مجتمع فولاد مبارکه پرداخته شده است. در این فصل ابتدا توضیحاتی در مورد دو شیوه مرسوم جهت خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور شامل سیستم‌های شناخته شده فاگ و جذبی داده شد و مزایا و معایب هر سیستم نیز تشریح گردید. همچنین روابط حاکم جهت

محاسبه آب دمین مورد نیاز در سیستم فاگ، محاسبه ظرفیت مناسب چیلر در شیوه جذبی و همچنین محاسبه دمای خروجی از هر دو سیستم مورد بررسی قرار گرفت.

در ادامه به کمک برنامه شبیه‌ساز و مشخص بودن دمای هوا در خروج از سیستم خنک‌کاری و در ورودی به کمپرسور و همچنین سایر شرایط، پارامترهای اساسی عملکرد مربوط به توربین گازی در نقاط مختلف سیکل پس از خنک‌کاری هوای ورودی تعیین گردیده و به کمک نرم‌افزار EES و برنامه مربوط به تحلیل انرژی، عملکرد توربین از دیدگاه قوانین اول و دوم ترمودینامیک به طور کامل مورد بررسی قرار گرفت و نتایج بدست آمده ارایه گردید.

از آنجائیکه بررسی‌ها در فصل چهارم در حالت نیمه بار نشان دادند که خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور در حالت نیمه‌بار و در یک توان مشخص و ثابت تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر عملکرد توربین نمی‌گذارد لذا در این فصل و در نیروگاه مجتمع فولاد مبارکه، خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور توسط سیستم فاگ و جذبی هر یک به طور جداگانه و در حالت تمام‌بار مورد بررسی قرار گرفتند. بررسی‌ها نشان دادند که در حالت تمام بار، خنک‌کاری هوای ورودی می‌تواند موجب افزایش توان و راندمان توربین گازی گردیده و شاخص‌های مربوط به انرژی و انرژی در مجموعه توربین گازی را بهبود بخشد.

پس از ارزیابی‌های فنی، دو سیستم از دیدگاه اقتصادی نیز مورد ارزیابی قرار گرفته و با هم مقایسه شدند. از دیدگاه اقتصادی، به علت افزایش در قیمت ارز و مشکلات مربوط به واردات تجهیزات مربوط به سیستم خنک‌کاری جذبی و قیمت بالای این تجهیزات، و همچنین پایین تر بودن قیمت برق در ایران به نسبت قیمت‌های متوسط جهانی، بکارگیری سیستم جذبی در شرایط فعلی، در نیروگاه گازی فولاد مبارکه از دیدگاه اقتصادی دارای توجیه نمی‌باشد. لذا با توجه به شرایط آب و هوایی محل نیروگاه و همچنین قیمت تمام شده کمتر سیستم خنک‌کاری فاگ به نسبت سیستم جذبی، به نظر می‌رسد بکارگیری این سیستم در نیروگاه گازی فولاد مبارکه شیوه‌ای موثر جهت بهبود عملکرد توربین باشد.

۲-۶ پیشنهادات

در طول محاسبات مربوط به برنامه شبیه‌ساز تدوین شده که در فصل سوم به طور کامل مورد بررسی قرار گرفت هوا به عنوان سیال عامل در سیکل به صورت گاز ایده آل در نظر گرفته شد و از تاثیر رطوبت چشم‌پوشی شده است. لذا پیشنهاد می‌گردد جهت تکمیل برنامه، تاثیر رطوبت نیز در نظر گرفته شود.

برنامه شبیه‌ساز مذکور، جهت شبیه‌سازی توربین‌های گاز تک محوره بدون در نظر گرفتن هوای خنک‌کاری پره‌ها تدوین شده و لذا پیشنهاد می‌گردد مطابق با این الگو برنامه‌ای جهت شبیه‌سازی عملکرد توربین‌های چند محوره و همچنین با احتساب هوای مربوط به خنک‌کاری پره‌ها و سیستم ضد ایجاد یخ‌زدگی در ورودی کمپرسور نیز تدوین گردد.

پیشنهاد می‌گردد عملکرد توربین گازی با تکنیک‌های شبکه عصبی در حالت نیمه بار نیز شبیه‌سازی شده و نتایج با الگوهای موجود مقایسه گردد.

منابع و مراجع

۱. Razak, A.M.Y.(2007), "**Industrial gas turbines performance and opearability**" Taylor & Francis Group, LLC. Cambridge, England. pp1-3
۲. Boyce and Meherwan p.(2002), "**gasturbine engineering handbook**", second edition. gulf professional publishing. pp10
۳. Kolev.N and Schaber.K and Kolev.D.(2001), "a new type of a gas-steam turbine cycle with increased efficiency" **J.of.Applied Thermal Engineering**, 21, pp391-405
۴. Environmental protection agency(2008), "**Technology Characterization:gas turbine**", Energy and Environmental Analysi. Arlington, Virginia, pp9
۵. Ehyaei, M A and Mozafari, A and Alibiglou, M H.(2011), "Exergy, economic & environmental(3E) analysis of inlet fogging for gas turbine power plant" **J.of energy**, 36. pp6851-6861
۶. Kim.J.H and Song.T.W and Kim.T.S and Ro.S.T .(2001), "Model development and simulation of transient behavior of heavy duty gas turbines" **J.of.engineering for gas turbines and power**, 123. pp598-594
۷. Al-Hamdan.Qusai Z. and Ebaid.Munzer S.Y(2006), "Modeling and Simulation of a Gas Turbine Engine for Power Generation"**J.of.engineering for gas turbines and power**, 128. pp302-311
۸. حاجی دولو، ابراهیم و حمیدی، ولی، (۱۳۸۸)، "شبییه سازی عملکرد توربوژنراتورهای گازی جریان محوری" هفدهمین کنفرانس سالانه بین المللی مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، ۱۳۸۸.
۹. Kim, T.S and Hwang ,S.H.(2006) "Part load performance analysis of recuperated gas turbines considering engine configuration and operation strategy" **J.of.energy**, 31 pp260-277
۱۰. Lee, Jong Jun, Kang ,Do Won و Kim ,Tong Seop.(2011), "Development of a gas turbine performance analysis program and its application" **J.of. energy**, 36. pp5274-5285
۱۱. Weber, Patrick Thomas.(2011), "Modeling Gas Turbine Engine Performance at Part-Load" **J.of. Electric Power Research Institute**, pp1-13
۱۲. Song , T.W (2002), "Exergy-based performance analysis of the heavy-duty gas turbine in part-load operating conditions" **.Exergy,an International Journal**. 2. pp105-112
۱۳. عطایی، آبتین و گلزاری، یاسر (۱۳۸۹) "تحلیل اگزرتیک و انرژتیک عملکرد توربین گازی ۷94.3a زیمنس در سطوح بار مختلف" فصلنامه تبدیل انرژی جلد ۱. ص ۶۳-۷۰
۱۴. Baheta, Aklilu tesfamichael and Gilani, Syed ihtsham-ul-hagh.(2011) "Exergy based performance analysis of a gas turbine at part load conditions" **j.of.applied scinces**, 11. pp1994-1999

۱۵. Johnson, R S.(1988) "The theory and operation of evaporative cooler for industrial gas turbine applications".asme international gas turbine and aeroengine congress
۱۶. Abdulrahman, M AL- ibrahim and Abdulhadi, Varnham.(2010)" A review of inlet air-cooling technologies for enhancing the performance of combustion turbines in Saudi Arabia"**J.of.applied thermal engineering**,30.pp1879-1888
۱۷. Hosseini, R and Beshkani, A and Soltani, M.(2007) " performance improvement of gas turbine of Fars(Iran) combined cycle power plant by intake air cooling using a media evaporative cooler"**J.of.energy conversion and management**.48.pp1055-1064
۱۸. Wilcox, E.C and Trout, A.M.(1951) "Analysis of thrust augmentation of turbojet engines by water injection at compressor inlet including charts for calculation compression processes with water injection"**J.of.NACA Report**1006.
۱۹. Jones, J.B and Hawkins, G.A,(1960)"**Engineering Thermodynamics**", John Wiley & Sons Inc.
۲۰. Chaker, M and Meher-Homji, C.B and Mee III,(2002)"Inlet fogging of gas turbine engines– part A: fog droplet thermodynamics, heat transfer and practical consideration " ASME Turbo Expo2002
۲۱. Bhargava, R and Meher-Homji, C.B.(2002) "Parametric analysis of existing gas turbine with inlet evaporative and overspray fogging",ASME Turbo Expo 2002
۲۲. بهدشتی، علی و ابراهیم پور، حمید و سرگلزائی، غلامرضا و ذبیحیان، فرشید، (۲۰۰۶) " افزایش ظرفیت واحدهای گازی نیروگاه زاهدان بوسیله سیستم خنک کن فاگ ". ۲۱ امین کنفرانس بین المللی برق ۸۰۱-۷۹۱
۲۳. ابراهیمی، محمود و امامی، حمید، (۱۳۸۹) " بررسی راهکارهای مناسب جهت بهبود عملکرد بخش گازی نیروگاه قم " نخستین همایش منطقه ای مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد تهران شرق. ص ۵-۱
۲۴. مقصودی مهربان، کریم، محمودی جزه، سید وحید و موسی کاظمی، سید حسین، (۱۳۹۰) " تحلیل فنی و اقتصادی نصب سیستم فاگ در نیروگاه سیکل ترکیبی شهید رجایی و ارائه نتایج تست عملکرد " نوزدهمین همایش سالانه مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند. ص ۴-۱
۲۵. Sanaye, Sepehr and Tahani, Mojtaba.(2010)."Analysis of gas turbine operating parameters with inlet fogging and wet compression process"**J.of.applied thermal engineering**.30.pp234-244
۲۶. Ameri, M and Hejazi, S H.(2004)"The study of capacity enhancement of the chabahr gas turbine installation using an absorption chiller"**J.of.applied thermal engineering**.24.pp59-68
۲۷. Boonnasaa, S and Namprakaia , P and Muangnapohb, T.(2006)"Performance improvement of the combined cycle power plant by intake air cooling using an absorption chiller"**J.of.Energy**.31.pp2036-2046
۲۸. Popli, Sahil , Rodgers , Peter و Eveloy, Valerie .(2013)"Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry"**J.of.Applied Thermal Engineering**.50.pp918-931

۲۹. عامری، محمد، زرافشانی، وحید و حجازی، سید حسین "افزایش توان توربینهای گازی frame5 و frame6 نیروگاه کیش با استفاده از سیستم چیلر جذبی"
۳۰. فرزانه گرد، محمود و دیمی دشت بیاض، مهدی. (۱۳۸۸) "مقایسه دو روش استاندارد خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین های گازی پالایشگاه گاز خانگیان" اولین کنفرانس صنعت نیروگاههای حرارتی-پردیس دانشگاه تهران
۳۱. dos Santos, Ana Paula P and Andrade , Claudia R and Zaparoli, Edson L.(2012) "Comparison of Different Gas Turbine Inlet Air Cooling Methods"**J.of.World Academy of Science, Engineering and Technology**.61.pp40-45
۳۲. Walsh, Philip P and Fletcher, Paul. (2004) "**Gas Turbine Performance**",Second Edition.a Blackwell Publishing company
۳۳. Jassim, Rahim K.and Alhazmy,Majed M and Zaki, Galal M .(2012)."Energy and Exergy Analysis of Reverse Brayton Refrigerator for Gas Turbine Power Boosting"**J.of. intech,Efficiency, Performance and Robustness of Gas Turbines**,4,pp97-120
۳۴. مدارک فنی توربین گازی مدل PG9171E.
۳۵. Wark, K.(1990)"**Advance Thermodynamics For Engineers**" 2nd ed .NewYork : Mc Graw-Hill
۳۶. bijan, adrian, tsatsaronis, george و moran, michael.(1996)"**thermal design and optimization**"newyork.john wiley & sons
۳۷. زارع، وحید و سید محمودی،سید محمد و زینالی پیمان و علیزاده، علیرضا.(۱۳۸۹)"تحلیل اگزرژی سرمایه های ورودی به سیکل توربین گازی ساده و با بازیاب" تهران : هجدهمین همایش سالانه بین المللی مهندسی مکانیک ایران
۳۸. www.wunderground.com.
۳۹. Beggs, Clive.(2002)"**Energy: Management,Supply and Conservation**" Elsevier Science & Technology Books
۴۰. مهندس بازفتی.(۱۳۹۱) " قیمت گازبها، برق و متوسط قیمت آب دمین تولیدی در مجتمع فولاد مبارکه"، واحد تصفیه و توزیع آب
۴۱. سعادت، احسان اله" تهیه اطلس جامع افزایش توان و راندمان نیروگاههای کشور با استفاده از خنک کاری هوای ورودی واحدهای گازی"سازمان بهره وری انرژی.
۴۲. www.tasisatnovin.blogfa.com
۴۳. عابدی، افشین و خسروی، کسری.(۱۳۸۹)"مقایسه فنی و اقتصادی چیلرهای جذبی و تراکمی" نخستین همایش بین المللی چیلر و برج خنک کن ایران

Abstract

Gas turbines are today one of the power machines that have many applications in various industries, including power plants, refineries, petrochemicals, oil and gas industries.

Gas turbine manufacturers predicted turbine operating conditions in ISO ambient conditions. however, mainly gas turbines are used in other than ISO conditions.

Predicted turbine performance, especially in off-design conditions is important.

Studies show that change in environmental conditions and changes in load of the turbine can cause a dramatic shift in the gas turbine performance so that understanding of how changes in the quality and performance of the turbine can be very effective.

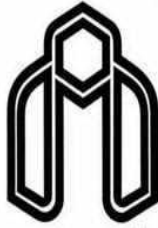
This is important when we want to changes in air conditions or in some parts of the turbine in order to improve the performance of gas turbine. because the main technical and economic evaluation of such projects is prediction of gas turbine performance improvement while conditions is changed.

Performance analysis of power production systems from the perspective of the second law of thermodynamics and exergy analysis is one of the newest works in the field of energy conversion. Coupled this tool with analytical tools that use the first law of thermodynamics in the base can lead to exact analysis of a power generation system.

It seems, developing a model and simulator program with simplicity, low cost and high accuracy and so use of newest tools to analyze quantity and quality of the systems energy conversion in different environmental conditions and different load, can be highly efficient and useful to prediction performance of gas turbines.

In the present thesis, is to study the works done and the latest researches in the field of gas turbine performance simulation, especially in the off-design and part-load conditions using thermodynamic relations and factor of turbine load control, in relations. gas turbine performance will be simulated at various load frequency...

Keywords: gas turbine, off design, exergy, gas turbine simulator, part-load



Shahrood University of Technology

Faculty of mechanical engineering

**Studying performance of gas turbine at part load and off
design conditions based on first and second law of
thermodynamics**

Masod Jafari sola

**Supervisor:
Dr.Mahmood Farzaneh Gord**

September 2013