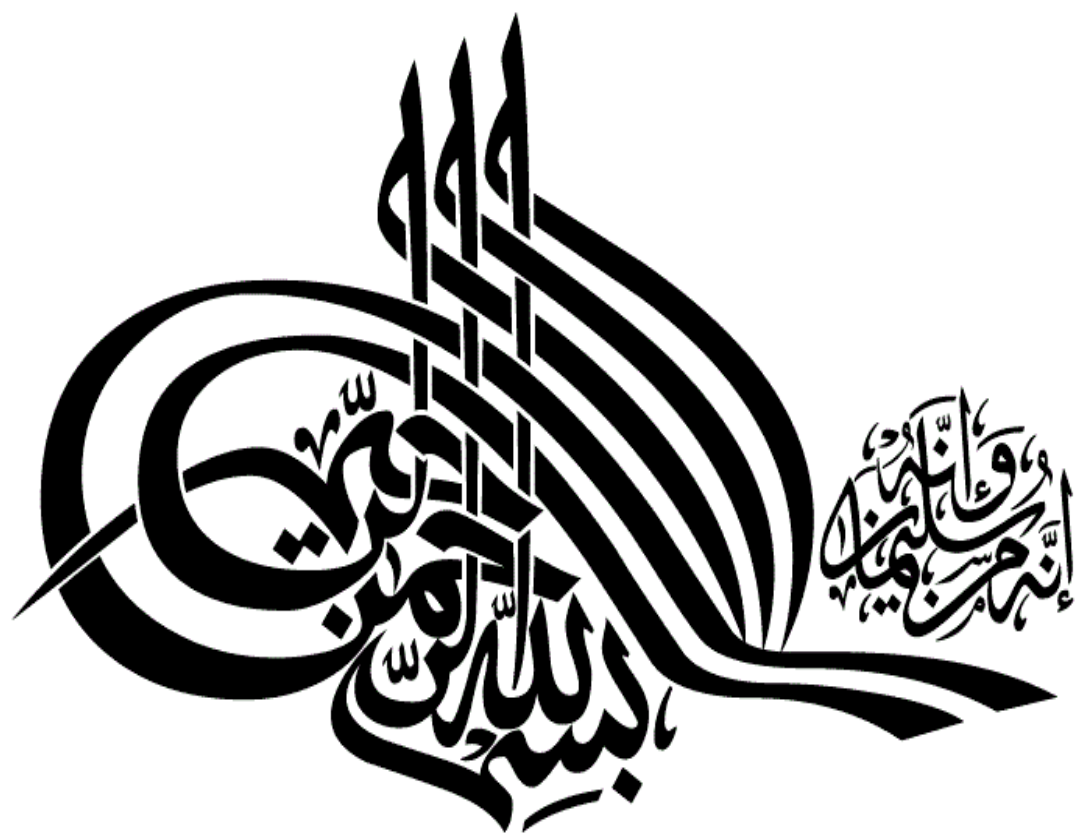
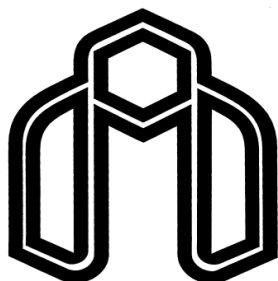






دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک

گروه سیستم انرژی

تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه توربین گازی و بهبود عملکرد آن

دانشجو: مهدی بهمن

اساتید راهنما:

دکتر محمود چهارطاقی

دکتر علی سررشته‌داری

پایان نامه جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

بهمن ۱۳۹۲



دانشگاه علمی کاربردی

مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره (۶)

باسمه تعالی

شماره:

تاریخ:

ویرایش:

فرم صورت جلسه دفاع از پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) نتیجه ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای مهدی بهمن رشته مهندسی مکانیک گرایش سیستم‌های انرژی تحت عنوان تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه توربین گازی و بهبود عملکرد آن که در تاریخ ۹۲/۲۷ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

☐ مردود	☐ دفاع مجدد	☒ قبول (با درجه : بسیار خوب - امتیاز ۱۸.۳۸)
--------------------------------	------------------------------------	---

۲- بسیار خوب (۱۸ - ۱۸/۹۹)

۱- عالی (۱۹ - ۲۰)

۴- قابل قبول (۱۴ - ۱۵/۹۹)

۳- خوب (۱۶ - ۱۷/۹۹)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنما	محمود چهارطاقی	استادیار	
	علی سررشته‌داری	استادیار	
۲- استاد مشاور			
۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی	علی خالقی	استادیار	
۴- استاد ممتحن	محمود فرزانه گرد	استاد	
۵- استاد ممتحن	سید مجید هاشمیان	استادیار	

امضاء

رئیس دانشکده:

تقدیر و تشکر

تقدیم به پدر و مادر مهربان و صبورم که وجودشان دلیلی است بر هر آنچه که در زندگی انجام می‌دهم.

همچنین از اساتید ارجمند جناب آقای دکتر محمود چهارطاقی و جناب آقای دکتر علی سررشته‌داری که رهنمودهایشان نقش بسزایی در غنای هر چه بیشتر این تحقیق داشته است، تشکر و قدردانی می‌نمایم.

تعهد نامه

اینجانب مهدی بهمن دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی سیستم‌های انرژی دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان‌نامه "تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه توربین گازی و بهبود عملکرد آن" تحت راهنمایی دکتر محمود چهارطاقی و دکتر علی سررشته‌داری متعهد می‌شوم:

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

تاریخ:

امضای دانشجو:

مالکیت نتایج و حق نشر

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

چکیده

توربین گازی یکی از ماشین‌های تولید توان می‌باشد که امروزه در صنایع مختلف از جمله نیروگاه‌ها، پالایشگاه‌ها و صنایع نفت و گاز کاربرد فراوانی یافته‌اند. از آن جایی که درصد بالایی از توان مورد نیاز کشور، در نیروگاه‌های گازی تامین می‌گردد و با توجه به این موضوع که انرژی مورد نیاز این نیروگاه‌ها سوخت‌های فسیلی هستند، لذا بهبود عملکرد این نیروگاه‌ها بسیار حائز اهمیت می‌باشد.

هدف اصلی در این تحقیق، تحلیل انرژی و انرژی‌تیک و انرژی‌تیک نیروگاه توربین گازی و ارائه راهکاری برای بهبود کارایی و عملکرد توربین گازی مورد مطالعه می‌باشد. سیکل گازی مورد مطالعه در این پایان نامه مربوط به نیروگاه قم می‌باشد که شامل ۴ واحد گازی ساخت شرکت Mitsubishi ژاپن مدل MW-701D با ظرفیت اسمی هر یک ۱۲۸/۵ MW و در مجموع ۵۱۴ MW می‌باشد.

در پایان‌نامه حاضر، پس از مدل سازی سیکل گازی و ترکیبی با استفاده از نرم‌افزار ترموفلو، به تحلیل انرژی و انرژی‌تیک سیکل گازی پرداخته می‌شود. در ادامه تاثیر تغییر شرایط محیط و سطوح بار توربین گاز بر عملکرد سیکل گازی و کل نیروگاه بررسی می‌شود. سپس به ارزیابی فنی و اقتصادی استفاده از سه نوع سیستم خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور در شش ماه گرم سال و تاثیر استفاده از آن‌ها بر عملکرد سیکل گازی مورد بررسی قرار می‌گیرد که در نهایت با توجه به شرایط فنی و اقتصادی و شرایط محیطی منطقه قم، سیستم خنک‌کاری فاگ به عنوان سیستمی مناسب جهت بهبود عملکرد در این نیروگاه انتخاب و معرفی می‌گردد. با استفاده از سیستم فاگ در نیروگاه قم، توان خالص خروجی از سیکل گازی و نیروگاه به ترتیب به میزان ۱۱/۱۵ و ۸/۰۸ درصد، بازده انرژی و انرژی‌تیک سیکل گازی به ترتیب ۳/۶۴ و ۳/۶۱ درصد افزایش می‌یابد و میزان آلاینده‌گی هوا توسط CO_2 ۰/۷۷ درصد کاهش می‌یابد. در ادامه به بهینه‌سازی دو هدفه سیکل گازی نیروگاه قم توسط الگوریتم ژنتیک و با استفاده از نرم‌افزار مطلب و در شش ماه سرد سال پرداخته می‌شود. توابع هدف، بازده انرژی و هزینه‌های مربوط به سیکل گازی شامل هزینه تعمیر و نگهداری، هزینه سوخت مصرفی و هزینه تخریب انرژی می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش بازده انرژی سیکل گازی، هزینه‌های آن نیز افزایش پیدا می‌کند.

واژگان کلیدی: توربین گاز، انرژی، انرژی‌تیک، شبیه‌سازی، خنک‌کاری، بهینه‌سازی دو هدفه، الگوریتم

ژنتیک

فهرست مطالب

فصل اول مقدمه و مروری بر آثار پژوهشی پیشین	۱
۱-۱ تاریخچه پیدایش توربین‌های گاز	۲
۱-۱ مزایای توربین‌های گازی	۳
۲-۱ معایب توربین‌های گازی	۴
۳-۱ اهداف پایان‌نامه	۴
۴-۱ مروری بر آثار پژوهشی پیشین	۵
۱-۴-۱ شبیه‌سازی عملکرد سیکل گازی و سیکل ترکیبی	۵
۲-۴-۱ تحلیل اگزرژی	۷
۳-۴-۱ خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور	۸
۴-۴-۱ بهینه‌سازی چند هدفه سیکل گازی	۹
فصل دوم روش‌های بهبود عملکرد توربین گاز	۱۱
۱-۲ مقدمه	۱۲
۲-۲ پارامترهای مؤثر بر عملکرد توربین گاز	۱۲
۳-۲ روش‌های بهبود عملکرد توربین گاز	۱۳
۴-۲ روش‌های خنک‌کاری تبخیری	۱۳
۱-۴-۲ خنک‌کاری تبخیری هوای ورودی به روش مدیا	۱۴
۲-۴-۲ خنک‌کاری تبخیری هوای ورودی به روش فاگ	۱۷
۶-۲ روش‌های خنک‌کاری تبریدی	۱۹
۱-۶-۲ خنک‌کاری هوای ورودی با استفاده از چیلر مکانیکی یا تراکمی	۲۰
۲-۶-۲ خنک‌کاری هوای ورودی با استفاده از چیلر جذبی	۲۰
۳-۶-۲ سیستم‌های خنک‌کاری به روش ذخیره‌سازی انرژی	۲۱
فصل سوم مدل‌سازی و شبیه‌سازی ترمودینامیکی نیروگاه قم	۲۳
۱-۳ مدل‌سازی ترمودینامیکی سیکل گازی نیروگاه قم	۲۴
۱-۱-۳ سیکل استاندارد هوایی برای تون	۲۴

۲۶	۲-۱-۳ انحراف سیکل‌های واقعی از سیکل ایده‌آل
۲۷	۳-۱-۳ قانون اول ترمودینامیک یا اصل بقای انرژی برای حجم کنترل
۲۸	۴-۱-۳ قانون دوم ترمودینامیک برای یک حجم کنترل
۲۸	۵-۱-۳ برگشت ناپذیری
۲۹	۶-۱-۳ آگزرژی یا قابلیت انجام کار
۳۰	۷-۱-۳ بازده قانون دوم ترمودینامیک یا بازده آگزرژیک
۳۱	۸-۱-۳ گاز کامل یا ایده‌آل
۳۲	۹-۱-۳ تحلیل ترمودینامیکی کمپرسور
۳۴	۱۰-۱-۳ تحلیل ترمودینامیکی محفظه احتراق
۳۵	۱۱-۱-۳ تحلیل ترمودینامیکی توربین گاز
۳۶	۱۲-۱-۳ تحلیل ترمودینامیک نیروگاه توربین گازی
۳۷	۲-۳ شبیه‌سازی نیروگاه سیکل ترکیبی قم در نرم‌افزار ترموفلو
۳۷	۱-۲-۳ آشنایی با نرم‌افزار ترموفلو
۳۸	۲-۲-۳ شبیه‌سازی سیکل ترکیبی قم در GT PRO و GT MASTER
۴۱	فصل چهارم نتایج مدل‌سازی و شبیه‌سازی نیروگاه قم
۴۲	۱-۴ معرفی نیروگاه قم به عنوان نمونه مورد مطالعه
۴۴	۲-۴ نتایج مدل‌سازی ترمودینامیکی سیکل گازی نیروگاه قم
۴۸	۳-۴ نتایج شبیه‌سازی نیروگاه سیکل ترکیبی قم در نرم‌افزار ترموفلو
۵۵	۱-۳-۴ بررسی صحت نتایج شبیه‌سازی نیروگاه با نرم‌افزار ترموفلو
۵۸	۴-۴ بررسی اثرات تغییر شرایط محیط بر عملکرد سیکل گازی و نیروگاه
۵۸	۱-۴-۴ مقدمه
۵۸	۲-۴-۴ بررسی اثرات تغییر دمای محیط بر عملکرد سیکل گازی و نیروگاه
۶۶	۳-۴-۴ بررسی اثرات تغییر رطوبت نسبی بر عملکرد سیکل گازی و نیروگاه
۷۰	۵-۴ بررسی اثرات تغییر توان توربین گاز بر عملکرد سیکل گازی و نیروگاه
۷۷	فصل پنجم نتایج و بحث در مورد بهبود عملکرد سیکل گازی نیروگاه قم
۷۸	۱-۵ بهبود عملکرد سیکل گازی در ۶ ماه گرم سال
۷۸	۱-۱-۵ مقدمه

۲-۱-۵	تحلیل اقتصادی بکارگیری سه نوع سیستم خنک‌کاری در نیروگاه قم.....	۸۱
۳-۱-۵	تحلیل فنی بکارگیری سه نوع سیستم خنک‌کاری در نیروگاه قم.....	۹۴
۴-۱-۵	معرفی مناسب‌ترین روش جهت خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور.....	۹۸
۲-۵	بهبود عملکرد سیکل گازی در ۶ ماه سرد سال.....	۱۰۱
۱-۲-۵	مقدمه.....	۱۰۱
۲-۲-۵	الگوریتم ژنتیک.....	۱۰۳
۳-۲-۵	مدلسازی ترمودینامیکی سیکل گازی.....	۱۰۴
۴-۲-۵	بهینه‌سازی چند هدفه سیکل گازی.....	۱۱۲
۵-۲-۵	بررسی صحت عملکرد کد نوشته شده توسط نرم‌افزار مطلب.....	۱۱۷
۱۱۹	فصل ششم نتیجه‌گیری و پیشنهادها	
۱-۶	جمع‌بندی مباحث.....	۱۲۰
۲-۶	نوآوری‌ها.....	۱۲۲
۳-۶	پیشنهادها.....	۱۲۳

فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۲: اجزاء و نحوه کارکرد یک سیستم خنک‌کاری مدیا [۱۷]..... ۱۵
- شکل ۲-۲: تاثیر استفاده از سیستم مدیا شرکت Munters بر توربین‌های گاز ایالات متحده [۱۷]..... ۱۶
- شکل ۳-۲: تاثیر استفاده از سیستم فاگ شرکت MeeFog بر توربین‌های گاز ایالات متحده [۱۷]..... ۱۸
- شکل ۱-۳: تصویری شماتیک از سیکل گازی نیروگاه قم..... ۲۴
- شکل ۲-۳: نمودارهای فشار-حجم ویژه و دما-آنتروپی برای سیکل ایده‌آل برایتون [۲۱]..... ۲۴
- شکل ۳-۳: انحراف سیکل واقعی توربین گاز از سیکل ایده‌آل در اثر برگشت ناپذیریه‌ها [۲۱]..... ۲۷
- شکل ۴-۳: تغییرات گرمای ویژه تعدادی از گازها با دما [۲۱]..... ۳۱
- شکل ۵-۳: نمودار فرآیندهای تراکم واقعی و آیزنتروپیک در کمپرسور..... ۳۲
- شکل ۶-۳: نمودار فرآیندهای انبساط واقعی و آیزنتروپیک در توربین گاز..... ۳۵
- شکل ۷-۳: سوخت مصرفی نیروگاه قم..... ۳۸
- شکل ۸-۳: شبیه‌سازی بویلر بازیاب در GT PRO..... ۳۹
- شکل ۳-۳: شبیه‌سازی سیکل گازی نیروگاه قم در GT MASTER..... ۳۹
- شکل ۱-۴: نمودار جریان‌های انرژی واحد گازی نیروگاه قم در بار عادی..... ۴۷
- شکل ۲-۴: نمودار جریان‌های انرژی واحد گازی نیروگاه قم در بار عادی..... ۴۸
- شکل ۳-۴: پارامترهای عملکردی سیکل گازی نیروگاه قم در حالت ۹۰٪ بار..... ۴۹
- شکل ۴-۴: پارامترهای عملکردی نیروگاه قم در حالت ۹۰٪ بار..... ۴۹
- شکل ۵-۴: پارامترهای عملکردی و نحوه قرارگیری اجزای بویلر بازیاب نیروگاه قم در حالت ۹۰٪ بار..... ۵۰
- شکل ۶-۴: نمودار جریان‌های انرژی ورودی و خروجی نیروگاه..... ۵۰
- شکل ۷-۴: نمودار توزیع جریان‌های انرژی نیروگاه..... ۵۱
- شکل ۸-۴: نمودار توزیع جریان‌های انرژی سیکل گازی نیروگاه..... ۵۱
- شکل ۹-۴: نمودار توزیع جریان‌های انرژی سیکل بخار نیروگاه..... ۵۲
- شکل ۱۰-۴: نمودار جریان‌های انرژی ورودی و خروجی نیروگاه..... ۵۲
- شکل ۱۱-۴: نمودار توزیع جریان‌های انرژی و تخریب انرژی نیروگاه..... ۵۳

- شکل ۴-۱۲: نمودار توزیع جریان‌های اگزرژی در بویلر بازیاب، توربین بخار و کندانسور..... ۵۴
- شکل ۴-۱۳: نمودار توزیع جریان‌های اگزرژی در سیکل گازی نیروگاه..... ۵۴
- شکل ۴-۱۴: نحوه شبیه‌سازی توربین گازی نیروگاه اهواز در نرم‌افزار ترموفلو..... ۵۷
- شکل ۴-۱۵: نمودار تغییرات دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور با دمای محیط..... ۵۹
- شکل ۴-۱۶: نمودار تغییرات نسبت فشار و توان ویژه کمپرسور با دمای محیط..... ۶۰
- شکل ۴-۱۷: نمودار تغییرات دبی سوخت و نسبت هوا به سوخت با دمای محیط..... ۶۰
- شکل ۴-۱۸: نمودار تغییرات تخریب اگزرژی محفظه احتراق با دمای محیط..... ۶۱
- شکل ۴-۱۹: نمودار تغییرات دمای گازهای ورودی و خروجی توربین گاز با دمای محیط..... ۶۲
- شکل ۴-۲۰: نمودار تغییرات توان ویژه توربین گاز با دمای محیط..... ۶۲
- شکل ۴-۲۱: نمودار تغییرات توان خالص خروجی سیکل گازی، توربین بخار و نیروگاه با دمای محیط..... ۶۳
- شکل ۴-۲۲: نمودار تغییرات نرخ حرارتی سیکل گازی و نیروگاه با دمای محیط..... ۶۴
- شکل ۴-۲۳: نمودار تغییرات بازده انرژی سیکل گازی، بویلر بازیاب و نیروگاه با دمای محیط..... ۶۴
- شکل ۴-۲۴: نمودار تغییرات نسبت تخریب اگزرژی سیکل گازی با دمای محیط..... ۶۵
- شکل ۴-۲۵: نمودار تغییرات نسبت تخریب اگزرژی نیروگاه با دمای محیط..... ۶۵
- شکل ۴-۲۶: نمودار تغییرات بازده اگزرژتیک سیکل گازی، بویلر بازیاب و نیروگاه با دمای محیط..... ۶۶
- شکل ۴-۲۷: نمودار تغییرات آلایندگی هوا توسط CO_۲ با دمای محیط..... ۶۶
- شکل ۴-۲۸: نمودار تغییرات دبی جرمی هوای ورودی با رطوبت نسبی..... ۶۷
- شکل ۴-۲۹: نمودار تغییرات دبی سوخت و نسبت هوا به سوخت با رطوبت نسبی..... ۶۷
- شکل ۴-۳۰: نمودار تغییرات دمای گازهای ورودی و خروجی توربین گاز با رطوبت نسبی..... ۶۸
- شکل ۴-۳۱: نمودار تغییرات توان خالص خروجی از سیکل گازی، توربین بخار و نیروگاه با رطوبت نسبی..... ۶۸
- شکل ۴-۳۲: نمودار تغییرات بازده انرژی بویلر بازیاب با رطوبت نسبی..... ۶۹
- شکل ۴-۳۳: نمودار تغییرات بازده انرژی سیکل گازی و نیروگاه با رطوبت نسبی..... ۶۹
- شکل ۴-۳۵: نمودار تغییرات آلایندگی هوا توسط CO_۲ با رطوبت نسبی..... ۷۰
- شکل ۴-۳۵: نمودار تغییرات دبی جرمی هوای ورودی به توربین گاز با درصد بار توربین گاز..... ۷۰
- شکل ۴-۳۶: نمودار تغییرات دبی سوخت و نسبت هوا به سوخت با درصد بار توربین گاز..... ۷۱
- شکل ۴-۳۷: نمودار تغییرات نسبت فشار توربین و کمپرسور با درصد بار توربین گاز..... ۷۱

- شکل ۴-۳۸: نمودار تغییرات تخریب اگزرژی محفظه احتراق، کمپرسور و توربین گاز با درصد بار توربین گاز.....۷۲
- شکل ۴-۳۹: نمودار تغییرات دمای گازهای ورودی و خروجی از توربین گاز با درصد بار توربین گاز.....۷۳
- شکل ۴-۴۰: نمودار تغییرات نسبت تخریب اگزرژی سیکل گازی با درصد بار توربین گاز.....۷۳
- شکل ۴-۴۱: نمودار تغییرات نسبت تخریب اگزرژی نیروگاه با درصد بار توربین گاز.....۷۴
- شکل ۴-۴۲: نمودار تغییرات توان خالص خروجی سیکل گازی، توربین بخار و نیروگاه با درصد بار توربین گاز.....۷۴
- شکل ۴-۴۳: نمودار تغییرات نرخ حرارتی سیکل گازی و نیروگاه با درصد بار توربین گاز.....۷۵
- شکل ۴-۴۴: نمودار تغییرات بازده انرژی سیکل گازی، بویلر بازیاب و نیروگاه با درصد بار توربین گاز.....۷۵
- شکل ۴-۴۵: نمودار تغییرات بازده اگزرژتیک سیکل گازی، بویلر بازیاب و نیروگاه با درصد بار توربین گاز.....۷۶
- شکل ۴-۴۶: نمودار تغییرات آلاینده‌گی هوا توسط CO_2 با درصد بار توربین گاز.....۷۶
- شکل ۵-۱: میانگین بالاترین و پایین‌ترین دمای محیط در شهر قم به درجه سانتیگراد.....۷۸
- شکل ۵-۲: میانگین رطوبت نسبی در شهر قم.....۷۹
- شکل ۵-۳: شبیه‌سازی سیستم‌های خنک‌کاری در ترموفلو.....۸۰
- شکل ۵-۴: میانگین رطوبت نسبی در طول شبانه روز در ماه مرداد.....۸۰
- شکل ۵-۵: میانگین دما در طول شبانه روز در ماه مرداد.....۸۱
- شکل ۵-۶: نمودار تغییرات بازگشت سرمایه بر حسب دلار ۲۵۰۰۰ ریال با قیمت برق.....۹۲
- شکل ۵-۷: نمودار تغییرات بازگشت سرمایه بر حسب قیمت برق ۴۰۰ ریال با قیمت دلار.....۹۳
- شکل ۵-۸: مقایسه بازده انرژی و اگزرژتیک سیکل گازی در سیکل‌های ترکیبی مختلف.....۹۵
- شکل ۵-۹: مقایسه بازده انرژی و اگزرژتیک نیروگاه در سیکل‌های ترکیبی مختلف.....۹۵
- شکل ۵-۱۰: مقایسه دمای گازهای ورودی و خروجی از توربین گاز در سیکل‌های ترکیبی مختلف.....۹۶
- شکل ۵-۱۱: مقایسه مصرف سوخت و نسبت هوا به سوخت در سیکل‌های ترکیبی مختلف.....۹۷
- شکل ۵-۱۲: میانگین رطوبت نسبی و میزان دمای کاهش یافته هوای ورودی به کمپرسور در سیکل‌های مختلف.....۹۷
- شکل ۵-۱۳: میزان آلاینده‌گی هوا در سیکل‌های ترکیبی مختلف.....۹۸
- شکل ۵-۱۴: نمودار تغییرات بازگشت سرمایه فاگ بر حسب دلار ۱۲۰۰۰ ریال با قیمت برق.....۱۰۱
- شکل ۵-۱۵: نمودار تغییرات بازگشت سرمایه فاگ بر حسب قیمت برق ۴۰۰ ریال با قیمت دلار.....۱۰۱
- شکل ۵-۱۶: جبهه پرتو برای توابع هدف.....۱۱۴
- شکل ۵-۱۷: جبهه پرتو برای توابع هدف و برای شش ماه.....۱۱۵

شکل ۵-۱۸: میزان تغییرات سود خالص با بازده انرژی سیکل گازی و با قیمت برق ۴۰۰ Rial/kWh ۱۱۶

شکل ۵-۱۹: میزان تغییرات سود خالص با بازده انرژی سیکل گازی و با قیمت برق ۸۰۰ Rial/kWh ۱۱۶

فهرست جداول

جدول ۱-۳: اطلاعات مربوط به شرایط محیطی قم	۳۹
جدول ۱-۴: پارامترهای عملکردی بخش گازی نیروگاه قم در بار عادی (۹۰٪) [۲۷]	۴۳
جدول ۲-۴: خروجی نیروگاه قم در بار عادی (۹۰٪) [۲۷]	۴۴
جدول ۳-۴: آگرژی شیمیایی اجزای موجود در هوا [۲۱]	۴۴
جدول ۴-۴: ترکیبات سوخت گاز طبیعی مورد استفاده در نیروگاه گازی قم [۲۷]	۴۵
جدول ۵-۴: ترکیب گازهای حاصل از احتراق در دودکش در شرایط تست بازیاب نیروگاه [۲۷]	۴۶
جدول ۶-۴: آنتالپی و آنتروپی گازهای ورودی و خروجی توربین [۲۱]	۴۶
جدول ۷-۴: خروجی‌های حاصل از مدل‌سازی کمپرسور و توربین گاز	۴۶
جدول ۸-۴: نرخ تخریب آگرژی و بازده آگرژی اجزای سیکل گازی	۴۷
جدول ۹-۴: پارامترهای عملکردی سیکل گازی نیروگاه قم	۴۷
جدول ۱۰-۴: میزان تخریب آگرژی در قسمت‌های مختلف سیکل گازی نیروگاه قم	۵۵
جدول ۱۱-۴: مقایسه نتایج بدست آمده از نرم‌افزار با داده‌های واقعی، برای سیکل گازی قم در بار عادی (۹۰٪)	۵۶
جدول ۱۲-۴: مقایسه نتایج بدست آمده از نرم‌افزار با داده‌های واقعی، برای نیروگاه قم در بار عادی (۹۰٪)	۵۵
جدول ۱۳-۴: مقایسه نتایج بدست آمده از نرم‌افزار با نتایج محاسبه شده، برای نیروگاه قم در بار عادی (۹۰٪)	۵۶
جدول ۱۴-۴: مقایسه نتایج بدست آمده از نرم‌افزار با داده‌های واقعی نیروگاه اهواز [۲۸]	۵۷
جدول ۱-۵: میانگین دما، فشار و رطوبت محیط در ۶ ماه گرم سال برای شهر قم	۸۲
جدول ۲-۵: میانگین توان تولید شده در یک ساعت و برای ۶ ماه گرم سال برای خنک‌کاری فاگ	۸۳
جدول ۳-۵: میانگین توان تولید شده در یک ساعت و برای ۶ ماه گرم سال برای خنک‌کاری مدیا و چیلر جذبی	۸۳
جدول ۴-۵: میزان افزایش توان یک بلوک سیکل ترکیبی با استفاده از خنک‌کاری فاگ	۸۴
جدول ۵-۵: میزان افزایش توان یک بلوک سیکل ترکیبی با استفاده از خنک‌کاری مدیا و چیلر جذبی	۸۴
جدول ۶-۵: میزان افزایش توان الکتریکی با استفاده از سیستم‌های خنک‌کاری	۸۵
جدول ۷-۵: میزان مصرف آب دمن سیستم فاگ	۸۷
جدول ۸-۵: میزان مصرف سوخت یک بلوک سیکل ترکیبی	۸۸
جدول ۹-۵: میزان سوخت اضافه مصرف شده با استفاده از خنک‌کاری و برای یک واحد سیکل گازی	۸۸

- جدول ۵-۱۰: میزان افزایش توان در سیکل گازی و نیروگاه با استفاده از سیستم‌های خنک‌کاری ۹۴
- جدول ۵-۱۱: نرخ حرارتی سیکل گازی و نیروگاه در سیکل‌های ترکیبی مختلف ۹۶
- جدول ۵-۱۲: مقایسه تاثیر استفاده از سه سیستم خنک‌کاری بر روی نیروگاه با یکدیگر و رتبه‌بندی آن‌ها ۹۹
- جدول ۵-۱۳: مقایسه تاثیر استفاده از سه سیستم خنک‌کاری بر روی نیروگاه با یکدیگر ۱۰۰
- جدول ۵-۱۴: مقایسه سه سیستم خنک‌کاری با توجه به معیارهای ارزش‌گذاری طرح‌های خنک‌کاری ۱۰۰
- جدول ۵-۱۵: شرایط هوای ورودی به کمپرسور ۱۰۴
- جدول ۵-۱۶: نحوه بدست آوردن $C_{p,g}$ محصولات احتراق ۱۰۸
- جدول ۵-۱۷: متغیرهای تصمیم برای بهینه‌سازی ۱۱۳
- جدول ۵-۱۸: مقایسه سه نقطه بهینه ۱۱۵
- جدول ۵-۱۹: مقدار متغیرهای ورودی برای شبیه‌سازی سیکل گازی ۱۱۷
- جدول ۵-۱۹: مقایسه نتایج شبیه‌سازی در بار ۹۰٪ ۱۱۸
- جدول ۵-۲۰: مقایسه نتایج شبیه‌سازی در بار ۵۵٪ ۱۱۸
- جدول ۶-۱: تاثیر تغییر شرایط محیط بر روی عملکرد سیکل گازی و ترکیبی ۱۲۰
- جدول ۶-۲: تاثیر تغییر سطوح بار توربین گاز بر روی عملکرد سیکل گازی و ترکیبی ۱۲۱
- جدول ۶-۳: تاثیر استفاده از خنک‌کاری فاگ بر روی عملکرد سیکل گازی و نیروگاه قم ۱۲۲

فصل اول

مقدمه و مروری بر آثار پژوهشی پیشین

۱-۱ تاریخچه پیدایش توربین‌های گاز

از حدود ۷۰ سال قبل توربین‌های گازی جهت تولید برق مورد استفاده قرار می‌گرفتند، اما در بیست سال اخیر تولید این نوع توربین‌ها بیست برابر افزایش یافته است. نخستین بار، ۱۵۰ سال پیش از میلاد، الکساندریا^۱ از توربین گازی استفاده کرد. وی با استفاده از دود حاصل از آتش، توربین را به حرکت درآورد. فشار حاصل از گاز، توربین را به طور موفقیت آمیز اما با کارایی بسیار پایین به حرکت درآورد. در سال ۱۷۹۱ اولین طرح توربین گازی مشابه توربین‌های گازی امروزی به وسیله جان باربر^۲ پایه گذاری شد که دارای کمپرسور پیستونی، محفظه احتراق و توربین ضربه‌ای بود. در سال ۱۸۰۸ اولین نوع توربین گاز انفجاری، که در مراحل بعدی شیرهایی در ورودی سوخت و خروجی محفظه احتراق آن، برای کنترل انفجار در فضای بسته نصب شده بود، معرفی گردید.

در سال ۱۹۰۳ میلادی، الینگ^۳ موفق شد اولین نمونه توربین گاز را که در ساختار خود از یک کمپرسور دوار و یک توربین استفاده می‌نمود و قادر بود توانی در حدود ۸ کیلووات تولید کند، طراحی نماید. در طی سال‌های بعد، افراد مختلف بر روی ایده توربین گاز فعالیت کردند، به طوری که شرکت جنرال الکتریک آمریکا که امروزه بزرگ‌ترین تولیدکننده توربین گاز در جهان است، در سال ۱۹۱۸ بخش توربین گاز خود را راه‌اندازی کرد. با این وجود، نخستین توربین گازی برای تولید انرژی برق، در سال ۱۹۳۹ میلادی و در شرکت براون باوری^۴ در سوئیس ساخته شد که ظرفیت آن ۴ مگاوات بود [۱].

امروزه توربین‌های گازی در صنایع مختلف از جمله نیروگاه‌ها، صنایع پتروشیمی، پالایشگاه‌ها، گرداندن پروانه کشتی‌ها و موتور هواپیماها کاربرد فراوانی یافته‌اند.

¹ Alexandria

² John Barber

³ Elling

⁴ Brown Boveri

۱-۱ مزایای توربین‌های گازی

از جمله مهمترین مزیت‌های توربین‌های گازی می‌توان به موارد زیر اشاره کرد.

- ❖ نصب و راه‌اندازی واحدهای گازی ساده‌تر و سریع‌تر می‌باشد.
- ❖ واحدهای گازی بعد از استارت، در زمان کمتری نسبت به نیروگاه‌های دیگر، در مدار تولید قرار می‌گیرند، که این زمان کوتاه‌تر، توربین‌های گازی را قادر ساخته است که در مواقع اضطراری و زمانی که که پیک بار را در شبکه داریم، مورد استفاده قرار گیرد. در ضمن تغییر در بار و قدرت تولید در این واحدها، سریع صورت می‌گیرد.
- ❖ هزینه سرمایه‌گذاری و نصب پایین نسبت به نیروگاه‌های دیگر.
- ❖ عدم نیاز مطلق به آب که یکی از معضلات آینده بشر و نیروگاه‌های بخار خواهد بود.
- ❖ قابلیت کنترل میزان آلاینده‌های گاز خروجی به وسیله سیستم‌های کنترلی (به عنوان مثال، تزریق آب به محفظه احتراق برای یکسان سازی دمای شعله و کاهش ناکس، تزریق هوای اضافه بیشتر برای داشتن احتراق کامل و جلوگیری از ایجاد مونواکسیدکربن)
- ❖ نیاز به زمان کمتر برای انجام تعمیرات.
- ❖ امکان تبدیل آن‌ها به سیکل ترکیبی و استفاده از حرارت‌های اتلافی از اگزوز و در نتیجه بهبود راندمان.
- ❖ نیاز بسیار کم به زمین و فضای نصب.
- ❖ نسبت توان به وزن بسیار زیاد؛ توربین‌های گاز نسبت به موتورهای رفت و برگشتی با توان یکسان، کوچک‌ترند.

۲-۱ معایب توربین‌های گازی

از جمله معایب توربین‌های گازی می‌توان به موارد زیر اشاره کرد.

- ❖ وابسته بودن به شرایط آب و هوایی محل نصب، خصوصاً دمای محیط، به طوری که به ازای یک درجه سانتیگراد افزایش دما، به طور متوسط ۰/۷ درصد کاهش توان در توربین اتفاق خواهد افتاد.
- ❖ وابسته بودن به ارتفاع محل نصب؛ با افزایش ارتفاع و در نتیجه کاهش فشار، توان توربین کاهش پیدا می‌کند.
- ❖ داشتن راندمان پایین‌تر نسبت به نیروگاه‌های دیگر به علت خروج گازهای حاصل از احتراق با دمای بالا از اگزوز توربین؛ البته امروزه با به کار بردن توربین گازی در یک سیکل ترکیبی، بازده آن‌ها افزایش یافته است.
- ❖ لزوم تعمیرات اساسی بعد از تعداد ساعات کارکرد کمتر

۳-۱ اهداف پایان‌نامه

در این پایان‌نامه سعی بر آنست تا اهداف زیر محقق گردد.

- ❖ تحلیل انرژی و اگزرژی^۱ سیکل گازی نیروگاه قم با استفاده از قانون اول و دوم ترمودینامیک و در بار پایه
- ❖ شبیه‌سازی سیکل ترکیبی نیروگاه قم با استفاده از نرم‌افزار ترموفلو^۲ و بررسی عملکرد آن از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک

^۱ Exergy

^۲ Thermoflow

❖ بررسی تاثیر تغییرات شرایط محیط از جمله دما و رطوبت نسبی بر روی عملکرد سیکل

گازی و سیکل ترکیبی در بار پایه و از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک

❖ بررسی تاثیر تغییر سطوح بار توربین گازی بر روی عملکرد سیکل گازی و سیکل ترکیبی

در شرایط محیطی ثابت و از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک

❖ شبیه‌سازی سه نوع سیستم خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور، شامل خنک‌کاری

تبخیری فاگ و مدیا و خنک‌کاری تبریدی چیلر جذبی دو اثره، با استفاده از نرم‌افزار

ترموفلو

❖ بررسی فنی و اقتصادی استفاده از سه نوع سیستم خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور در

۶ ماه گرم سال

❖ معرفی مناسب‌ترین سیستم جهت خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور

❖ بهینه‌سازی دو هدفه سیکل گازی نیروگاه با استفاده از الگوریتم ژنتیک

۴-۱ مروری بر آثار پژوهشی پیشین

در این بخش به بررسی پژوهش‌های انجام شده مطابق با موضوع پایان نامه پرداخته خواهد شد.

۱-۴-۱ شبیه‌سازی عملکرد سیکل گازی و سیکل ترکیبی

شبیه‌سازی ترمودینامیکی سیکل گازی و همچنین کل سیکل ترکیبی، ابزاری بسیار سودمند برای

پیش‌بینی رفتار هر یک از اجزای سیکل می‌باشد و به وسیله آن می‌توان پارامترهای اساسی مربوط به

فرآیندهای صورت گرفته در سیکل را بدست آورد.

در سال‌های اخیر تحقیقات زیادی برای شبیه‌سازی سیکل گازی و ترکیبی با استفاده از نرم‌افزارهای مختلف، از جمله ترموفلو، مطلب، GasTurb، EES و ... انجام شده است که از جمله این کارها می‌توان به موارد زیر اشاره کرد.

صدیقی و همکارانشان [۲]، در مقاله خود با شبیه‌سازی سیکل گازی ۱۰۰ مگاواتی یکی از نیروگاه‌های ایران در مناطق گرم و خشک، توسط نرم افزار ترموفلو، به بررسی تأثیر تزریق بخار به محفظه احتراق در بهبود سیکل‌های توربین گازی، بر اساس مفهوم اگزرژی پرداخته‌اند. ایشان در مقاله خود به بررسی اثر دما، فشار و دبی جرمی بخار تزریقی به محفظه احتراق بر میزان کاهش تلفات اگزرژی سیکل و افزایش توان خالص دریافتی از سیکل پرداخته و نشان داده‌است که افزایش دمای بخار تزریقی به محفظه احتراق، منجر به افزایش راندمان اگزرژی و توان خالص سیکل می‌گردد.

صادقی و همکارانشان [۳]، در مقاله خود به شبیه‌سازی و بررسی تاثیر سوخت‌های سبک و سنگین بر پارامترهای عملکردی توربین گاز و بویلر بازیاب سیکل ترکیبی نیروگاه کازرون پرداخته‌اند. سوخت‌های مورد مطالعه، مازوت، گازوئیل و گاز می‌باشند. ایشان پس از شبیه‌سازی نیروگاه در نرم‌افزار ترموفلو و تحلیل اقتصادی، گاز را از لحاظ فنی و اقتصادی بهترین گزینه جهت استفاده به عنوان سوخت، در سیکل ترکیبی مورد نظر انتخاب کرده‌است. همچنین ایشان محدودیت‌های استفاده از هر سه نوع سوخت و تاثیر کیفیت آن‌ها بر شرایط تعمیر و نگهداری و طول عمر نیروگاه را بررسی کرده و راهکارهایی جهت مقابله با محدودیت‌های موجود ارائه داده است.

کیم و هوانگ [۴]، 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. شبیه‌سازی صورت گرفته با توجه به منحنی عملکرد کمپرسور و توربین و پارامترهای به کار رفته جهت ارتباط میان مقادیر نامی و مقادیر واقعی و همچنین با استفاده از نرم‌افزار GasTurb بوده و در نهایت با استفاده از این شبیه‌سازی، بازدهی سیکل را با توجه به استراتژی‌های مختلف جهت کنترل توربین در حالت نیمه بار را با هم مقایسه نمودند.

۲-۴-۱ تحلیل انرژی

تحلیل انرژی روش مناسبی برای ارزیابی کیفیت انرژی با کمک قوانین بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک، و بر پایه مفهوم قانون دوم ترمودینامیک است. این ابزار برای طراحی، تحلیل و بهینه‌سازی سیستم‌های حرارتی کاربرد دارد. هدف اصلی تحلیل انرژی، یافتن راه‌حلی برای از بین بردن یا کاهش نواقص ترمودینامیکی در فرآیندها می‌باشد. با شناسایی عوامل برگشت ناپذیری، موقعیت و اولویت بندی آن‌ها، می‌توان نابودی انرژی را کاهش داد.

تحلیل انرژی در نیروگاه‌ها در سالیان اخیر مورد توجه زیادی قرار گرفته است. از جمله کارهای صورت گرفته در این زمینه می‌توان به موارد زیر اشاره کرد.

سالاری و همکارانش [۵] در مقاله خود به تحلیل انرژی نیروگاه ۱۱۲ مگاواتی زرگان اهواز پرداخته‌اند. در این مقاله بالانس انرژی برای هر جز و نیز برای تمام سیستم نوشته شده و سپس انرژی شیمیایی، حرارتی و مکانیکی و نیز تولید انترپی برای هر جز و برای کل نیروگاه محاسبه شده است. در این مقاله مشخص شده است که محفظه احتراق، کمترین میزان بازدهی انرژی را دارد. همچنین تاثیر تغییر دمای ورودی به توربین بر بازده انرژی و نیز نابودی انرژی در نیروگاه محاسبه شده است و نشان داده شده است که این افزایش دما تاثیر بسیار چشمگیری بر بازده نیروگاه دارد و با افزایش این دما می‌توان سیکل را از نظر انرژی و انرژی بهینه نمود.

عبدالخالق [۶] در مقاله خود با استفاده از روش انرژی به تحلیل سیکل توربین گاز با خنک‌کاری هوای ورودی پرداخته‌اند. ایشان در مقاله خود، نرخ تخریب انرژی هر یک از اجزا را محاسبه کرده است، همچنین به بررسی تاثیر برخی از پارامترهای اصلی بر روی نرخ تخریب انرژی و راندمان انرژی سیکل پرداخته است. نتایج نشان داده است که بیشترین تخریب انرژی در محفظه احتراق اتفاق می‌افتد. همچنین استفاده از خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور باعث افزایش راندمان انرژی و انرژی سیکل شده است.

۳-۴-۱ خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور

با افزایش دمای محیط، بازده و توان خروجی توربین‌های گازی و سیکل‌های ترکیبی کاهش پیدا می‌کنند. همچنین با توجه به اوج مصرف انرژی الکتریکی در تابستان، کم شدن توان خروجی ممکن است مشکلاتی در تامین انرژی الکتریکی لازم در کشور ایجاد کند. بنابراین خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور می‌تواند راه‌حل مناسبی جهت فائق آمدن بر این مشکل باشد. خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور عمدتاً به دو روش خنک کاری تبخیری^۱، با استفاده از سیستم مدیا^۲ و فاگ^۳ و خنک کاری تبریدی^۴، با استفاده از چیلر جذبی و تراکمی صورت می‌پذیرد.

خالدی و همکارانشان [۷] در مقاله خود از روش تبخیری مدیا برای خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور به منظور افزایش توان و راندمان توربین گاز G.E.5001N(F5) در نیروگاه گازی قاین استفاده کرده‌اند و توانسته‌اند از این طریق در دمای محیط 33°C ، دمای هوای ورودی به کمپرسور را تا 19°C کاهش دهند و همچنین توان خروجی را $12/21$ درصد و راندمان را $1/36$ درصد افزایش دهند.

احیایی و همکارانشان [۸] در مقاله خود به طور همزمان به تحلیل انرژی، اقتصادی و محیط زیستی در اثر بکارگیری سیستم خنک کاری فاگ در سیکل گازی موجود در نیروگاه شهید رجایی پرداخته‌اند. ایشان در مقاله خود با استفاده از روابط ترمودینامیکی، بالانس جرم و انرژی و قانون دوم ترمودینامیک، نشان دادند که با استفاده از سیستم فاگ در سیکل گازی، علاوه بر آن که بازده انرژی افزایش خواهد یافت، تخریب انرژی نیز کاهش یافته و در نتیجه بازده انرژی افزایش یافته و از میزان آلاینده‌های خروجی از آگروز توربین گاز کاسته خواهد شد.

¹ Evaporative Cooling

² Media

³ Fog

⁴ Refrigerated Cooling System

عامری و همکارانشان [۹] در مقاله خود به بررسی تاثیر استفاده از سیستم خنک‌کاری چیلر جذبی در نیروگاه گازی چابهار بر روی عملکرد نیروگاه پرداخته‌اند. نتایج نشان می‌دهد که با اعمال این روش قدرت خروجی از توربین گاز حدود ۱۴ درصد افزایش خواهد یافت و دوره بازگشت سرمایه آن حدود ۴ سال خواهد بود.

۴-۴-۱ بهینه‌سازی چند هدفه^۱ سیکل گازی

مسئله بهینه‌سازی در واقع یافتن جواب یا جواب‌هایی بر روی یک مجموعه از گزینه‌های امکان پذیر با هدف بهینه کردن معیار یا معیارهای مسئله است. مسئله بهینه‌سازی چند هدفه برخاسته از روش‌های تصمیم‌گیری در دنیای واقعی است که شخص تصمیم گیرنده با مجموعه‌ای از اهداف و معیارهای متضاد و متعارض روبه‌روست. در این گونه از مسائل، برخلاف مسائل بهینه‌سازی تک هدفه و به خاطر وجود چند هدف متعارض به جای تنها یک جواب، مجموعه‌ای از جواب‌ها حاصل می‌شود. در بهینه‌سازی چند هدفه، پس از معرفی متغیرهای طراحی و تعیین توابع هدف، نقاط بهینه تعیین می‌شوند و تاثیر متغیرهای طراحی بر روی توابع هدف در اشکالی ارائه می‌شوند. بهینه‌سازی چند هدفه سیکل‌های گازی و نیروگاه‌ها در سالیان اخیر مورد توجه زیادی قرار گرفته است. از جمله کارهای صورت گرفته در این زمینه می‌توان به موارد زیر اشاره کرد.

صنایع و جعفری [۱۰] در مقاله خود، تاثیر خنک‌کاری هوای ورودی سیکل توربین گاز توسط سیکل تبرید جذبی را مورد بررسی قرار داده‌اند. سپس سه سیکل بهینه‌سازی شده توربین گاز ساده، سیکل توربین گاز با پاشش بخار داخل محفظه احتراق و سیکل توربین گاز با پاشش بخار و خنک‌کاری هوای ورودی توسط چیلر جذبی مورد مقایسه قرار می‌گیرد، سپس بهینه‌سازی سیستم‌ها به صورت دو هدفه و توسط الگوریتم ژنتیک^۲ انجام شده است. توابع هدف عبارتند از افزایش راندمان اگزرژی

^۱ Multi-Objective Optimization

^۲ Genetic Algorithms

کل سیستم و کاهش هزینه کلی سالیانه. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش قسمت‌های اضافی بویلر بازپای و خنک‌کاری، هزینه کلی سالیانه افزایش، راندمان انرژی سیستم کاهش و راندمان حرارتی کل سیکل افزایش می‌یابد.

کوپری و همکارانشان [۱۱] در مقاله خود به مدل‌سازی ترمودینامیکی و بهینه‌سازی دو هدفه یک نیروگاه سیکل ترکیبی با یک مشعل کانالی^۱ پرداخته‌اند. در این مقاله، یکی از توابع هدف، بازده انرژی سیکل و تابع هدف دیگر، هزینه‌ها شامل هزینه سوخت، هزینه مشعل کانالی و هزینه تخریب انرژی می‌باشند. نتایج نشان می‌دهد که دمای گازهای ورودی به توربین، نسبت فشار کمپرسور و دمای نقطه پینچ در توربین گاز از پارامترهای مهم طراحی می‌باشند، به طوری که تغییر این سه پارامتر، تاثیر زیادی بر روی توابع هدف می‌گذارند.

احمدی [۱۲] در مقاله خود به مدل‌سازی ترمودینامیکی و انرژی‌اقتصادیک یک نیروگاه سیکل گازی پرداخته و با استفاده از بهینه‌سازی چند هدفه بهترین پارامترهای طراحی را بدست آورده‌اند. پارامترهای طراحی شامل دمای ورودی به توربین گاز و محفظه احتراق، نسبت فشار کمپرسور، بازده آیزونتروپیک توربین و کمپرسور می‌باشند. نتایج نشان می‌داد که با استفاده از پارامترهای بدست آمده، میزان بازده انرژی نیروگاه تا ۳۳/۵ درصد افزایش پیدا می‌کند.

¹ Duct Burner

فصل دوم

روش‌های بهبود عملکرد توریین گاز

۱-۲ مقدمه

پارامترهای زیادی در عملکرد توربین گاز موثرند. تاکنون روش‌های زیادی جهت بهبود عملکرد سیکل توربین‌های گاز صنعتی ارائه شده است. هرکدام از این روش‌ها اثرات متفاوتی بر روی توان خروجی، بازده و مصرف ویژه سوخت دارند. انتخاب یک روش خاص با توجه به نوع نیروگاه، شرایط اقلیمی منطقه کاری، نحوه تأثیر آن بر عملکرد سیکل و تمهیدات اقتصادی طرح صورت می‌گیرد. در این فصل پارامترهای موثر بر عملکرد توربین گاز و انواع راهکارهای بهبود عملکرد آن معرفی می‌شوند.

۲-۲ پارامترهای مؤثر بر عملکرد توربین گاز

برخی از مهمترین پارامترهای مؤثر بر عملکرد توربین گاز عبارتند از:

- ❖ نسبت فشار
- ❖ دمای ورودی به کمپرسور
- ❖ بازده کمپرسور
- ❖ کار مصرفی کمپرسور
- ❖ دمای ورودی به توربین
- ❖ بازده توربین
- ❖ کار خروجی توربین
- ❖ نسبت سوخت به هوا
- ❖ دبی جرمی سیال عبوری

با ارائه یک سری روش‌ها و تغییر هر یک از پارامترهای گفته شده، می‌توان عملکرد توربین گاز را بهبود بخشید.

۲-۳ روش‌های بهبود عملکرد توربین گاز

انواع روش‌های مؤثر در بهبود عملکرد توربین گاز عبارتند از:

- ❖ خنک کاری میانی
- ❖ خنک کاری تبخیری (مدیا و فاگ)
- ❖ خنک کاری از راه ذخیره‌سازی انرژی^۱ (ذخیره سازی یخ آب سرد)
- ❖ خنک کاری تبریدی (با استفاده از چیلر جذبی و چیلر تراکمی)
- ❖ تزریق آب یا بخار به محفظه احتراق
- ❖ گرم کردن هوای خروجی از کمپرسور
- ❖ تولید بخار به وسیله بویلر بازیاب^۲

۲-۴ روش‌های خنک کاری تبخیری

از آنجا که خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور، یک فرآیند مستقل است، بنابراین در توربین‌های گاز در حال بهره‌برداری عملی است. این روش بدون هیچ گونه تغییر یا اصلاحی در اجزای اصلی سیکل، قابل اجرا است. البته در این روش، مقداری افت فشار در هوای ورودی ایجاد می‌شود. محل نصب

^۱ Thermal Energy Storage System

^۲ Heat Recovery Steam Generator or HRSG

تجهیزات مربوط به این روش تقریباً مستقل و جدا از اجزای اصلی سیکل توربین گاز می‌باشد و در کل، طرح و اجرای ساده‌تری دارد.

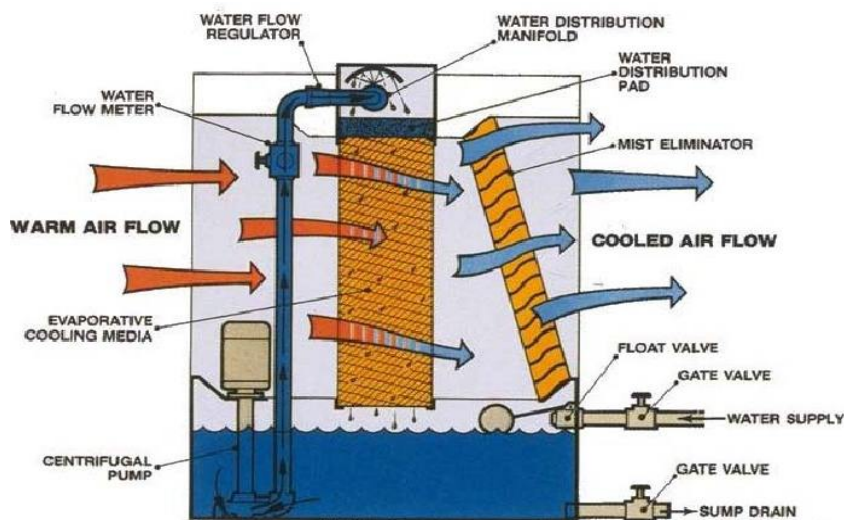
سیستم‌های تبخیری براساس فرآیند طبیعی تبخیر آب کار می‌کنند. چون فرآیند تبخیر آب، گرماگیر است، ضمن این فرآیند، آب گرما را از هوای اطراف گرفته، باعث خنک شدن هوا می‌شود. برای تبدیل یک کیلو گرم آب از حالت مایع به بخار حدود 2698 kJ/kg انرژی حرارتی مورد نیاز است، این حرارت از هوای محیط به آب منتقل خواهد شد. محدودیت اساسی این سیستم‌ها میزان رطوبت نسبی هوا است، بنابراین برای محیط‌های مرطوب، مناسب نیستند [۱۳]. با خنک‌کردی هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از سیستم‌های خنک‌کاری و با ثابت بودن فشار هوای محیط و در یک حجم ثابت، چگالی هوا و در نتیجه دبی هوا افزایش پیدا می‌کند و در نتیجه کمپرسور باید حجم کمتری از هوا را متراکم کند، بنابراین کار مصرفی کمپرسور کاهش خواهد یافت و توان خروجی نیروگاه افزایش پیدا می‌کند. از طرفی چون به نسبت افزایش توان تولیدی، سوخت کمتری مصرف می‌کنند، باعث افزایش بازده حرارتی و کاهش آلاینده‌های محیطی می‌شوند. این روش‌ها در مقایسه با سایر روش‌ها، ارزان‌تر، ساده‌تر و برای مناطق گرم و خشک بسیار کارا هستند [۱۴].

۲-۴-۱ خنک‌کاری تبخیری هوای ورودی به روش مدیا

در این روش، هوا از میان یک سری صفحات مدیا، که آب با فشار کم بر روی آن‌ها سرازیر می‌شود، عبور داده و خنک می‌شود. صفحات مدیا از جنس فیبر سلولزی بوده و به صورت موج‌دار ساخته می‌شوند. یک مجموعه از این صفحات در کنار یکدیگر تشکیل یک کولر تبخیری مدیا که به صورت لانه زنبوری است، می‌دهند. انتخاب صفحات مدیا به صورت مارپیچ و شبیه شانه عسل به منظور افزایش سطح تماس هوا و آب و افزایش بازده تبخیر است [۱۵].

شکل ۲-۱ اجرا و نحوه کار خنک‌کاری مدیا را نشان می‌دهد. آب پس از عبور و خیس کردن سطوح مدیا در پایین کولر جمع شده و به تانک ذخیره تخلیه می‌شود. هوای ورودی به کمپرسور نیز از میان

صفحات مدیا عبور کرده و تا حد اشباع، آب موجود را تبخیر می‌کند. سرعت هوای عبوری از روی این صفحات نباید از حد معینی بالاتر باشد، چرا که ممکن است در سرعت‌های بالا، قطرات آب از روی سطوح جدا شده و باعث خرابی پره‌های کمپرسور گردند. البته بعد از سیستم کولر تبخیری، هوای سرد از یک جاذب رطوبت عبور می‌کند تا قطرات احتمالی آب جذب شوند. نقطه کار کولر تبخیری بر اساس دمای محیط، روی کنترل کننده کولر قابل تنظیم می‌باشد. کولر در دمای بالاتر از این نقطه فعال خواهد بود. نقطه کار نباید در دمای پایین تنظیم گردد. چرا که اگر سیستم، دما را بیش از حد کاهش دهد، امکان تشکیل یخ وجود خواهد داشت. اگر دمای محیط به زیر صفر برسد، کل سیستم تبخیری برای جلوگیری از اثرات یخ‌زدگی از آب تخلیه می‌گردد. یخ زدگی باعث ایجاد ترک در سطح مدیا می‌شود [۱۶].



شکل ۱-۲: اجزا و نحوه کارکرد یک سیستم خنک‌کاری مدیا [۱۷]

راندمان یک کولر تبخیری مدیا به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$E = \frac{T_{in,db} - T_{out,db}}{T_{in,db} - T_{in,wb}} \quad (1-2)$$

که در رابطه بالا db نشان دهنده حباب خشک^۱ و wb نشان دهنده حباب تر^۱ می‌باشد.

^۱ Dry bulb

راندمان سیستم مدیا معمولا حدود ۸۰ تا ۹۰ درصد است، بنابراین میزان کاهش درجه حرارت محیط توسط کولری با راندمان ۸۵٪ از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$\Delta T_{db} = 0.85 \times (T_{in,db} - T_{in,wb}) \quad (2-2)$$

روش مدیا، اولین بار در ایران در نیروگاه سیکل ترکیبی فارس بر روی توربین‌های GE-Frame 9 و با مشارکت شرکت AAF^۲ نصب و راه‌اندازی شده است.

مطرح‌ترین شرکت در زمینه ساخت سیستم‌های خنک‌کاری مدیا، شرکت Munters می‌باشد [۱۷].

در شکل ۲-۲ بخشی از تجربیات نصب سیستم مدیا توسط این شرکت نشان داده شده است.

City	Inlet (°C)	RH (%)	Cooling (°C)	Output increase (%)
Yoma.AZ	43.9	14.0	19.4	14
Bakersfield	40.0	18.0	16.7	12
Los Angeles	28.3	47.0	7.5	5.4
Hert ford	32.8	46.0	8.3	6
Tampa	33.3	51.0	7.5	5.4
Burley	37.2	5.0	20.6	14.8
Chicago IL	34.4	40.0	9.4	6.8
Topeka, KS	35.6	38.0	10.6	7.6
Baltimore,MD	32.8	48.0	8.1	5.8
Abequerque,NM	34.4	12.0	16.7	12
Albany NY	31.1	46.0	8.1	5.8
Cincinnati	32.2	42.0	8.9	6.4
Brownsville, TX	33.9	50.0	8.1	5.8
El Paso, TX	36.7	13.0	16.9	12.2

شکل ۲-۲: تاثیر استفاده از سیستم مدیا شرکت Munters بر توربین‌های گاز ایالات متحده [۱۷]

مزایا و معایب سیستم مدیا

در مورد مزایای سیستم خنک‌کاری مدیا می‌توان به موارد زیر اشاره نمود.

❖ قیمت سرمایه گذاری پایین

❖ هزینه‌های تعمیر و نگهداری سالیانه کم

¹ Wet bulb

² American Air Filter

❖ کاهش شدید مقدار Nox تولیدی

❖ سادگی سیستم و تجهیزات

این سیستم دارای معایبی نیز هست که در ادامه به برخی از آنها اشاره خواهد شد..

❖ سرعت هوا هنگام عبور از سطوح مدیا باید پایین باشد.

❖ در مناطق با رطوبت بالا، محدودیت افزایش قدرت وجود دارد.

❖ افت فشار در آن نسبت به سایر روش‌های خنک‌کاری بیشتر می‌باشد.

۲-۴-۲ خنک‌کاری تبخیری هوای ورودی به روش فاگ

تولید مه با فشار بالا از حدوداً ۲۰ سال پیش مورد توجه قرار گرفته و به صورت عملی استفاده می‌شود. خنک‌سازی به وسیله میلیون‌ها ذره آب تولید شده با اندازه ۴ تا ۶ میکرون انجام می‌شود. بر اساس آزمایشات انجام شده، این سیستم حتی در رطوبت‌های بالا، راندمان ۱۰۰٪ نیز داشته است (منظور از راندمان ۱۰۰ درصد طبق رابطه (۱-۲) این است که دمای خروجی از فاگ می‌تواند تا دمای حباب تر کاهش یابد که دلیل این امر این است که ذرات آب بسیار ریز هستند و میزان رطوبت خروجی از فاگ نسبت به مدیا کمتر است). در این سیستم قطرات آب در هوا حرکت براونی^۱ دارند، به این صورت که ذرات آب حرکت نامنظمی داشته و در هر راستایی می‌توانند حرکت کنند و با برخورد با یکدیگر تغییر جهت دهند. در این روش آب، تصفیه، یون زدایی و سختی‌گیری شده^۲ و توسط یک سری پمپ‌های فشار قوی و از طریق یک سری نازل‌های حساس با آرایش مناسب، به صورت مه، در مسیر عبور هوا پاشیده می‌شود. در این روش، آبی با کیفیت بسیار بالا برای جلوگیری از گرفتگی و خوردگی نازل‌ها نیاز است. با پخش قطرات ریز آب در جریان هوا و در نتیجه انتقال حرارت صورت گرفته میان جریان

^۱ Brownian motion

^۲ Demineralized Water

هوا و قطرات مه، دمای جریان هوا کاهش خواهد یافت [۸]. یک سیستم کنترل هوشمند با اندازه‌گیری رطوبت نسبی و دمای حباب خشک محیط، میزان تبخیر مورد نیاز جهت رسیدن به دمای مطلوب را تعیین می‌کند. این سیستم با فعال و غیر فعال کردن هر مرحله از پاشش مه، میزان تبخیر لازم را با شرایط محیط تنظیم می‌کند. تاکنون روش فاگ در نیروگاه‌های مختلفی در ایران نصب شده است، از جمله این نیروگاه‌ها می‌توان به نیروگاه‌های ری، زاهدان، شهید رجایی و منتظر قائم اشاره کرد. یکی از شرکت‌های مطرح در زمینه ساخت و نصب سیستم خنک‌کاری فاگ، شرکت MeeFog می‌باشد که تاکنون بش از ۷۵۰ سیستم فاگ بر روی توربین‌های مختلف در نقاط مختلف دنیا نصب کرده است [۱۷]. در شکل ۲-۳ بخشی از تجربیات نصب سیستم فاگ توسط این شرکت نشان داده شده است.

Gas Turbine Model	ISO Output kW	kW (38 °C)	Water Fog Flow (lpm)	kW (27 °C)	Power Increase (%)
Alstom GT 8C	52600	41061	45.8	45980	12
Alstom GT 11N	83880	70013	82.3	74920	7
GE 5341N	24750	20252	71	22143	9
GE 6541B	39615	32707	79	35500	8.5
GE 7111 EA	84920	69533	76.47	75033	7.9
GE 7221 FA	161650	128621	110	139998	8.8
GE 9171 E	126206	102777	106	111446	8.4
GE LM 2500+PK	27017	19001	20.8	22917	20.6
GE LM 6000PA	41020	25310	30.3	33475	32.3
Solar Mars	10685	8443	10.6	9526	12.8
W501 D5	109307	88153	95	95998	9
SW 501 F	171790	139596	114	150812	8
SW V94.2	159410	133185	302	145237	9
SW 701F	252560	206463	169	223512	8.3

شکل ۲-۳: تاثیر استفاده از سیستم فاگ شرکت MeeFog بر توربین‌های گاز ایالات متحده [۱۷]

مزایا و معایب سیستم فاگ

در مورد مزایای سیستم می‌توان به موارد زیر اشاره نمود.

- ❖ عدم نیاز به فضای زیاد جهت نصب نازل‌ها و سایر تجهیزات
- ❖ عدم نیاز به تغییر ساختار اتاق فیلتر
- ❖ قابلیت خنک کردن سریع هوای ورودی به علت ریز بودن ذرات آب
- ❖ ایجاد افت فشار کمتر در هوای ورودی نسبت به سایر سیستم‌های خنک کن

❖ زمان نصب بسیار پایین (در حدود ۱ الی ۲ روز)

❖ امکان ایجاد رطوبت ۱۰۰٪ در هوای ورودی

❖ افزایش راندمان کمپرسور

❖ کاهش میزان NO_x تولیدی

این سیستم دارای معایبی نیز هست که به صورت زیر می‌باشند.

❖ نیاز به آب مقطر

❖ عدم کارایی لازم در مناطق با رطوبت بسیار بالا

❖ مصرف آب بیشتر نسبت به سایر روش‌های خنک‌کاری تبخیری

۲-۵ روش‌های 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 تولیدکننده آب سرد، مبدل حرارتی فشرده، سیستم تهیه آب مورد نیاز و پمپ‌های انتقال آب می‌باشد.

روش خنک‌کاری با استفاده از چیلر، فقط در زمان‌های گرم سال که اوج مصرف برق وجود دارد و توان خروجی از توربین کاهش می‌یابد، کاربرد دارد. زیرا هزینه نصب، تعمیر، نگهداری و مصرف برق آن‌ها زیاد است. نحوه سرمایش هوا به این ترتیب است که آب سرد تولیدی توسط چیلر وارد مبدل حرارتی می‌شود، هوای گرم ورودی تا رطوبت ۱۰۰٪ گرمای خود را از دست داده و پس از رسیدن به حالت اشباع، خنک‌کاری هوا با تقطیر بخار آب موجود در آن صورت می‌گیرد. در واقع مهمترین مزیت این سیستم نسبت به روش‌های تبخیری نیز همین مسئله می‌باشد و عملکرد سیستم تبریدی به هیچ عنوان به دمای حباب تر بستگی ندارد. در سیستم‌های تبخیری فقط تا حد دمای اشباع بخار آب، می‌توان هوا را خنک کرد و کارایی آن‌ها رابطه مستقیم با میزان بخار آب موجود در هوا دارد.

سیستم‌های تبریدی هزینه‌های زیادی داشته و فقط برای مناطق گرم و مرطوب توجیه اقتصادی دارند [۱۸]. چیلرها بر حسب نحوه عملکرد به دو دسته کلی مکانیکی و جذبی تقسیم می‌شوند.

۲-۵-۱ خنک‌کاری هوای ورودی با استفاده از چیلر مکانیکی یا تراکمی

در این روش، هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از آب سرد تولید شده توسط چیلر تراکمی، جاری در مبدل خنک می‌شود. چیلر تراکمی از کمپرسور، تبخیرکننده، چگالنده و شیر انبساطی تشکیل شده و یک مایع مبرد در سیکل آن جریان دارد. مبرد در حالت مایع، گرما را در تبخیر کننده از منبع گرم جذب کرده و به بخار تبدیل می‌شود. بخار حاصل وارد کمپرسور شده، در آنجا فشرده می‌شود و سپس در چگالنده حرارت خود را به خارج دفع کرده، تقطیر می‌شود. در نتیجه مبرد به طور پیوسته از فاز بخار به مایع و از مایع به بخار تبدیل می‌شود. در این نوع سیستم از مبردهایی مانند آمونیاک و فرئون‌ها که دمای جوش پایین در فشار اتمسفر دارند، استفاده می‌شود [۱۹].

۲-۵-۲ خنک‌کاری هوای ورودی با استفاده از چیلر جذبی

در این روش، بخار تولیدی در بازیاب به مصرف چیلر جذبی می‌رسد. آب سرد شده در چیلر جذبی، از درون یک مبدل حرارتی عبور کرده و جریان هوای ورودی به کمپرسور را خنک می‌کند. در چیلر جذبی از دو ماده برای تکمیل سیکل و ایجاد سرما استفاده می‌شود. یکی از آن دو به عنوان مبرد و دیگری به عنوان جاذب به کار برده می‌شود. مایع مبرد چیلر، آب و جاذب آن معمولاً محلول برومید لیتیم یا آمونیاک است. انرژی مورد نیاز دستگاه می‌تواند از آب گرم، بخار یا شعله مستقیم تأمین شود. بنابراین مصرف برق در این نوع از چیلرها نسبت به چیلرهای تراکمی کمتر و با صرفه‌تر است [۱۸].

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

❖ امکان خنک نمودن هوای ورودی به کمپرسور تا دماهای پایین

❖ قابلیت استفاده از حرارت‌های اتلافی از توربین

❖ امکان ایجاد شرایط دمایی یکنواخت در ورودی کمپرسور در شرایط متفاوت آب و هوایی

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

❖ هزینه سرمایه گذاری زیاد

❖ هزینه تعمیر و نگهداری زیادتر نسبت به سیستم‌های خنک‌کاری تبخیری

❖ زمان نسبتاً طولانی مورد نیاز جهت نصب و بهره‌برداری به نسبت سیستم‌های تبخیری

❖ ایجاد افت فشار بیشتر نسبت به سیستم‌های خنک‌کاری تبخیری

۲-۵-۳ سیستم‌های خنک‌کاری به روش ذخیره‌سازی انرژی

در این سیستم‌ها، در ساعت‌هایی که مصرف برق کم است، از انرژی الکتریکی تولیدی اضافی، با به کارگیری تجهیزات سرمایشی، انرژی سرمایشی به روش‌های مختلف ذخیره می‌شود. در ساعت‌های اوج بار شبکه، از انرژی سرمایشی ذخیره شده برای خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور استفاده می‌شود. آب سرد، یخ و مواد تغییر فاز دهنده، رایج‌ترین واسطه‌های ذخیره‌سازی انرژی در این روش است. اختلاف آن‌ها در میزان ذخیره‌سازی انرژی به ازای واحد حجم، دمای سرمایش ذخیره شده و تجهیزات فیزیکی برای ذخیره‌سازی سرما می‌باشد [۲۰].

خنک‌کاری هوای ورودی از راه ذخیره‌سازی آب سرد

در این روش از ظرفیت حرارتی بالای آب، جهت ذخیره‌سازی سرما استفاده می‌شود. آب توسط چیلر در ساعات غیر پیک، سرد شده و در مخزنی عایق ذخیره می‌شود. مقدار ذخیره انرژی سرمایشی بستگی به اختلاف دمای آب سرد ذخیره شده در تانک و آب گرم برگشتی دارد. ذخیره‌سازی آب سرد براساس جداسازی حرارتی بین آب سرد تولیدی و آب گرم برگشتی و به روش‌های مختلف انجام

می‌شود. آب سرد ذخیره شده در مواقع لازم به سمت مبدل حرارتی برای خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور فرستاده می‌شود [۲۰].

خنک‌کاری هوای ورودی از راه ذخیره‌سازی یخ

این سیستم از چهار بخش اصلی تبخیرکننده^۱، کمپرسور، چگالنده^۲ و مخزن ذخیره یخ تشکیل شده است. در این روش، آب در فشار پایین از مخزن ذخیره به خارج، پمپ و بر روی صفحات یا لوله‌های تبخیر کننده توزیع می‌شود و در آنجا به آب سرد و یا یخ تبدیل می‌شود. لایه‌های یخ تشکیل شده بر روی صفحات یا لوله‌های تبخیرکننده جدا شده و در داخل مخزن ذخیره که در زیر تبخیرکننده قرار دارد و محتوی آب و یخ است، ذخیره می‌شود. در این سیستم، امکان تولید آب سرد نیز وجود دارد. در روش تولید آب سرد، آب گرم برگشتی به بالای همان صفحات تبخیرکننده جریان می‌یابد و ضمن سرد شدن به داخل مخزن ذخیره می‌ریزد. انتخاب تولید یخ یا آب سرد به صورت خودکار بوده و وابسته به دمای آب ورودی به تبخیر کننده است. در زمان لازم، آب سرد از انتهای مخزن ذخیره جهت تأمین بار سرمایش مورد نیاز، به سمت مبدل حرارتی برای خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور جریان می‌یابد. دمای آب سرد خروجی در تمام مدت سیکل تخلیه، تقریباً ثابت باقی می‌ماند. آب گرم برگشتی از بالا به صورت اسپری به داخل مخزن محتوی آب و یخ پاشیده شده، باعث انتقال حرارت بین آب گرم برگشتی و یخ می‌شود. افزایش قدرت خروجی توسط سیستم ذخیره سازی یخ بیشتر از روش ذخیره آب می‌باشد، اما میزان برق مصرفی و هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه و نصب تجهیزات آن بیشتر است [۲۰].

^۱ Evaporator

^۲ Condensor

فصل سوم

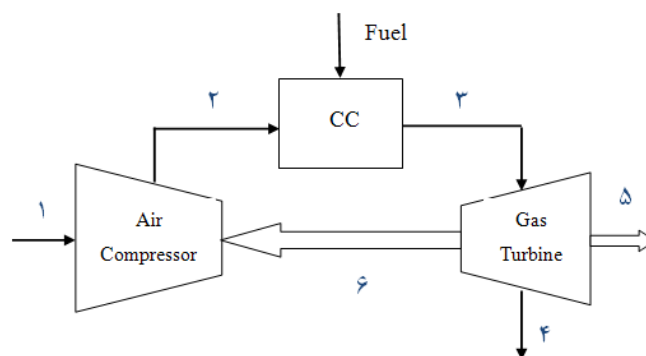
مدل سازی و شبیه سازی ترمودینامیکی

نیروگاه قم

۱-۳ مدل سازی ترمودینامیکی سیکل گازی نیروگاه قم

در این بخش به مدل سازی ترمودینامیکی سیکل گازی نیروگاه قم با استفاده از روابط ترمودینامیکی پرداخته می شود.

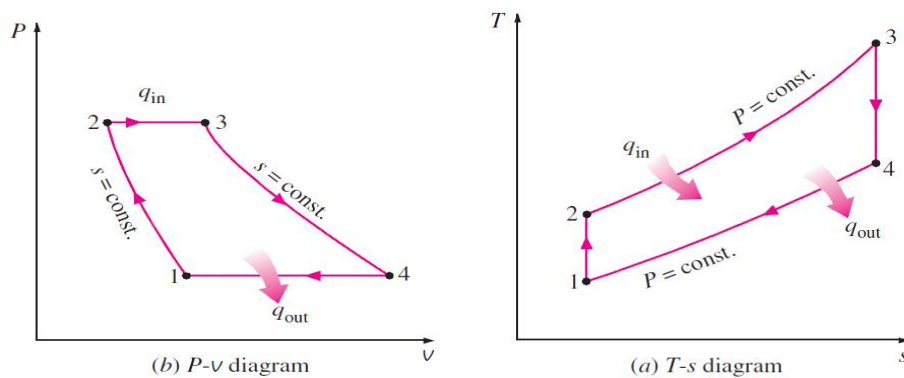
شکل ۱-۳ تصویری شماتیک از سیکل گازی نیروگاه قم را نشان می دهد.



شکل ۱-۳: تصویری شماتیک از سیکل گازی نیروگاه قم

۱-۱-۳ سیکل استاندارد هوایی برایتون

سیکل ایده آل توربین گاز ساده، سیکل بسته برایتون است. همان طور که در شکل ۲-۳ مشاهده می شود، این سیکل از دو فرآیند آنتروپی ثابت و دو فرآیند فشار ثابت تشکیل شده است.



شکل ۲-۳: نمودارهای فشار-حجم ویژه و دما-آنتروپی برای سیکل ایده آل برایتون [۲۱]

فرآیند ۱-۲:

در این مرحله، کمپرسور هوای محیط را در یک فرآیند آنتروپی ثابت، متراکم کرده و فشار هوا را از فشار P_1 تا فشار P_2 افزایش می‌دهد.

فرآیند ۲-۳:

در این مرحله، سوخت و هوا در محفظه احتراق و در یک فرآیند فشار ثابت با یکدیگر واکنش داده و محصولات احتراق با فشار و دمای بالا وارد توربین گاز می‌شوند.

فرآیند ۳-۴:

در این مرحله، محصولات احتراق در یک فرآیند آنتروپی ثابت، با به حرکت درآوردن پره‌های توربین گاز، ایجاد توان کرده و دما و فشار آن‌ها کاهش پیدا می‌کند.

فرضیات حاکم بر سیکل ایده آل برایتون [۲۲]

- فرآیندهای تراکم در کمپرسور و انبساط در توربین، آیزونتروپیک است.
- افزایش گرما در محفظه احتراق و کاهش گرما در خروج از توربین، فشار ثابت است.
- تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل سیال عامل، ناچیز و قابل چشم‌پوشی است.
- هیچ گونه افت فشاری در کانال‌های ورودی و خروجی، دیفیوزر، محفظه احتراق و کلیه کانال‌های ارتباطی میان اجزا وجود ندارد.
- انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی کامل بوده، و با فرض ثابت بودن گرمای ویژه و دبی جرمی سیال عامل، افزایش دما در سمت سرد (خروجی کمپرسور) بیشترین مقدار ممکن بوده و با افت دما در سمت گرم (خروجی توربین) برابر است.
- در طول سیکل، جرم به سیستم اضافه نمی‌شود، دبی جرمی سیال عامل در طول سیکل ثابت بوده، محفظه احتراق حکم یک مبدل را دارد و جرم سوخت در مقابل هوا ناچیز فرض می‌شود.

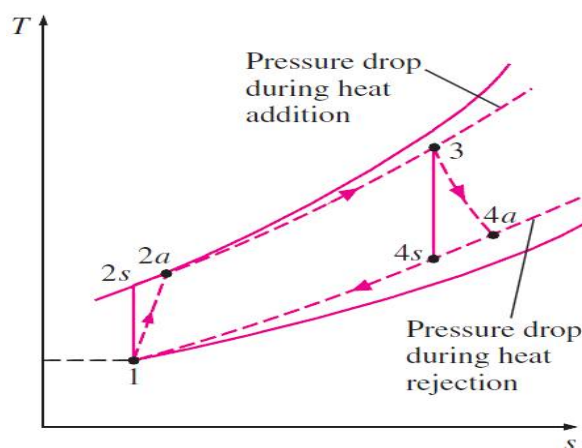
- سیال در خروج از توربین تا فشار هوای محیط منبسط می‌شود ($P_1 = P_2$) به عبارتی نسبت فشار کمپرسور و توربین مساوی است. اما لزوماً این فرض در عمل اتفاق نمی‌افتد زیرا فشار سیال در خروج باید کمی بیشتر باشد تا بتواند از سیستم خارج شود.
- سیال عامل، گاز کامل کالریک با خواص هوا و ترکیب ثابت، فرض می‌شود.
- کلیه اجزای سیکل با بازده ۱۰۰٪ کار می‌کنند.

۳-۱-۲ انحراف سیکل‌های واقعی از سیکل ایده‌آل

- بنا به دلایل زیر، عملکرد سیکل‌های واقعی از سیکل ایده‌آل توربین گاز انحراف می‌یابد [۲۲].
- به دلیل سرعت زیاد سیال در توربوماشین‌ها از تغییرات انرژی جنبشی سیال در ورود و خروج هر جز نمی‌توان صرف نظر کرد. بنابراین فرآیندهای تراکم و انبساط، آدیاباتیک برگشت ناپذیر و همراه با مقداری افزایش آنتروپی هستند.
- در اثر اصطکاک سیال در محفظه احتراق مبدل‌های حرارتی، کانال‌های ورودی و خروجی و مسیرهای اتصال اجزا، مقداری افت فشار وجود دارد.
- اثر بخشی مبدل‌های حرارتی ۱۰۰٪ نبوده و دمای هوای فشرده، کاملاً مساوی با دمای گازهای خروجی از توربین نمی‌شود.
- مقداری توان بیش از توان مصرفی کمپرسور برای غلبه بر اصطکاک یاتاقان‌ها و چرخش اجزایی نظیر پمپ‌های سوخت و روغن لازم است.
- در اثر تغییرات دمای سیال در طول سیکل و نیز تغییر ترکیب شیمیایی آن طی فرآیند احتراق، c_p و γ تغییر می‌کند.
- در محاسبات سیکل واقعی باید بازده اجزا و افت‌های موجود، منظور شود.

- در محاسبات مربوط به سیکل واقعی، باید تغییرات دبی جرمی سیال که ناشی از افزودن سوخت به محفظه احتراق و نیز گرفتن بخشی از هوای ورودی به کمپرسور برای خنک کاری پره ها و دیسک های توربین است، لحاظ شود.

شکل ۳-۳ انحراف سیکل واقعی از ایده آل را در اثر افت های موجود در کمپرسور و توربین و نیز افت فشار محفظه احتراق نشان می دهد.



شکل ۳-۳: انحراف سیکل واقعی توربین گاز از سیکل ایده آل در اثر برگشت ناپذیری ها [۲۱]

۳-۱-۳ قانون اول ترمودینامیک یا اصل بقای انرژی برای حجم کنترل

نرخ تغییرات انرژی در حجم کنترل ناشی از نرخ خالص انتقال حرارت، نرخ خالص کار و مجموع شارهای عبوری از سطح کنترل است. شکل کلی قانون اول برای وسایل جریان پایدار با جریان منفرد، با فرض این که تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل سیال عامل صفر باشد عبارت است از:

$$q - w = \Delta h \quad (۱-۳)$$

پمپ، کمپرسور و توربین را در حالت عادی می توان آدیاباتیک فرض کرد و انتقال حرارت در آنها صفر است مگر آن که به صورت اجباری خنک شوند. همچنین تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل

سیال در گذر از آن‌ها بسیار ناچیز است. در این وسایل، همواره کار محوری وجود دارد. در محفظه احتراق، همه پارامترها به جز عبارات مربوط به انرژی کل جریان‌های ورودی و خروجی، صفر است.

۳-۱-۴ قانون دوم ترمودینامیک برای یک حجم کنترل

مطابق این قانون، نرخ تغییرات آنترופی کل درون حجم کنترل برابر است با مقدار خالص مجموع جریان‌های عبوری از سطح کنترل و نرخ تولید آنترופی یعنی:

$$\frac{dS_{c.v.}}{dt} = \sum \dot{m}_i S_i - \sum \dot{m}_e S_e + \sum \frac{\dot{Q}_{c.v.}}{T} + \dot{S}_{gen} \quad (۳-۳)$$

و برای سیستم جریان پایدار به صورت زیر می‌باشد. علامت مساوی برای فرآیندهای برگشت پذیر است.

$$S_{gen} = S_e - S_i + \frac{q_{surr}}{T_{surr}} \geq 0 \quad (۳-۳)$$

۳-۱-۵ برگشت ناپذیری

میزان افزایش آنترופی در یک فرآیند برگشت ناپذیر یا تفاوت بین کار مفید و کار برگشت پذیر را برگشت ناپذیری، و مقدار برگشت ناپذیری در واحد زمان را شدت برگشت ناپذیری می‌نامند [۲۱].

$$\dot{i} = \dot{w}_{rev} - \dot{w}_u = T_o \dot{S}_{gen} \quad (۴-۳)$$

مقدار برگشت ناپذیری کاملاً متناسب با میزان آنترופی تولید شده طی یک فرآیند بوده و طبق قانون دوم ترمودینامیک، مقدار آن برای تمام فرآیندهای واقعی، مثبت می‌باشد. برخی از مهمترین عوامل بازگشت ناپذیری یک فرآیند عبارتند از اصطکاک، انبساط و انقباض ناگهانی، اختلاط، انتقال حرارت به دلیل اختلاف درجه حرارت محدود و واکنش‌های شیمیایی [۲۱].

۳-۱-۶ اگزرژی یا قابلیت انجام کار

حداکثر کار ممکن است که یک سیستم طی یک فرآیند برگشت پذیر انجام دهد و از حالت اولیه به حالت نهایی مرده برسد. اگزرژی یک سیستم در یک حالت مشخص به خواص سیستم و شرایط محیط بستگی دارد و برای یک حجم کنترل، معادل با کار برگشت پذیر با حالت نهایی مرده است. اگزرژی خود دارای مؤلفه های جنبشی، پتانسیل، فیزیکی و شیمیایی است. برای وسایل جریان پایدار، اگزرژی های جنبشی و پتانسیل را می توان صفر فرض کرد. به مجموع اگزرژی های فیزیکی و شیمیایی، اگزرژی حرارتی گفته می شود [۲۱].

$$ex = ex_{ph} + ex_{Ch} \quad (۵-۳)$$

اگزرژی فیزیکی از رابطه زیر بدست می آید.

$$ex_{ph} = (h - h_o) - T_o (s - s_o) \quad (۶-۳)$$

اگزرژی شیمیایی مولی مخلوط ها از رابطه زیر بدست می آید [۲۳].

$$\overline{ex}_{Ch} = \sum_{i=1}^n y_i \times \overline{ex}_i^{Ch} + (\overline{R} \times T_o) \sum_{i=1}^n y_i \times \ln(y_i) , \quad ex_{Ch} = \frac{\overline{ex}_{Ch}}{M} \quad (۷-۳)$$

که $\overline{ex}_i^{Ch}$ اگزرژی شیمیایی مولی اجزاء می باشد که از جداول ترمودینامیکی بدست می آید.

تفاوت های انرژی و اگزرژی را می توان به صورت زیر بیان کرد [۲۴].

❖ انرژی فقط مربوط به حالت سیستم و جریان جرم است اما اگزرژی علاوه بر آن به شرایط

محیط نیز وابسته است.

❖ انرژی در سیستم مرده نیز می تواند دارای مقدار باشد اما اگزرژی یک سیستم مرده همواره

صفر است.

❖ انرژی برای تمام فرایندها مشمول قانون بقا بوده، در قالب قانون اول ترمودینامیک بیان

می شود اما اگزرژی فقط در فرایندهای برگشت پذیر مشمول بقاست. در فرایندهای

برگشت‌ناپذیر، همیشه مقداری اگزرژی نابود می‌شود. اگزرژی، ترکیبی از قوانین اول و دوم

ترمودینامیک را برای بررسی فرآیندها به کار می‌گیرد.

❖ انرژی فقط یک مقیاس کمی برای بررسی فرآیندهاست اما اگزرژی هم مقیاس کمی و هم کیفی است.

❖ انرژی می‌تواند نسبت به هر حالت مبنای فرضی محاسبه شود اما حالت مبنای اگزرژی توسط شرایط محیط تعیین می‌شود.

تحلیل اگزرژی با به کارگیری قوانین اول و دوم ترمودینامیک بر روی اجزای یک سیستم، این امکان را فراهم می‌سازد تا محل و میزان تولید برگشت‌ناپذیری‌ها و فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی در آن سیستم مشخص گردند. با این روش، علاوه بر ارزیابی کارایی اجزای مختلف سیکل ترمودینامیکی، راه‌های افزایش بازده و کار خروجی سیکل نیز شناسایی می‌شوند [۲۴].

۳-۱-۷ بازده قانون دوم ترمودینامیک یا بازده اگزژیک

بازده قانون اول براساس یک فریند ایده‌آل آیزنتروپیک تعریف می‌شود که در عمل هرگز اتفاق نمی‌افتد. این بازده، هیچ اشاره‌ای به بهترین حالت ممکن نمی‌کند و به تنهایی برای سنجش واقعی عملکرد دستگاه‌ها مناسب نیست. بنابراین برای بررسی میزان انحراف فرآیندها از بهترین حالت ممکن، بازده قانون دوم تعریف می‌شود. بازده قانون دوم تعیین می‌کند که چقدر قابلیت انجام کار یا پتانسیل کار طی یک فرآیند، مصرف شده است [۲۱]. در واقع این بازده تعیین می‌کند که چه میزان از اگزرژی داده شده به سیستم، طی یک فرآیند، دوباره به دست می‌آید و چه میزان از آن به صورت برگشت‌ناپذیری‌ها اتلاف می‌شود. بازده قانون دوم به صورت اگزرژی مفید خروجی به اگزرژی ورودی و شدت برگشت‌ناپذیری به صورت اختلاف میان اگزرژی مفید خروجی و اگزرژی ورودی تعریف می‌شود [۱۳].

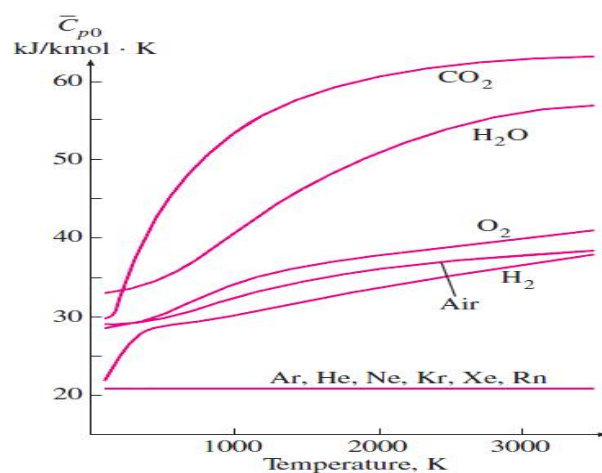
$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{u,out}}{\dot{E}x_{in}} \quad (۸-۳)$$

$$\dot{I} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{u,out}$$

۸-۱-۳ گاز کامل یا ایده آل^۱

گاز کامل، گازی است که انرژی داخلی، آنتالپی و گرماهای ویژه آن، همگی فقط تابعی از دما باشند. تقریباً همه گازهای حقیقی در دمای بالاتر و فشار پایین‌تر از فشار بحرانی خود، رفتاری شبیه گاز کامل دارند. عبارات تحلیلی دقیق برای گرماهای ویژه گازهای حقیقی که براساس اندازه‌گیری‌های مستقیم یا محاسباتی از رفتار آماری ملکول‌هاست، به صورت یک چند جمله‌ای درجه سوم در جداول ترمودینامیکی موجود است. مطابق شکل ۳-۴ تغییرات گرمای ویژه گازها با دما در اختلاف دماهای کوچک (در حد چند صد درجه) آرام و تقریباً خطی است. در نتیجه توابع گرمای ویژه در رابطه (۳-۹) را می‌توان با مقادیر ثابت متوسط گرمای ویژه، طی فرآیند مربوطه جایگزین کرد [۲۱].

$$h_T - h_1 = c_{p,av} (T_T - T_1) \quad (۹-۳)$$



شکل ۳-۴: تغییرات گرمای ویژه تعدادی از گازها با دما [۲۱]

¹ Perfect or Ideal Gas

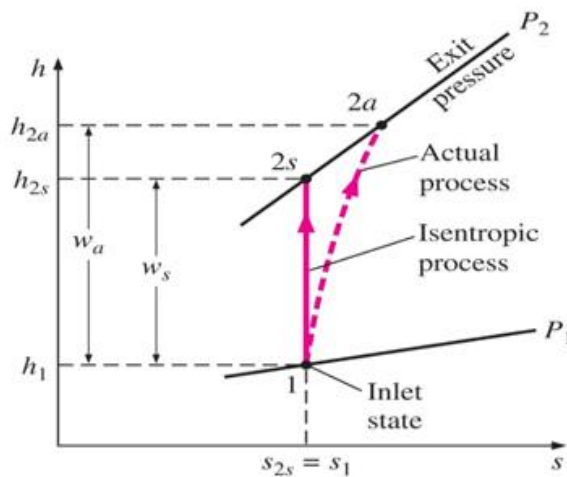
آنتالپی و آنتروپی مخلوط گازهای کامل به صورت روابط (۳-۱۰) بدست می‌آید.

$$\begin{aligned}\bar{h} &= \sum_{i=1}^n y_i \bar{h}_i, \quad h = \frac{\bar{h}}{M} \\ \bar{s} &= \sum_{i=1}^n y_i \bar{s}_i, \quad s = \frac{\bar{s}}{M} \\ \bar{s}_i &= \bar{s}_i^\circ - \bar{R} \ln \left(\frac{y_i P_m}{P_o} \right) \\ \bar{s}_2 - \bar{s}_1 &= \bar{s}_2^\circ - \bar{s}_1^\circ - \bar{R} \ln \frac{P_2}{P_1}\end{aligned} \quad (۳-۱۰)$$

۳-۱-۹ تحلیل ترمودینامیکی کمپرسور

شکل ۳-۵ نمودار فرایندهای تراکم واقعی و آیزنتروپیک^۱ در کمپرسور را نشان می‌دهد. فرآیند آدیاباتیک برگشت پذیر را آیزنتروپیک می‌نامند که رابطه زیر در آن برقرار است [۲۱].

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (۳-۱۱)$$



شکل ۳-۵: نمودار فرایندهای تراکم واقعی و آیزنتروپیک در کمپرسور

^۱ Isentropic Process

کار و توان مصرفی واقعی یا مفید کمپرسور از روابط زیر بدست می‌آید.

$$w_{AC,u} = w_{AC,a} = h_r - h_1 \quad (12-3)$$

$$\dot{W}_{AC,u} = \dot{W}_{AC,a} = \dot{m}_{air}(w_{AC,a})$$

کار و توان مصرفی آیزنتروپیک کمپرسور از روابط زیر بدست می‌آید.

$$w_{AC,s} = h_{rs} - h_1 \quad (13-3)$$

$$\dot{W}_{AC,s} = \dot{m}_{air}(w_{AC,s})$$

بازده آیزنتروپیک کمپرسور از رابطه (۱۴-۳) بدست می‌آید.

$$\eta_{AC} = \frac{w_{AC,s}}{w_{AC,a}} \quad (14-3)$$

کار و توان مصرفی برگشت‌پذیر کمپرسور از رابطه زیر بدست می‌آید.

$$w_{AC,rev} = ex_r - ex_1, \quad \dot{W}_{AC,rev} = \dot{m}_{air} \times w_{AC,rev} \quad (15-3)$$

برگشت‌ناپذیری و شدت برگشت‌ناپذیری در کمپرسور از رابطه زیر بدست می‌آید.

$$i_c = w_{cu} - w_{c,rev}, \quad \dot{I}_c = \dot{W}_{cu} - \dot{W}_{c,rev} \quad (16-3)$$

بازده اگزرژی (قانون دوم) کمپرسور از رابطه زیر بدست می‌آید.

$$\eta_{II,AC} = \frac{\dot{W}_{AC,rev}}{\dot{W}_{AC,u}} \quad (17-3)$$

۳-۱-۱۰ تحلیل ترمودینامیکی محفظه احتراق

یک مفهوم کمکی که بیانگر میزان انرژی گرمایی ورودی به سیکل در قالب میزان سوخت مصرفی به ازای کار انجام شده است، مصرف ویژه سوخت^۱ می‌باشد. این کمیت معمولاً برحسب kg / kWh بیان می‌شود [۲۵].

$$SFC = \frac{3600}{\eta_{lh} LHV} \quad (۳-۱۸)$$

که LHV نشان دهنده ارزش حرارتی سوخت می‌باشد. اصطلاح ارزش حرارتی یا گرمای واکنش، بیانگر حرارت تولید شده طی احتراق یا واکنش در دمای ثابت است. در احتراق فشار ثابت با جریان پایدار، انتقال حرارت معادل آنالپی احتراق است. ارزش حرارتی به دو صورت تعریف می‌شود. ارزش حرارتی بالا^۲، حرارت انتقال یافته همراه با آب مایع در محصولات احتراق و ارزش حرارتی پایین^۳، حرارت انتقال یافته همراه با بخار آب در محصولات احتراق است [۲۴].

نسبت هوا به سوخت بر مبنای جرمی و مولی به صورت زیر بیان می‌شوند [۲۱].

$$\overline{AFR} = \frac{n_a}{n_f} \quad (۳-۱۹)$$

$$AFR = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{Fuel}} = \frac{n_{air} M_{air}}{n_{Fuel} M_{Fuel}} = \overline{AFR} \frac{M_{air}}{M_{Fuel}}$$

شدت برگشت‌ناپذیری محفظه احتراق از رابطه (۳-۲۰) بدست می‌آید.

$$\dot{I}_{CC} = \dot{E}_{X_F} + \dot{E}_{X_T} - \dot{E}_{X_P} \quad (۳-۲۰)$$

بازده انرژی محفظه احتراق برابر است با:

$$\eta_{ll,CC} = \frac{\dot{E}_{X_T}}{\dot{E}_{X_F} + \dot{E}_{X_T}} \quad (۳-۲۱)$$

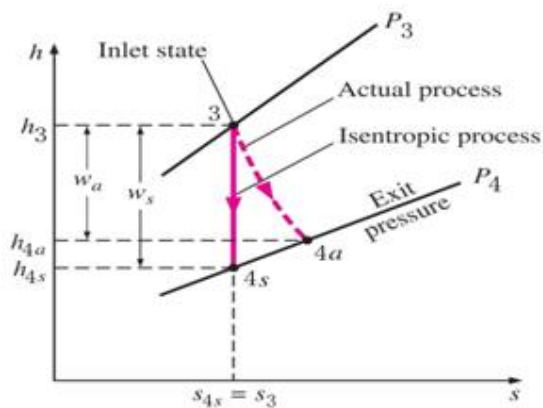
^۱ Specific Fuel Consumption or SFC

^۲ High Heat Value of HHV

^۳ Low Heat Value or LHV

۱۱-۱-۳ تحلیل ترمودینامیکی توربین گاز

شکل ۳-۶ نمودار فرآیندهای انبساط واقعی و آیزنتروپیک^۱ در توربین گاز را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۶: نمودار فرآیندهای انبساط واقعی و آیزنتروپیک در توربین گاز

توان واقعی یا مفید توربین گاز از رابطه (۲۲-۳) بدست می‌آید.

$$\dot{W}_{GT} = \dot{W}_{GT,a} = \dot{m}_r \times h_r + \dot{m}_{Coolant} \times h_{Coolant} - \dot{m}_f \times h_f \quad (22-3)$$

$\dot{m}_{Coolant}$ نرخ جریان هوای خروجی از کمپرسور و ورودی به توربین گاز برای خنک‌کاری پره‌ها می‌باشد.

توان آیزنتروپیک توربین گاز از رابطه (۲۳-۳) بدست می‌آید.

$$\dot{W}_{GT,s} = \dot{m}_r \times h_r + \dot{m}_{Coolant} \times h_{Coolant} - \dot{m}_{fs} \times h_{fs} \quad (23-3)$$

بازده آیزنتروپیک توربین گاز از رابطه (۲۴-۳) بدست می‌آید.

$$\dot{W}_{GT,s} = \dot{m}_r \times h_r + \dot{m}_{Coolant} \times h_{Coolant} - \dot{m}_{fs} \times h_{fs} \quad (24-3)$$

توان برگشت پذیر توربین گاز از رابطه (۲۵-۳) بدست می‌آید.

$$\dot{W}_{GT,rev} = \dot{E}x_r + \dot{E}x_{Coolant} - \dot{E}x_f \quad (25-3)$$

¹ Isentropic Process

شدت برگشت‌ناپذیری در توربین گاز از رابطه (۲۶-۳) بدست می‌آید.

$$\dot{I}_{GT} = \dot{W}_{GT,rev} - \dot{W}_{GT} \quad (26-3)$$

بازده اگزرژی توربین گاز از رابطه (۲۷-۳) بدست می‌آید.

$$\eta_{ll,GT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{\dot{W}_{GT,rev}} \quad (27-3)$$

۳-۱-۱۲ تحلیل ترمودینامیک نیروگاه توربین گازی

توان خالص خروجی از سیکل گازی نیروگاه از رابطه (۲۸-۳) بدست می‌آید.

$$\dot{W}_{net} = \eta_{Gen} \times (\dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC,u}) \quad (28-3)$$

بازده حرارتی (بازده قانون اول) و بازده اگزرژی سیکل گازی نیروگاه از رابطه (۲۹-۳) بدست می‌آید.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_F \times LHV} \quad , \quad \eta_{ll,P} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{X_F}} \quad (29-3)$$

نرخ حرارتی و شدت برگشت‌ناپذیری سیکل گازی نیروگاه از رابطه (۳۰-۳) بدست می‌آید.

$$HR = \frac{3600}{\eta_{th}} \quad , \quad \dot{I}_P = \dot{E}_{X_F} - \dot{W}_{net} \quad (30-3)$$

بازده حرارتی سیکل گازی در حالت ایده‌آل برابر است با:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_{fs} - T_l}{T_r - T_{rs}} \quad (31-3)$$

$$T_{fs} = T_r \left(\frac{P_f}{P_r} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

۲-۳ شبیه‌سازی نیروگاه سیکل ترکیبی قم در نرم‌افزار ترموفلو

در این بخش به شبیه‌سازی سیکل گازی و ترکیبی نیروگاه قم در نرم‌افزار ترموفلو پرداخته می‌شود. شیوه کار به این صورت است که یک بلوک سیکل ترکیبی که شامل دو توربین گاز، دو بویلر بازیاب و یک توربین بخار است؛ با انتخاب موتور (Siemens W701 D (MHI, Westinghouse 701D که در لیست موتورهای پیش فرض نرم‌افزار موجود است، در بار عادی و در محیط نرم‌افزار، شبیه‌سازی می‌شود.

۱-۲-۳ آشنایی با نرم‌افزار ترموفلو

نرم‌افزار ترموفلو به عنوان یکی از معتبرترین و قدرتمندترین نرم‌افزار در زمینه طراحی و تحلیل سیکل‌های نیروگاهی می‌باشد که قادر است مراحل مختلف یک نیروگاه، شامل تحلیل ترمودینامیکی، طراحی مهندسی تجهیزات و شبیه‌سازی در وضعیت طراحی و خارج از طراحی را مدل کند. از سال ۱۹۸۷ نرم‌افزار ترموفلو، پیشرو در نرم‌افزارهای مهندسی حرارت برای نیروگاه‌ها و صنایع تولید همزمان برق و حرارت می‌باشد. محصول ابتدایی این شرکت، GT PRO می‌باشد که به عنوان محبوب‌ترین نرم‌افزار برای طراحی نیروگاه‌ها بر پایه توربین گازی در جهان می‌باشد.

در پایان سال ۲۰۰۱ بیش از ۱۵۰۰ کاربر در ۷۵۰ مکان و در ۵۰ کشور از GT PRO استفاده کرده‌اند [۲۶]. نرم‌افزار ترموفلو شامل ماژول‌های مختلفی می‌باشد که هر یک برای شبیه‌سازی سیکل و در شرایط طراحی خاص مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این بخش برای شبیه‌سازی نیروگاه از ماژول‌های GT PRO و GT MASTER استفاده شده است.

از GT PRO برای شبیه‌سازی نیروگاه‌های سیکل ترکیبی بر پایه توربین گازی و در شرایط طراحی استفاده می‌شود.

از GT MASTER برای شبیه‌سازی نیروگاه‌های سیکل ترکیبی بر پایه توربین گازی و در شرایط خارج از طراحی استفاده می‌شود.

۲-۲-۳ شبیه‌سازی سیکل ترکیبی قم در GT PRO و GT MASTER

در این بخش ابتدا در ماژول GT PRO، یک بلوک سیکل ترکیبی که شامل دو توربین گاز، دو بویلر بازیاب و یک توربین بخار است، در حالت حداکثر بار و در شرایط هوای قم شبیه‌سازی می‌شود.

برای شبیه‌سازی سیکل ترکیبی ابتدا اطلاعات مربوط به شرایط هوای محیط قم، که در جدول ۱-۳ مشخص شده است، را وارد نرم‌افزار کرده و در ادامه از لیست موتورهای پیش فرض نرم-افزار، موتور Siemens W701 D (MHI, Westinghouse 701D) انتخاب می‌شود.

شکل ۷-۳ نوع سوخت مصرفی نیروگاه قم را نشان می‌دهد که اطلاعات آن در نرم‌افزار وارد شده است.

PROFUEL - Fuel Selection and Definition Utility

☐ Fuel Library ☒ User-defined

OK Cancel View Fuel Summary

Fuel Type
☒ Gas
☐ Liquid
☐ Solid

Heating Values:
☒ Define HHV
☐ Define LHV

Load Fuel
 Mix Fuels
 Save Fuel

Fuel name: qom-fuel

Fuel supply temperature: 25 C

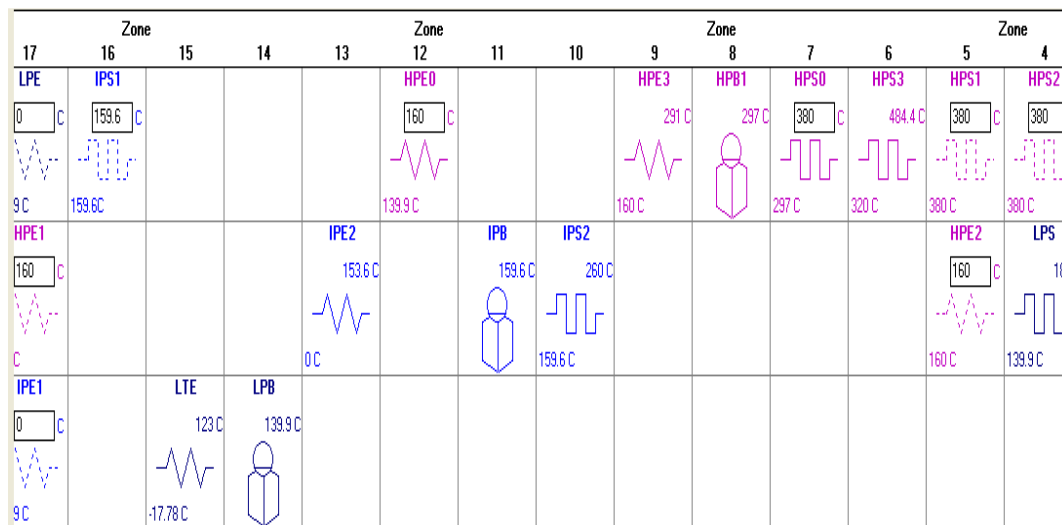
Hydrogen	H2	0	%	Pentene	C5H10	0	%
Oxygen	O2	0	%	Benzene	C6H6	0	%
Water Vapor	H2O	0	%	Toluene	C7H8	0	%
Nitrogen	N2	4.7	%	Xylene	C8H10	0	%
Carbon Monoxide	CO	0	%	Acetylene	C2H2	0	%
Carbon Dioxide	CO2	0.1	%	Naphthalene	C10H8	0	%
Methane	CH4	87.6	%	Methanol	CH3OH	0	%
Ethane	C2H6	4.8	%	Ethanol	C2H5OH	0	%
Propane	C3H8	1.77	%	Ammonia	NH3	0	%
n-Butane	C4H10	0.72	%	Hydrogen Sulfide	H2S	0	%
n-Pentane	C5H12	0.24	%	Sulfur Dioxide	SO2	0	%
Hexane	C6H14	0.07	%	Isobutane	C4H10	0	%
Ethylene	C2H4	0	%	Carbonyl Sulfide	COS	0	%
Propylene	C3H6	0	%	Hydrogen Cyanide	HCN	0	%
Butylene	C4H8	0	%	Argon	Ar	0	%
Sum of vol. percentage						100.000	%

شکل ۷-۳: سوخت مصرفی نیروگاه قم

جدول ۱-۳: اطلاعات مربوط به شرایط محیطی قم

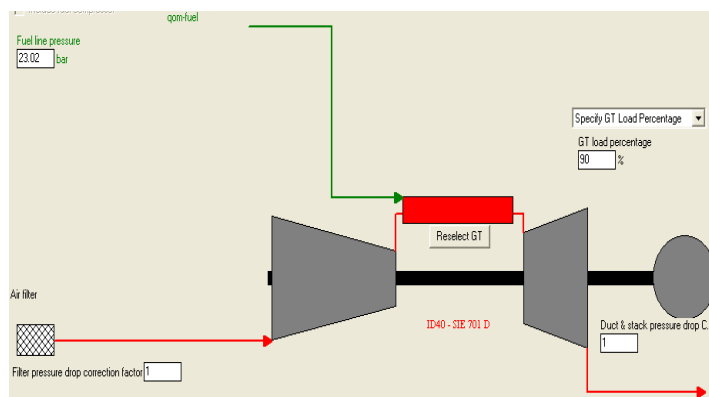
شرایط قم	دما	فشار	رطوبت نسبی	ارتفاع از سطح دریا
مقدار	۳۱°C	۰/۸۹۶۴ Bar	RH= %۲۹	۱۰۲۲ m

شکل ۳-۸ نحوه شبیه‌سازی بویلر بازیاب و محل قرار گیری اجزای آن را در ماژول GT PRO در نرم‌افزار ترموفلو نشان می‌دهد.



شکل ۳-۸: شبیه‌سازی بویلر بازیاب در GT PRO

شکل ۳-۹ نحوه شبیه‌سازی سیکل گازی نیروگاه قم در نرم‌افزار ترموفلو، در حالت ۹۰٪ بار و در ماژول GT MASTER را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۹: شبیه‌سازی سیکل گازی نیروگاه قم در GT MASTER

فصل چهارم

نتایج مدل سازی و شبیه سازی نیروگاه قم

۴-۱ معرفی نیروگاه قم به عنوان نمونه مورد مطالعه

نیروگاه قم شامل ۴ واحد گازی ساخت شرکت Mitsubishi ژاپن مدل MW-701D با ظرفیت اسمی هر یک MW ۱۲۸/۵ و در مجموع MW ۵۱۴ است که در سال ۱۳۷۲ مورد بهره‌برداری قرار گرفت. تبدیل نیروگاه گازی قم به سیکل ترکیبی در سال ۱۳۷۶ توسط شرکت ABB با نصب ۴ بویلر بازیاب و ۲ توربوژنراتور بخاری، هر یک با ظرفیت اسمی MW ۱۰۰ اجرا شد.

سوخت اصلی نیروگاه، گاز طبیعی و سوخت جایگزین آن گازوئیل است که به صورت مجزا و مخلوط قابل استفاده‌اند. انرژی تولیدی نیروگاه از طریق ۶ خط KV ۲۳۰ به شبکه سراسری برق کشور منتقل می‌گردد. سیستم کنترلی، امکان کنترل کلیه بخش‌های عملیات راه‌اندازی، بهره‌برداری و نمایش عملکرد واحدها از اتاق فرمان مرکزی را فراهم می‌کند. موتور راه‌انداز، شامل یک موتور الکتریکی با توان MW ۱/۵ و ولتاژ KV ۶/۶ است که با اتصال هیدرولیکی به محور کمپرسور در شروع راه‌اندازی با ایجاد دور لازم، هوای مورد نیاز احتراق را با چرخش محور کمپرسور به عهده دارد. پس از برقراری شرایط پایدار سیستم احتراق، حدود ۷۰٪ دور نامی ژنراتور از مدار خارج می‌گردد. یک کمپرسور محوری ۱۹ مرحله‌ای، مسئول تامین هوای مورد نیاز سیستم احتراق با فشار حدود bar ۱۴ است. محفظه احتراق از نوع حلقوی و شامل ۱۸ عدد نازل سوخت‌پاش است و توربین از نوع محوری ۴ مرحله‌ای است. پارامترهای عملکردی بخش گازی نیروگاه قم برای حالت بار عادی^۱، مطابق جدول ۴-۱ و خروجی نیروگاه قم مطابق با جدول ۴-۲ می‌باشد [۲۷].

^۱ Normal or Base Load

جدول ۴-۱: پارامترهای عملکردی بخش گازی نیروگاه قم در بار عادی (۹۰٪) [۲۷]

پارامترهای عملکردی		شرایط قم		شرایط استاندارد ISO	
نوع سوخت مصرفی		گاز طبیعی	گازوئیل	گاز طبیعی	گازوئیل
محفظه احتراق حلقوی					
دبی سوخت (kg/s)		۶/۳۵	۶/۷۳	۷/۳۸	۷/۸۲
ارزش حرارتی سوخت (kJ/kg)		۴۵۸۰۷	۴۲۵۵۷	۴۵۸۰۷	۴۲۵۵۷
دبی هوای ورودی به محفظه احتراق (kg/s)		۳۱۷/۲	۳۱۷/۷	۳۷۴/۷	۳۷۵/۱
کمپرسور محوری ۱۹ مرحله ای					
دبی هوا (kg/s)		۳۳۸	۳۳۸	۴۰۰	۴۰۰
فشار هوای محیط (kPa)		۸۹/۶۴	۸۹/۶۴	۱۰۱/۳	۱۰۱/۳
فشار هوای ورودی به کمپرسور (kPa)		۸۸/۷۵	۸۸/۷۵	۱۰۰/۳	۱۰۰/۳
افت فشار سیستم ورود هوا (kPa)		۰/۸۹	۰/۸۹	۰/۱	۰/۱
فشار هوای خروجی از کمپرسور (kPa)		۱۰۸۳	۱۰۸۳	۱۲۶۴	۱۲۶۴
نسبت فشار کمپرسور		۱۲/۲	۱۲/۲	۱۲/۶	۱۲/۶
دمای هوای محیط (K)		۳۰۴	۳۰۴	۲۸۸	۲۸۸
سرعت روتور کمپرسور (rpm)		۳۰۰۰	۳۰۰۰	۳۰۰۰	۳۰۰۰
توربین محوری ۴ مرحله ای					
دبی جرمی گازهای خروجی از توربین (kg/s)		۳۴۴/۳۵	۳۴۴/۷۳	۴۰۷/۳۸	۴۰۷/۸۲
دبی جرمی گازهای ورودی به توربین (kg/s)		۳۲۴/۳۵	۳۲۴/۷۳	۳۸۳/۳۸	۳۸۳/۸۲
دبی هوای ورودی به توربین برای خنک کاری (kg/s)		۲۰	۲۰	۲۴	۲۴
فشار گازهای ورودی به توربین (kPa)		۱۰۴۰	۱۰۴۰	۱۲۱۹	۱۲۱۹
فشار گازهای خروجی از توربین (kPa)		۹۲/۶۷	۹۲/۶۷	۱۰۵	۱۰۵
نسبت فشار توربین		۱۱/۲۲	۱۱/۲۲	۱۱/۶۱	۱۱/۶۱
دمای گازهای ورودی به توربین (K)		۱۳۸۵	۱۳۸۵	۱۳۵۸	۱۳۵۸
دمای گازهای خروجی از توربین (K)		۸۱۷	۸۱۸	۷۹۱	۷۹۲
سرعت روتور توربین (rpm)		۳۰۰۰	۳۰۰۰	۳۰۰۰	۳۰۰۰
عملکرد					
توان خالص خروجی (kW)		۹۰۳۸۸	۸۷۶۶۶	۱۰۸۳۷۸	۱۰۵۲۶۰
نرخ حرارتی (kJ/kWh)		۱۱۶۰۳	۱۱۷۶۷	۱۱۲۳۶	۱۱۳۹۵
بازده حرارتی (%)		۳۱	۳۰/۶	۳۲	۳۱/۶

جدول ۴-۲: خروجی نیروگاه قم در بار عادی (۹۰٪) [۲۷]

شرایط قم		
گازوئیل	گاز طبیعی	نوع سوخت مصرفی سیکل گازی
۵۲۰۸۸۴	۵۲۶۵۷۶	توان خالص خروجی نیروگاه (kW)
۷۹۴۸	۷۸۹۴	نرخ حرارتی نیروگاه (kJ/kWh)
۴۵/۳	۴۵/۶	بازده حرارتی نیروگاه (٪)

۴-۲ نتایج مدل سازی ترمودینامیکی سیکل گازی نیروگاه قم

در این بخش نتایج حاصل از مدل سازی ترمودینامیکی بخش گازی نیروگاه قم در بار عادی و با سوخت گاز طبیعی و با استفاده از روابط ترمودینامیکی گفته شده در فصل قبل، ارائه می شود. با فرض این که هوا از دو عنصر اصلی اکسیژن و نیتروژن تشکیل شده است، اگزرژی شیمیایی آن مطابق جدول ۴-۳ برابر با $3/6 \text{ kJ/kg}$ می باشد.

جدول ۴-۳: اگزرژی شیمیایی اجزای موجود در هوا [۲۱]

اجزاء	کسر مولی	$ex_i^{ch} (\text{kJ} / \text{kmol})$
O_2	۰/۲۱	۳۹۷۰
N_2	۰/۷۹	۷۲۰

هوای ورودی به کمپرسور، در حالت مرده^۱ محیط قرار دارد، پس اگزرژی فیزیکی آن صفر است. حالت مرده، حالتی است که در آن، سیستم در تعادل ترمودینامیکی کامل با محیط باشد. اگزرژی شیمیایی سوخت ورودی به محفظه احتراق، مطابق اطلاعات جدول ۴-۴ که از تجزیه گاز طبیعی مصرفی نیروگاه به دست آمده، برابر با $47778/67 \text{ kJ/kg}$ می باشد. برای سوخت، اگزرژی فیزیکی در مقابل اگزرژی شیمیایی، بسیار کم و قابل چشم پوشی است.

^۱ Dead State

جدول ۴-۴: ترکیبات سوخت گاز طبیعی مورد استفاده در نیروگاه گازی قم [۲۷]

اجزاء	کسر مولی	ex_i^{ch} (kJ / kmol)
Methane	۰/۸۷۶	۸۳۶۵۱۰
Ethane	۰/۰۴۸	۱۵۰۴۳۶۰
Propane	۰/۰۱۷۷	۲۱۶۳۱۹۰
i-Butane	۰/۰۰۳۳	۲۸۱۸۹۳۰
n-Butane	۰/۰۰۳۹	۲۸۱۸۹۳۰
i-pentane	۰/۰۰۱۴	۳۴۷۷۰۵۰
n-Pentane	۰/۰۰۱	۳۴۷۷۰۵۰
Hexane	۰/۰۰۰۷	۴۱۳۴۵۹۰
Carbon Dioxid	۰/۰۰۱	۲۰۱۴۰
Nitrogen	۰/۰۴۷	۷۲۰
Total	۱۰۰	۸۷۴۸۷۰
وزن مولکولی (kg/kmol)		۱۸/۲۹

نسبت جرمی و مولی هوا به سوخت به ترتیب برابر با ۴۹/۹۲ و ۳۱/۵۳ می‌باشد.

مصرف ویژه سوخت برابر با ۰/۲۵۲ kg/kWh می‌باشد.

برای تعیین میران دقیق آنتالپی گازهای عبوری از توربین، نیاز به داشتن ترکیب گازهای حاصل از احتراق می‌باشد. این ترکیبات را می‌توان با توجه به ترکیب گاز طبیعی و با فرض احتراق کامل سوخت در محفظه احتراق تعیین نمود و سپس با استفاده از اطلاعات موجود در جداول ترمودینامیکی، آنتالپی و آنترופی گازهای ورودی و خروجی توربین را به دست آورد. ترکیب و درصد مولی گازهای خروجی از دودکش توربین گازی در شرایط تست کارایی بویلرهای بازیاب، در جدول ۴-۵ ارائه شده است. مطابق جدول، چون گازهای موجود در دمای بالاتر از دمای بحرانی و فشار پایین‌تر از فشار بحرانی خود قرار دارند، بنابراین برای محاسبه آنتالپی و آنترופی محصولات احتراق، می‌توان با تقریب بسیار خوبی از روابط مخلوط گاز کامل استفاده کرد. اگزوری شیمیایی مخلوط گازهای حاصل از احتراق بر اساس جدول ۴-۵ برابر با ۲۴/۳۲ kJ / kg می‌باشد.

جدول ۴-۵: ترکیب گازهای حاصل از احتراق در دودکش در شرایط تست بازیاب نیروگاه [۲۷]

اجزاء	$M_i (kg / kmol)$	$T_{cr,i} (K)$	$P_{cr,i} (kPa)$	y_i	$ex_i^{ch} (kJ / kmol)$
CO _۲	۴۴/۰۱	۳۰۴/۲	۷۳۹۰	۰/۰۴	۲۰۱۴۰
H _۲ O	۱۸/۰۱۵	۶۴۷/۳	۲۲۰۹۰	۰/۰۷۲	۱۱۷۱۰
N _۲	۲۸/۰۱۳	۱۲۶/۲	۳۳۹۰	۰/۷۴۷	۷۲۰
O _۲	۳۱/۹۹	۱۵۴/۸	۵۰۸۰	۰/۱۴۱	۳۹۷۰

با مراجعه با جداول ترمودینامیکی، آنتالپی و آنتروپی اجزای محصولات احتراق تعیین می‌شوند که در جدول ۴-۶ نشان داده شده است.

جدول ۴-۶: آنتالپی و آنتروپی گازهای ورودی و خروجی توربین [۲۱]

اجزاء	$\bar{h}_{r,i} (kJ / kmol)$	$\bar{h}_{f,i} (kJ / kmol)$	$\bar{s}_{r,i}^{\circ} (kJ / kmol.K)$	$\bar{s}_{f,i}^{\circ} (kJ / kmol.K)$
CO _۲	۶۴۵۱۳/۹	۳۳۰۵۳/۷	۲۸۷/۶۳۷	۲۵۸/۵۶۳
H _۲ O	۵۲۸۲۳/۵	۲۸۵۸۹/۴	۲۴۶/۹۶۹	۲۲۴/۶۳
N _۲	۴۲۱۶۶/۲	۲۴۲۶۰/۱	۲۳۹/۱۵۲	۲۲۱/۶۶۵
O _۲	۴۵۱۸۴/۸	۲۵۰۹۸/۱	۲۵۵/۲۰۸	۲۳۶/۶۲
	$h_r = ۱۵۷۹/۱ \frac{kJ}{kg}$	$h_f = ۸۷۸/۹ \frac{kJ}{kg}$	$s_r = ۸/۱۱۶ \frac{kJ}{kg.K}$	$s_f = ۸/۱۷۵ \frac{kJ}{kg.K}$

جدول ۴-۷: میزان توان واقعی و آیزنتروپیک و همچنین بازده آیزنتروپیک توربین گاز و کمپرسور را نشان می‌دهد.

جدول ۴-۷: خروجی‌های حاصل از مدل‌سازی کمپرسور و توربین گاز

اجزاء	توان واقعی (MW)	توان آیزنتروپیک (MW)	بازده آیزنتروپیک (%)
توربین	۲۲۲/۵	۲۴۵/۷	۹۰/۵۵
کمپرسور	۱۳۱/۶۵	۱۰۹/۸	۸۸/۱۸

جدول ۴-۸: نرخ تخریب اگزورژی و بازده اگزورژی هر یک از اجزای سیکل گازی نیروگاه قم را نشان می‌دهد.

جدول ۸-۴: نرخ تخریب انرژی و بازده انرژی اجزای سیکل گازی

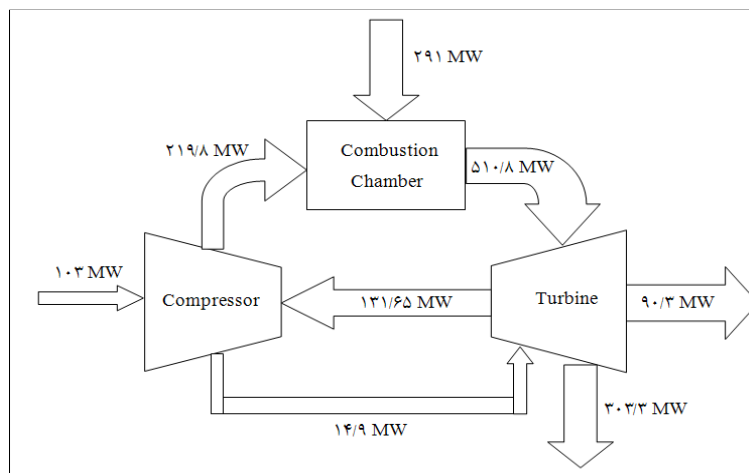
محفظه احتراق	کمپرسور	توربین گاز	تخریب انرژی (MW)
۱۰۰/۳۲	۱۸/۳۵	۱۰/۳۲	تخریب انرژی (MW)
۶۴/۹۴	۸۶/۰۶	۹۵/۱۵	بازده انرژی (%)

جدول ۹-۴ پارامترهای عملکردی سیکل گازی نیروگاه قم را نشان می‌دهد.

جدول ۹-۴: پارامترهای عملکردی سیکل گازی نیروگاه قم

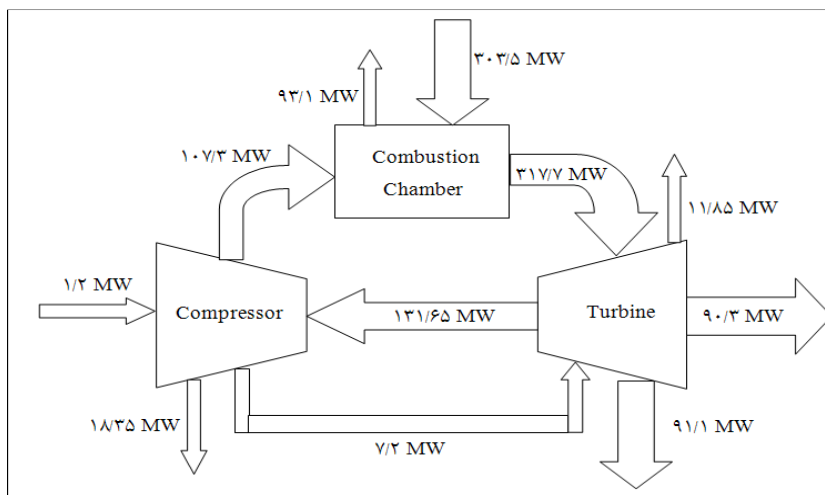
مقدار پارامتر	نوع پارامتر
۸۹/۹	توان خالص خروجی (MW)
۳۱/۲۱	بازده حرارتی (%)
۲۱۲/۶۵	تخریب انرژی (MW)
۱۱۵۳۴	نرخ حرارتی (kJ/kWh)
۲۹/۹	بازده انرژی (%)
۴۸/۹۵	بازده حرارتی ایده‌آل (%)

شکل ۱-۴ نمودار جریان‌های انرژی واحد گازی نیروگاه قم در بار عادی را نشان می‌دهد.



شکل ۱-۴: نمودار جریان‌های انرژی واحد گازی نیروگاه قم در بار عادی

شکل ۲-۴ نمودار جریان‌های انرژی واحد گازی نیروگاه قم در بار عادی را نشان می‌دهد.



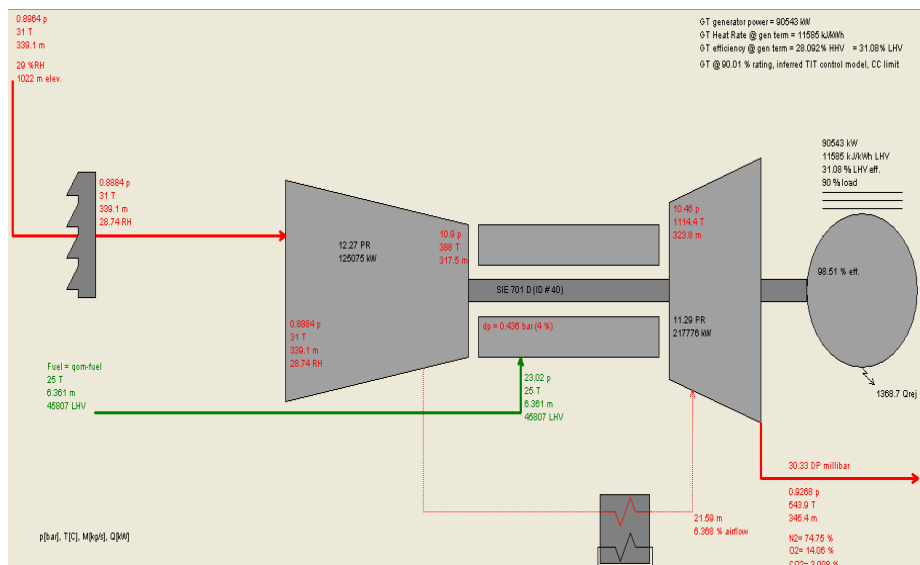
شکل ۴-۲: نمودار جریان‌های انرژی واحد گازی نیروگاه قم در بار عادی

۴-۳ نتایج شبیه‌سازی نیروگاه سیکل ترکیبی قم در نرم‌افزار ترموفلو

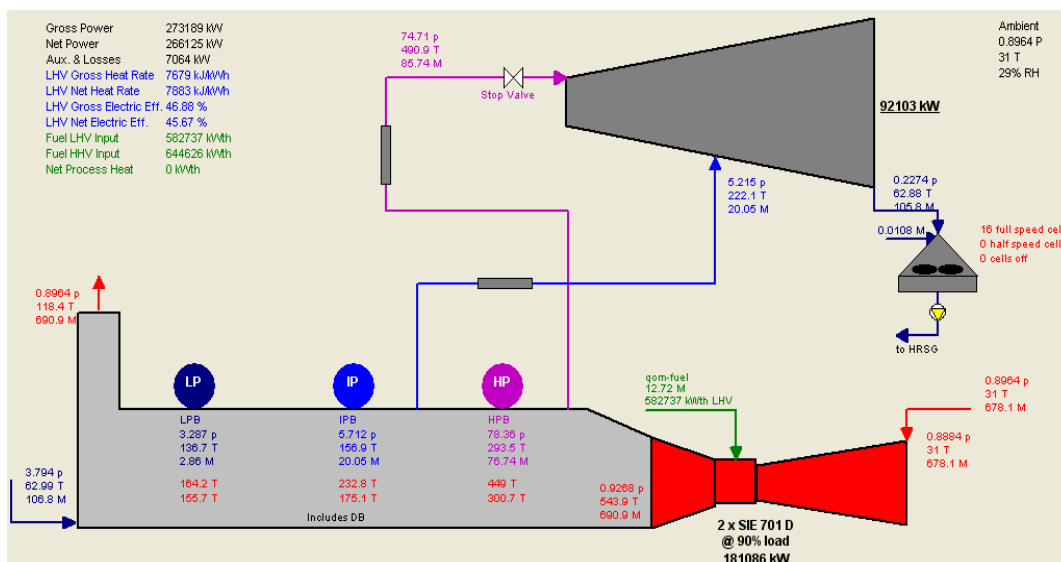
در این بخش نتایج حاصل از شبیه‌سازی ترمودینامیکی سیکل گازی و ترکیبی نیروگاه قم در بار عادی و با سوخت گاز طبیعی و با استفاده از نرم‌افزار ترموفلو، ارائه می‌شود.

شکل ۴-۳ پارامترهای عملکردی سیکل گازی نیروگاه قم از جمله، نسبت فشار توربین و کمپرسور، دما و فشار در نقاط مختلف سیکل، توان و نرخ حرارتی خروجی، بازده سیکل و را در در حالت ۹۰٪ بار نشان می‌دهد.

شکل ۴-۴ و شکل ۵-۴ پارامترهای عملکردی یک بلوک سیکل ترکیبی، شامل دو توربین گاز، دو بویلر بازیاب و یک توربین بخار، و همچنین پارامترهای عملکردی نیروگاه را نشان می‌دهد. همچنین در شکل ۵-۴ نحوه قرار گیری اجزای مختلف بویلر بازیاب نشان داده شده است.



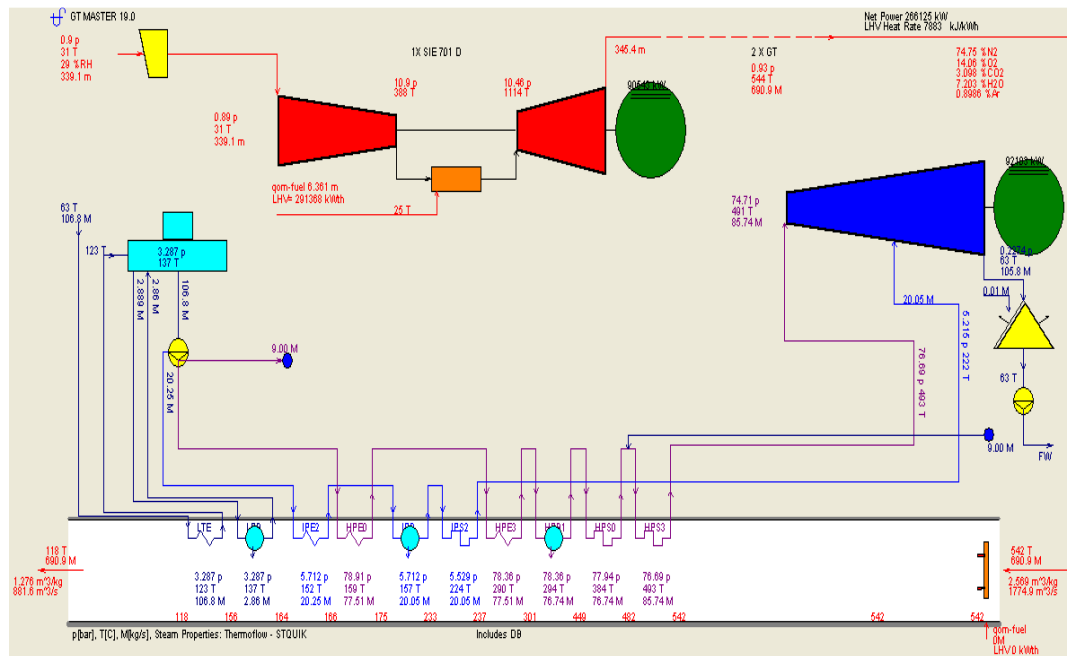
شکل ۳-۴: پارامترهای عملکردی سیکل گازی نیروگاه قم در حالت ۹۰٪ بار



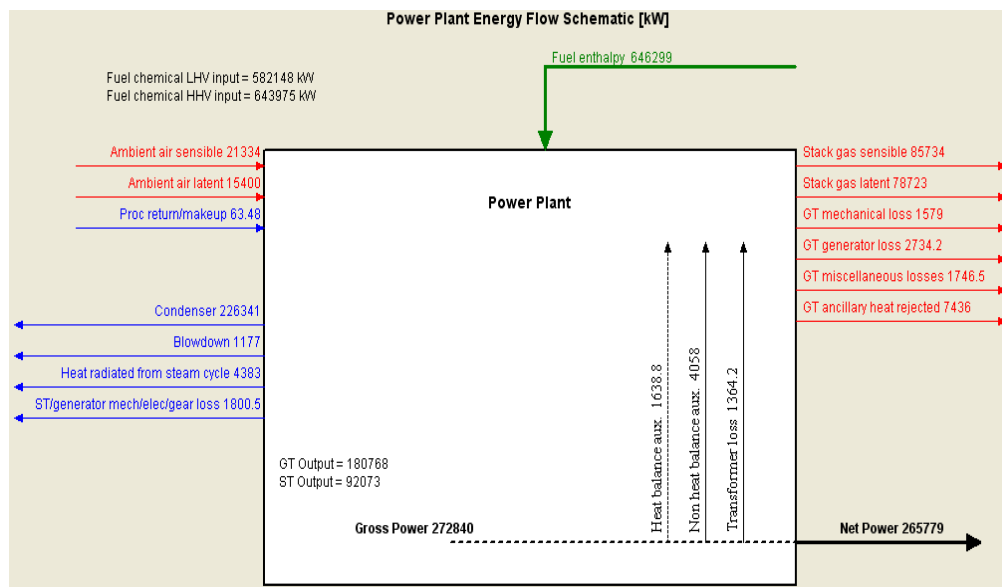
شکل ۴-۴: پارامترهای عملکردی نیروگاه قم در حالت ۹۰٪ بار

شکل ۴-۶ و شکل ۴-۷ جریان‌های انرژی ورودی و خروجی به یک بلوک سیکل ترکیبی نیروگاه قم را نشان می‌دهد که در آن انرژی سوخت ورودی بر حسب ارزش حرارتی بالای سوخت در نظر گرفته شده است. انرژی‌های ورودی شامل انرژی نهان و محسوس هوا و انرژی شیمیایی سوخت می‌باشد. بیشترین تلفات حرارتی نیروگاه مربوط به کندانسور می‌باشد، به دلیل این که حرارت گرفته شده از

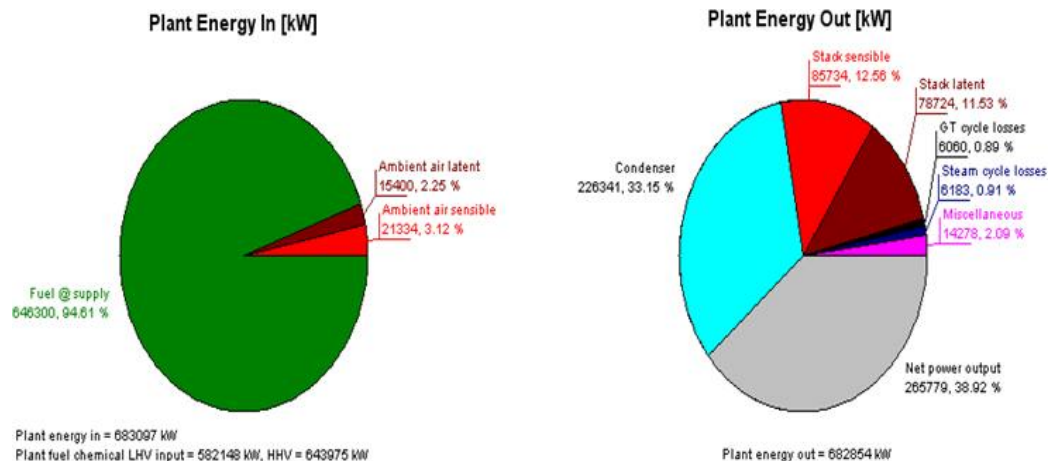
آب برای خنک‌کاری را به محیط تخلیه می‌کند. بعد از کندانسور بیشترین تلفات حرارتی مربوط به گازهای خروجی از دودکش می‌باشد که دمایی نزدیک به ۱۱۸ درجه سانتیگراد دارد و حرارت زیادی را بدون استفاده وارد محیط می‌کند.



شکل ۴-۵: پارامترهای عملکردی و نحوه قرارگیری اجزای بویلر بازیاب نیروگاه قم در حالت ۹۰٪ بار

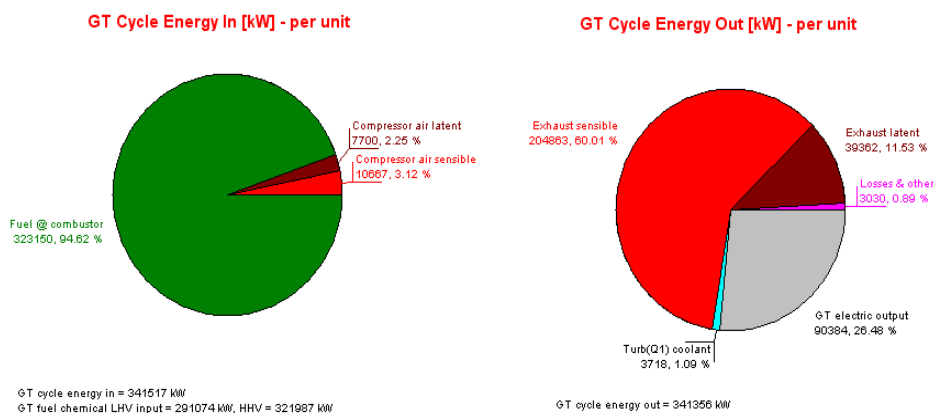


شکل ۴-۶: نمودار جریان‌های انرژی ورودی و خروجی نیروگاه



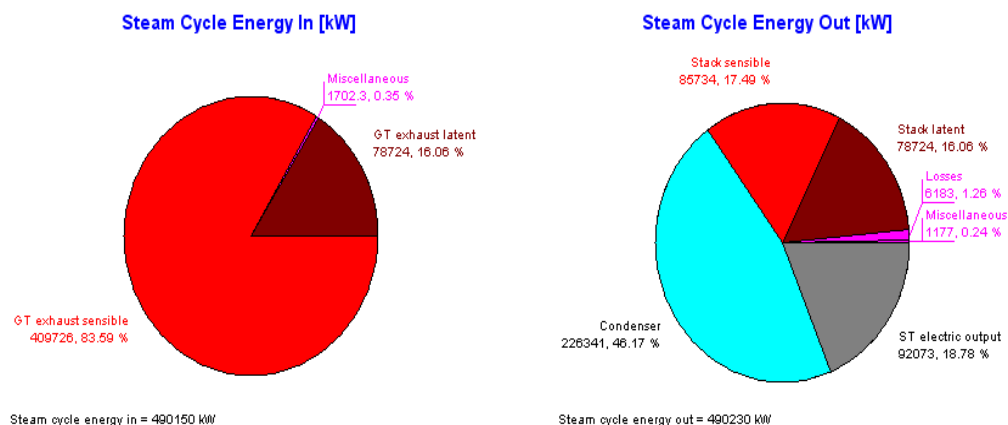
شکل ۴-۷: نمودار توزیع جریان‌های انرژی نیروگاه

شکل ۴-۸ نحوه توزیع جریان‌های انرژی ورودی و خروجی از سیکل گازی نیروگاه قم را نشان می‌دهد. بیشترین تلفات حرارتی سیکل گازی مربوط به گازهای خروجی از اگزوز توربین گاز می‌باشد که استفاده از بویلر بازیاب مانع از هدررفت بخش زیادی از این انرژی حرارتی شده و از آن برای تولید توان در توربین بخار استفاده خواهد شد.



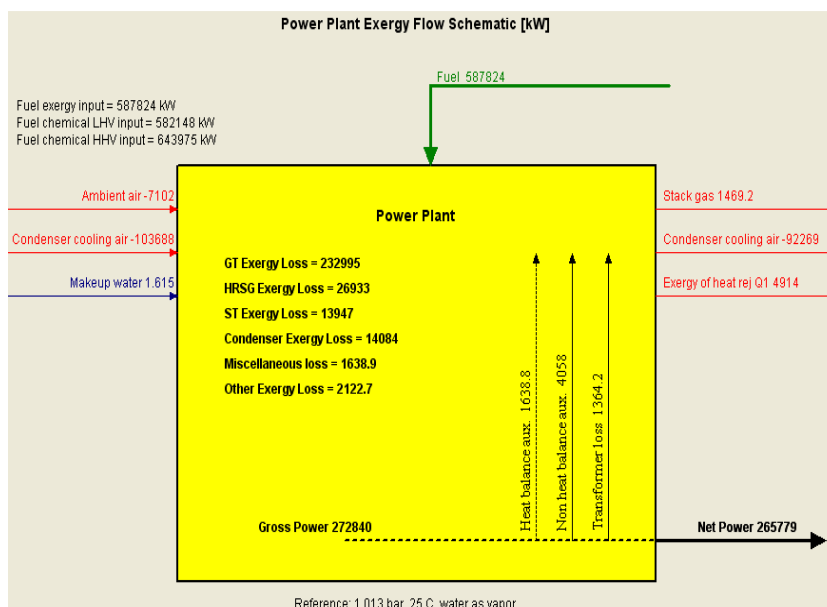
شکل ۴-۸: نمودار توزیع جریان‌های انرژی سیکل گازی نیروگاه

شکل ۴-۹ نحوه توزیع جریان‌های انرژی ورودی و خروجی از سیکل بخار نیروگاه قم را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود، بیشترین تلفات حرارتی سیکل بخار در کندانسور اتفاق می‌افتد.



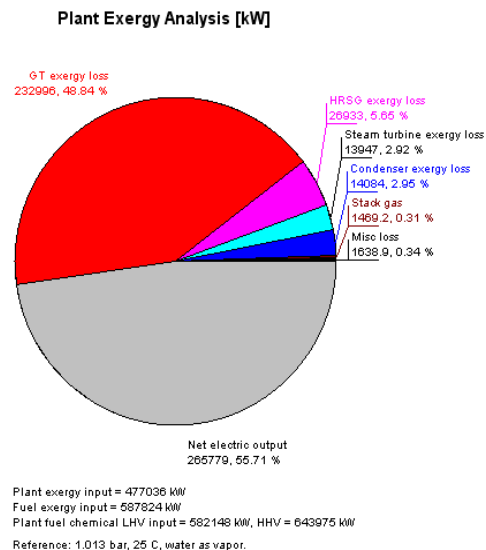
شکل ۴-۹: نمودار توزیع جریان‌های انرژی سیکل بخار نیروگاه

شکل ۴-۱۰: جریان‌های انرژی ورودی و خروجی و میزان تخریب انرژی در یک بلوک سیکل ترکیبی نیروگاه قم را نشان می‌دهد.



شکل ۴-۱۰: نمودار جریان‌های انرژی ورودی و خروجی نیروگاه

شکل ۴-۱۱: میزان و درصد تخریب انرژی در نقاط مختلف سیکل ترکیبی را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود بیشترین تخریب انرژی در سیکل گازی اتفاق می‌افتد.

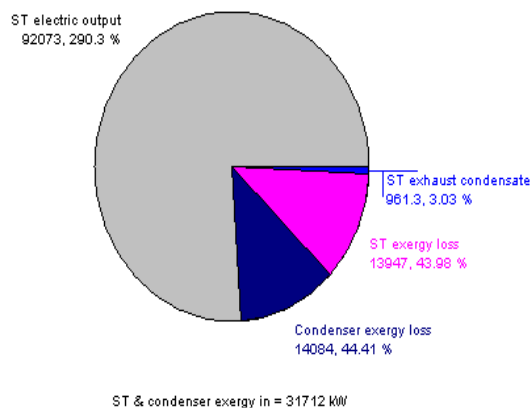


شکل ۴-۱۱: نمودار توزیع جریان‌های انرژی و تخریب انرژی نیروگاه

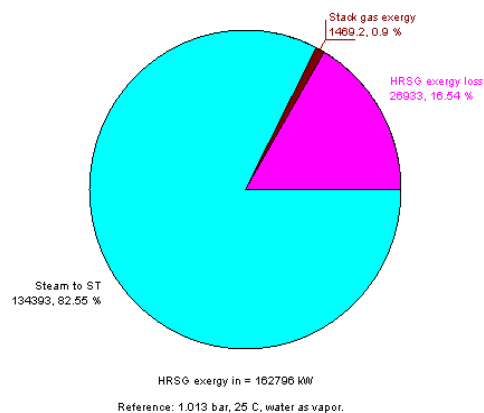
شکل ۴-۱۲ نحوه توزیع جریان‌های انرژی در بویلر بازیاب و توربین بخار به همراه کندانسور را نشان می‌دهد. از جمله عوامل مؤثر بر تلفات انرژی توربین بخار را می‌توان، کاملاً آدیاباتیک نبودن توربین (در نرم افزار ترموفلو، تلفات حرارتی در کمپرسور و توربین در نظر گرفته شده و محاسبه می‌شوند، در نتیجه کمپرسور و توربین در این نرم‌افزار غیر آدیاباتیک هستند)، انتقال ناکامل ممنتوم سیال عامل سیکل (بخار سوپرهیت) به پره‌های توربین و فرار بخار سوپرهیت با فشار بالا از مسیرهای عایق بندی توربین و ... نام برد که به طور کلی این بازگشت ناپذیری‌ها تا حدود بسیار زیادی غیر قابل اجتناب می‌باشد.

شکل ۴-۱۳ نحوه توزیع جریان‌های انرژی را در سیکل گازی نیروگاه نشان می‌دهد.

ST & Condenser Exergy Analysis [kW]

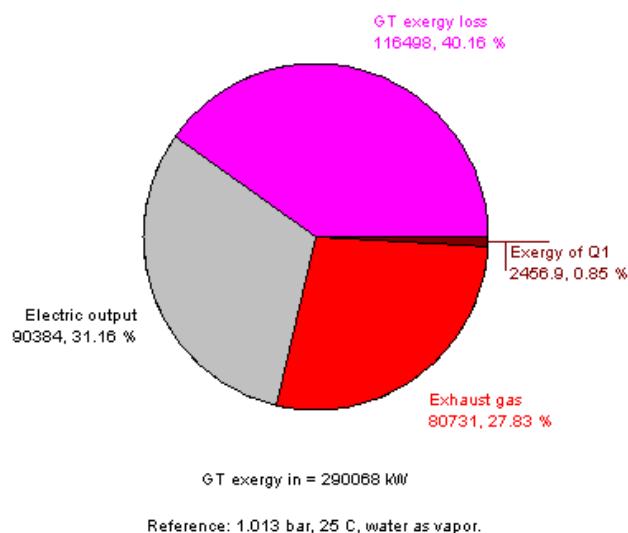


HRSO Exergy Analysis [kW]



شکل ۴-۱۲: نمودار توزیع جریان‌های انرژی در بویلر بازیاب، توربین بخار و کندانسور

GT Exergy Analysis [kW]



شکل ۴-۱۳: نمودار توزیع جریان‌های انرژی در سیکل گازی نیروگاه

جدول ۴-۱۰ میزان تخریب انرژی در قسمت‌های مختلف سیکل گازی نیروگاه را بدون در نظر گرفتن انرژی گازهای خروجی از توربین گازی را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌کنید، بیشترین تخریب انرژی در محفظه احتراق صورت می‌گیرد، به سبب آن که احتراق یک پروسه به شدت بازگشت ناپذیر می‌باشد؛ به علت اختلاف زیاد بین دمای شعله با سیال عامل، و مقدار بازگشت

ناپذیری در آن، نسبت به سایر پروسه‌ها زیاد می‌باشد. این بازگشت ناپذیری‌ها تا حدود بسیار زیادی غیر قابل اجتناب می‌باشد.

جدول ۴-۱۰: میزان تخریب انرژی در قسمت‌های مختلف سیکل گازی نیروگاه قم

درصد - مقدار (kW)	
۹۲۵۸۹ - ٪۷۹	محفظه احتراق
۲۱۷۵۶ - ٪۱۹	کمپرسور و توربین
۲۱۵۷ - ٪۲	مکانیکی / الکتریکی

۴-۳-۱ بررسی صحت نتایج شبیه‌سازی نیروگاه با نرم‌افزار ترموفلو

در این بخش برای بررسی صحت نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی نیروگاه قم با استفاده از نرم‌افزار ترموفلو، مقادیر بدست آمده از شبیه‌سازی نیروگاه را با داده‌های واقعی نیروگاه در جدول ۴-۱ و جدول ۴-۲ و همچنین نتایج بدست آمده از تحلیل انرژی و انرژی نیروگاه با استفاده از روابط ترمودینامیکی در بخش ۴-۲، مقایسه می‌کنیم.

جدول ۴-۱۱ به مقایسه نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی نیروگاه با استفاده از نرم‌افزار ترموفلو با داده‌های واقعی گرفته شده از نیروگاه در شرایط محیطی قم و در بار عادی (٪۹۰) پرداخته است. جدول ۴-۱۲ به مقایسه نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی سیکل گازی با استفاده از نرم‌افزار ترموفلو با داده‌های واقعی گرفته شده از نیروگاه در شرایط محیطی قم و در بار عادی (٪۹۰) پرداخته است.

جدول ۴-۱۱: مقایسه نتایج بدست آمده از نرم‌افزار با داده‌های واقعی، برای نیروگاه قم در بار عادی (٪۹۰)

پارامترها	شرایط قم		درصد اختلاف (%)
	داده‌های واقعی	داده‌های نرم‌افزار	
توان خالص خروجی (kW)	۵۲۶۵۷۶	۵۳۲۲۵۰	+۱/۰۸
نرخ حرارتی (kJ/kWh)	۷۸۹۴	۷۸۸۳	-۰/۱۴
بازده حرارتی (%)	۴۵/۶	۴۵/۶۷	+۰/۱۵

جدول ۴-۱۲: مقایسه نتایج بدست آمده از نرم افزار با داده های واقعی، برای سیکل گازی قم در بار عادی (۰.۹۰٪)

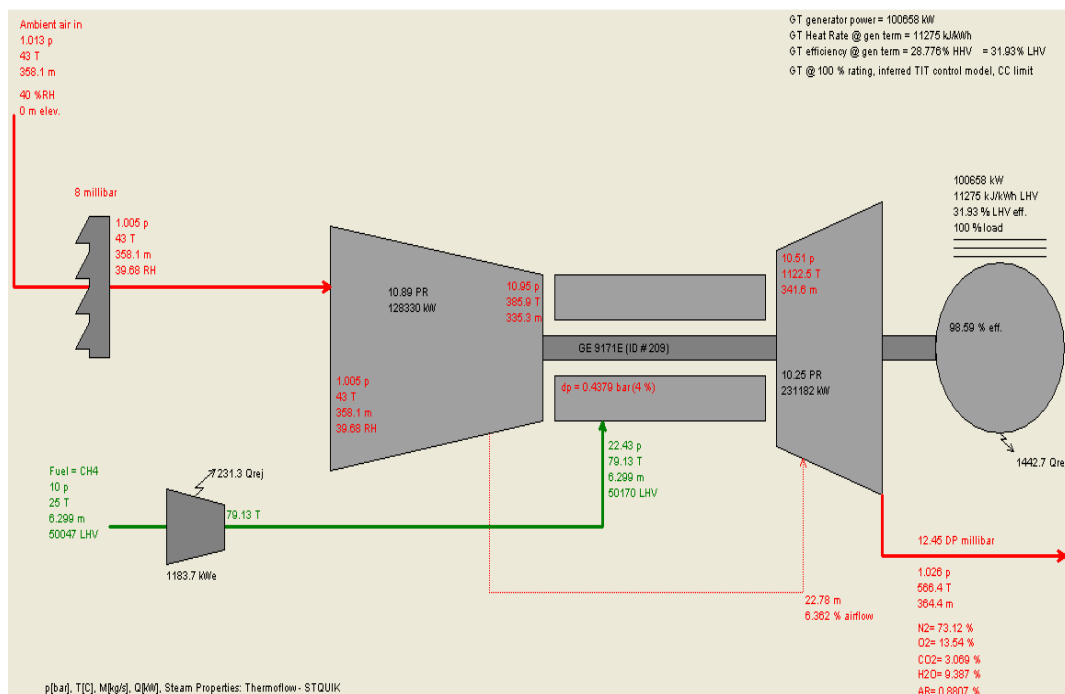
پارامترها	شرایط قم		درصد اختلاف (%)
	داده های نرم افزار	داده های واقعی	
دبی سوخت (kg/s)	۶/۳۶۱	۶/۳۵	+۰/۱۱
دبی هوا (kg/s)	۳۳۹/۱	۳۳۸	+۰/۱۱
نسبت فشار کمپرسور	۱۲/۲۷	۱۲/۲	+۰/۵۷
نسبت فشار توربین	۱۱/۲۹	۱۱/۲	+۰/۸
دمای گازهای ورودی به توربین (K)	۱۳۸۷/۹	۱۳۸۵	+۰/۲۱
توان خالص خروجی (kW)	۹۰۵۴۳	۹۰۳۸۸	+۰/۱۷
نرخ حرارتی (kJ/kWh)	۱۱۵۸۵	۱۱۶۰۳	-۰/۱۶
بازده حرارتی (%)	۳۱/۰۹	۳۱	+۰/۲۹

جدول ۴-۱۳ به مقایسه نتایج بدست آمده از شبیه سازی سیکل گازی نیروگاه با استفاده از نرم افزار ترموفلو با نتایج بدست آمده از روابط ترمودینامیکی در شرایط محیطی قم و در بار عادی (۰.۹۰٪) پرداخته است.

شکل ۴-۱۴ نحوه شبیه سازی توربین گاز نیروگاه اهواز را در نرم افزار ترموفلو نشان می دهد.

جدول ۴-۱۳ مقایسه نتایج بدست آمده از نرم افزار با نتایج محاسبه شده، برای سیکل گازی قم در بار عادی (۰.۹۰٪)

پارامترها	شرایط قم	
	نتایج محاسبه شده	داده های نرم افزار
اگزرژی سوخت (kW)	۳۰۳۵۰۰	۲۹۴۲۱۰
اتلاف اگزرژی سیکل (kW)	۲۰۲۹۰۲	۲۱۲۶۵۰
بازده قانون دوم (%)	۲۹/۹	۳۰/۷۷
نرخ حرارتی (kJ/kWh)	۱۱۵۳۴	۱۱۵۸۵
توان خالص خروجی (kW)	۸۹۹۴۰	۹۰۵۴۳
بازده حرارتی (%)	۳۱/۲۱	۳۱/۰۸



شکل ۴-۱۴: نحوه شبیه‌سازی توربین گازی نیروگاه اهواز در نرم‌افزار ترموفلو

جدول ۴-۱۴ به مقایسه نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی توربین گاز نیروگاه شهید مدح اهواز، مدل GE9171E با استفاده از نرم‌افزار ترموفلو با داده‌های واقعی [۲۸] پرداخته است.

جدول ۴-۱۴: مقایسه نتایج بدست آمده از نرم‌افزار با داده‌های واقعی نیروگاه اهواز [۲۸]

پارامترها	داده‌های نرم‌افزار	داده‌های واقعی	درصد اختلاف (%)
دمای محیط (K)	۳۱۶	۳۱۶	۰
فشار محیط (KPa)	۱۰۱/۳	۱۰۱/۳	۰
رطوبت نسبی محیط (%)	۴۰	۴۰	۰
دمای خروجی از کمپرسور (K)	۶۵۸/۹	۶۵۹	+۰/۱۴
دبی سوخت (kg/s)	۶/۲۹۹	۶/۳	-۰/۰۱
دبی هوا (kg/s)	۳۵۸/۱	۳۵۷/۶	+۰/۱۴
نرخ حرارتی (kJ/kWh)	۱۱۲۷۵	۱۱۵۷۱	-۲/۵۶
توان توربین (kW)	۲۳۱۱۸۲	۲۳۰۵۰۰	+۰/۲۹
توان کمپرسور (kW)	۱۲۸۳۳۰	۱۲۸۰۰۰	+۰/۲۶
توان خروجی (kW)	۱۰۲۸۵۲	۱۰۲۵۰۰	+۰/۳۴

۴-۴ بررسی اثرات تغییر شرایط محیط بر عملکرد سیکل گازی و نیروگاه

۴-۴-۱ مقدمه

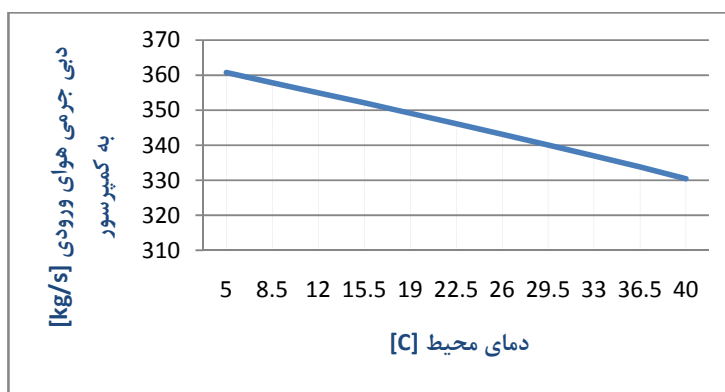
پیش‌بینی عملکرد توربین گازی در شرایط مختلف جوی، منجر به بکارگیری صحیح آن، صرفه‌جویی در مصرف انرژی، بهبود عملکرد و افزایش عمر مفید آن می‌شود. برای پیش‌بینی عملکرد توربین گازی باید به بررسی اثر پارامترهای محیطی بر عملکرد اجزای آن پرداخت. از جمله عوامل محیطی موثر بر عملکرد توربین می‌توان به فشار، دما و رطوبت نسبی هوای محیط اشاره نمود. افزایش ارتفاع از سطح دریاهای آزاد موجب کاهش فشار هوای محیط شده و در نتیجه در یک حجم ثابت و دمای برابر با دمای هوا و در شرایط ایزو، مقدار کمتری هوا به درون کمپرسور مکش می‌شود که نتیجه آن کاهش توان تولیدی توربین و کاهش بازده کلی سیکل گازی نسبت به حالت ایزو خواهد شد. محل نصب توربین گازی، به علت این که در ارتفاع مشخص و ثابتی قرار دارد، 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 چشم‌پوشی می‌شود. بنابراین فقط اثرات دما و رطوبت نسبی هوای محیط بر روی عملکرد توربین گازی و همچنین کل نیروگاه بررسی می‌شود.

۴-۴-۲ بررسی اثرات تغییر دمای محیط بر عملکرد سیکل گازی و نیروگاه

در این بخش به بررسی تاثیر تغییرات دمای محیط بر روی عملکرد اجزای نیروگاه در رطوبت نسبی ۲۹٪ و فشار ۰/۸۹۶۴ bar و برای بار پایه (۹۰٪) پرداخته می‌شود.

دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور

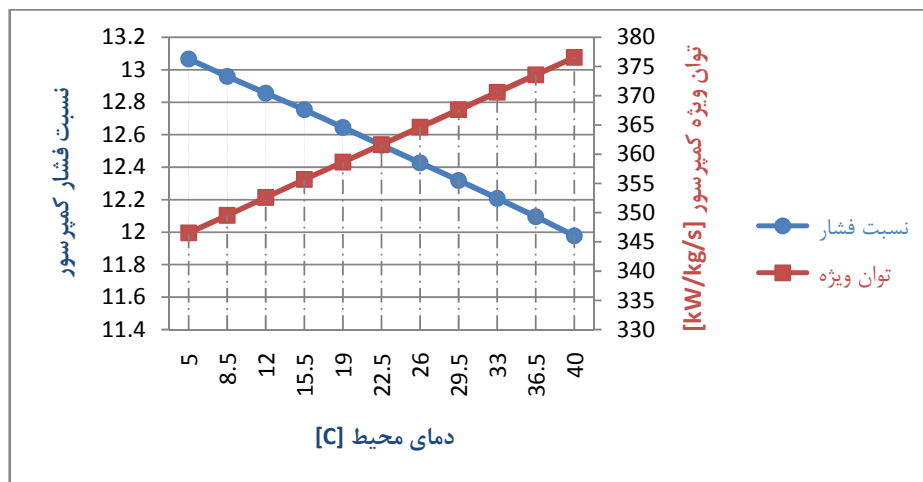
توربین گازی یک سیستم تولید توان در حجم ثابت می‌باشد. با افزایش دمای هوای محیط و ثابت ماندن فشار هوای محیط، در یک حجم ثابت، دانسیته جریان هوا کاهش یافته و در نتیجه دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور کاهش می‌یابد. شکل ۴-۱۵ تغییرات دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور را در مقابل تغییرات دمای محیط نشان می‌دهد. به ازای یک درجه سانتیگراد افزایش دما، دبی هوای ورودی به کمپرسور به طور متوسط تا ۰/۲۴ درصد کاهش می‌یابد.



شکل ۴-۱۵: نمودار تغییرات دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور با دمای محیط

کمپرسور

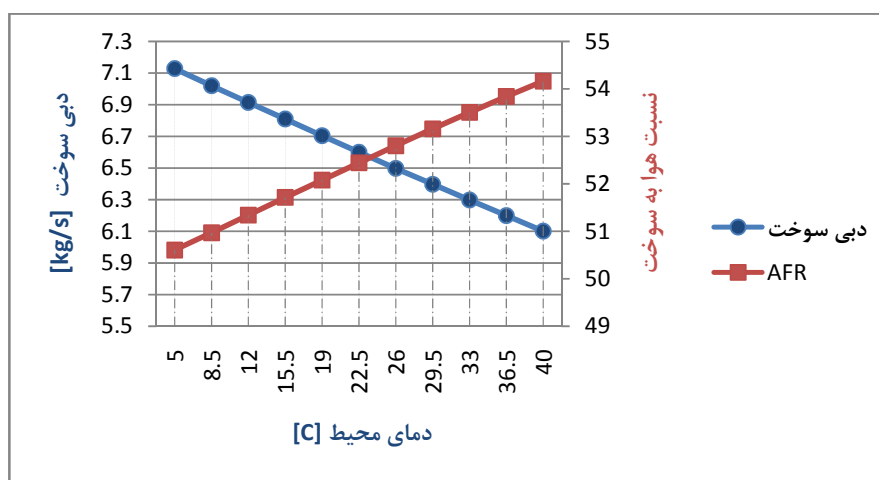
همان‌طور که در شکل ۴-۱۶ مشاهده می‌شود، با افزایش دمای هوای محیط، نسبت فشار کمپرسور کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش دما، دانسیته هوا کاهش پیدا می‌کند و در نتیجه کمپرسور باید حجم بیشتری از هوا را متراکم کند، بنابراین توان ویژه کمپرسور افزایش خواهد یافت. به ازای یک درجه سانتیگراد افزایش دما، نسبت فشار و توان ویژه کمپرسور به طور متوسط به ترتیب ۰/۲۴ درصد کاهش و ۰/۲۵ درصد افزایش می‌یابد.



شکل ۴-۱۶: نمودار تغییرات نسبت فشار و توان ویژه کمپرسور با دمای محیط

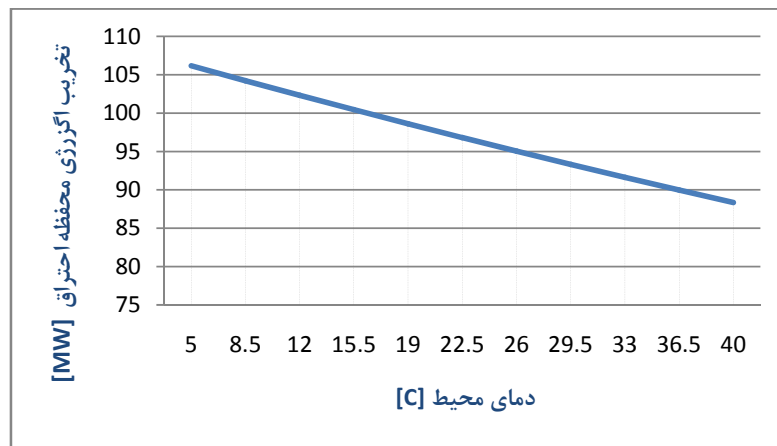
محفظه احتراق

همان‌طور که در شکل ۴-۱۷ مشخص می‌باشد، با افزایش دمای محیط، به علت کاهش دبی هوای ورودی و لزوم کنترل دمای گازهای ورودی به توربین به علت آسیب ندیدن پره‌های توربین، میران مصرف سوخت کاهش می‌یابد ولی نسبت هوا به سوخت افزایش پیدا خواهد کرد. به ازای یک درجه سانتیگراد افزایش دما، دبی سوخت مصرفی به طور متوسط ۰/۴۱ درصد کاهش و نسبت هوا به سوخت ۰/۲ درصد افزایش می‌یابد.



شکل ۴-۱۷: نمودار تغییرات دبی سوخت و نسبت هوا به سوخت با دمای محیط

شکل ۴-۱۸ میزان تخریب اگزرژی در محفظه احتراق را نشان می‌دهد که با افزایش دمای محیط، به دلیل کاهش دبی جرمی هوا و سوخت، کاهش پیدا می‌کند.

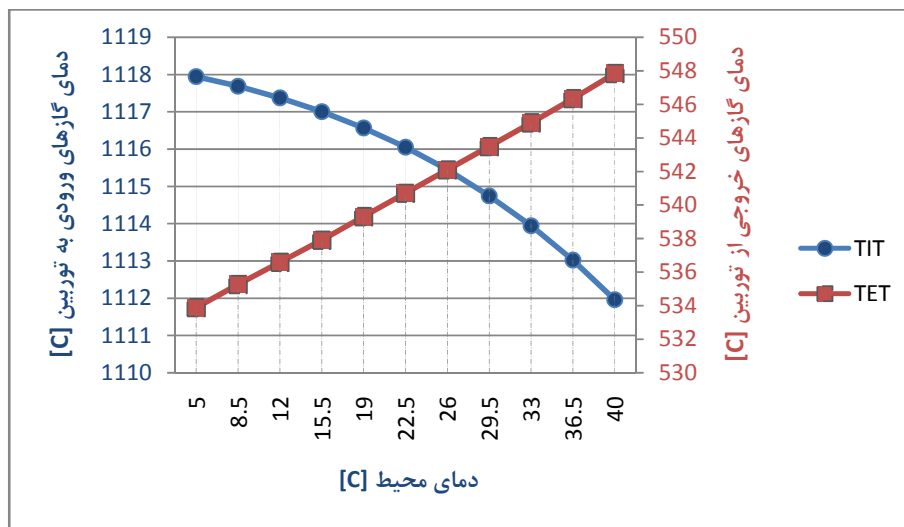


شکل ۴-۱۸: نمودار تغییرات تخریب اگزرژی محفظه احتراق با دمای محیط

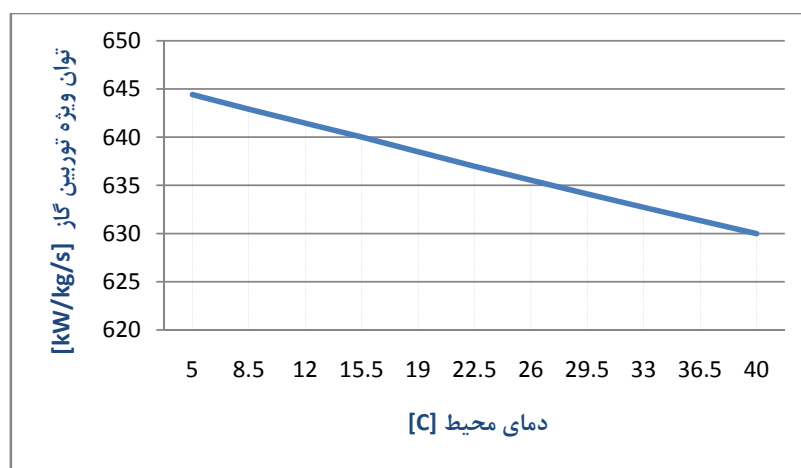
توربین

شکل ۴-۱۹ نشان می‌دهد که با افزایش دمای هوای محیط، دمای گازهای ورودی به توربین گاز به دلیل کاهش میزان سوخت و افزایش نسبت هوا به سوخت، کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش دمای محیط، دمای گازهای خروجی از توربین گاز به علت افزایش دمای هوای ورودی به توربین برای خنک‌کاری پره‌ها، افزایش پیدا می‌کند. به ازای یک درجه سانتیگراد افزایش دمای هوای محیط، دمای گازهای ورودی و خروجی از توربین به طور متوسط و به ترتیب ۰/۱۷ و ۰/۴ درجه سانتیگراد کاهش و درجه سانتیگراد افزایش می‌یابد.

شکل ۴-۲۰ نشان می‌دهد که با افزایش دمای هوای محیط، توان ویژه توربین گاز به دلیل کاهش اختلاف آنتالپی گازهای ورودی و خروجی از توربین گاز، کاهش پیدا می‌کند.



شکل ۴-۱۹: نمودار تغییرات دمای گازهای ورودی و خروجی توربین گاز با دمای محیط

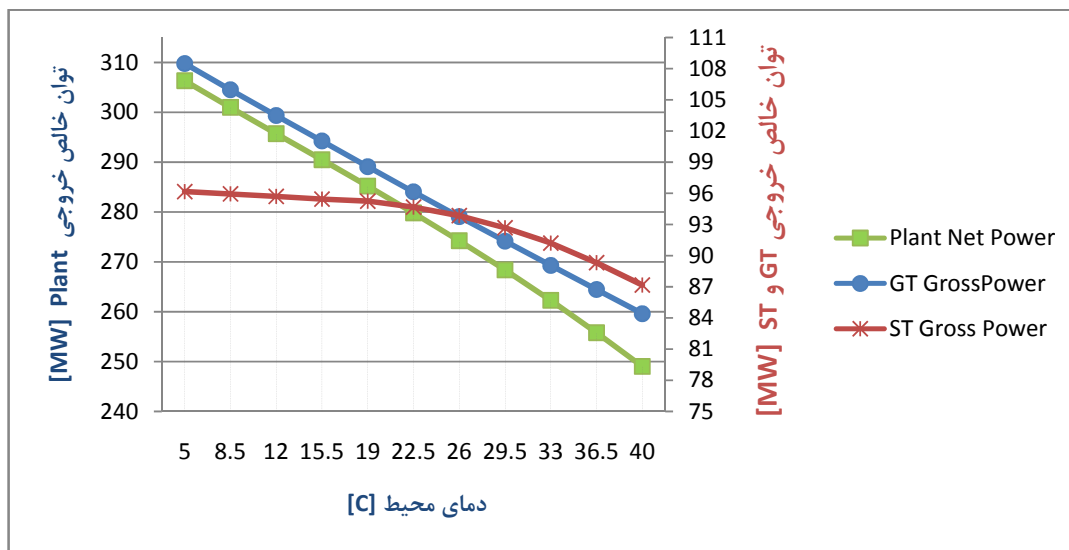


شکل ۴-۲۰: نمودار تغییرات توان ویژه توربین گاز با دمای محیط

نیروگاه

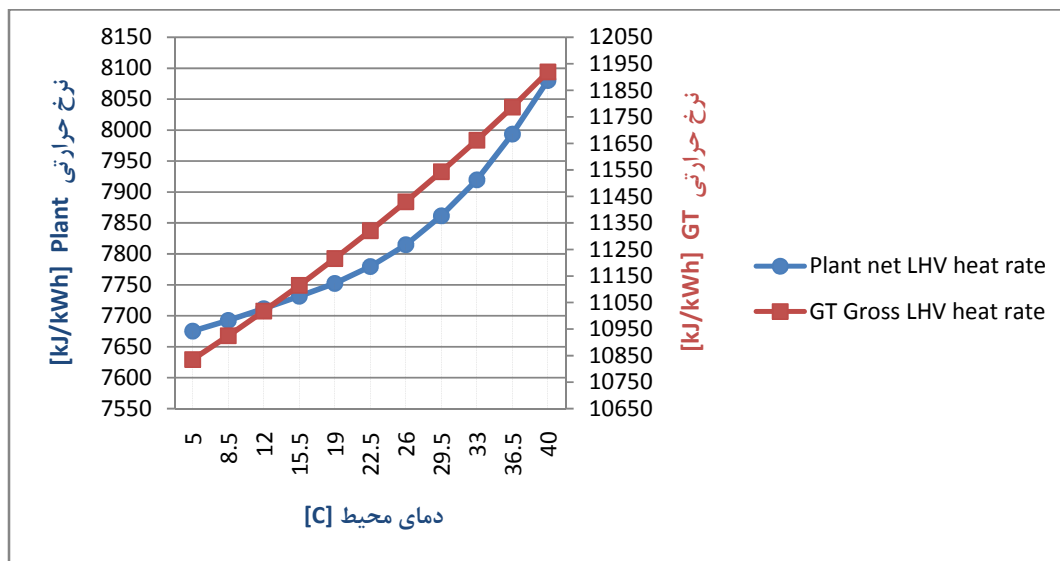
با افزایش دمای هوای محیط، توان توربین گاز و کمپرسور کاهش پیدا می‌کند ولی به دلیل این که شیب کاهش توان توربین گاز بیشتر از کمپرسور می‌باشد، بنابراین توان خالص خروجی از سیکل گازی کاهش پیدا می‌کند. همچنین از آنجا که با افزایش دمای هوا، دبی جرمی گازهای خروجی از اگزوز توربین گاز کاهش می‌یابد، بنابراین بخار کمتری در بویلر بازیاب تولید شده و در مجموع باعث افت توان توربین بخار می‌شود. با کاهش توان سیکل بخار و گاز، توان خالص خروجی از نیروگاه هم با شیب

بیشتری کاهش پیدا می‌کند. به ازای یک درجه سانتیگراد افزایش دمای هوای محیط، توان خالص خروجی از سیکل گازی، توربین بخار و نیروگاه به طور متوسط و به ترتیب ۰/۶۳ و ۰/۲۷ و ۰/۵۳ درصد کاهش می‌یابد (شکل ۴-۲۱).

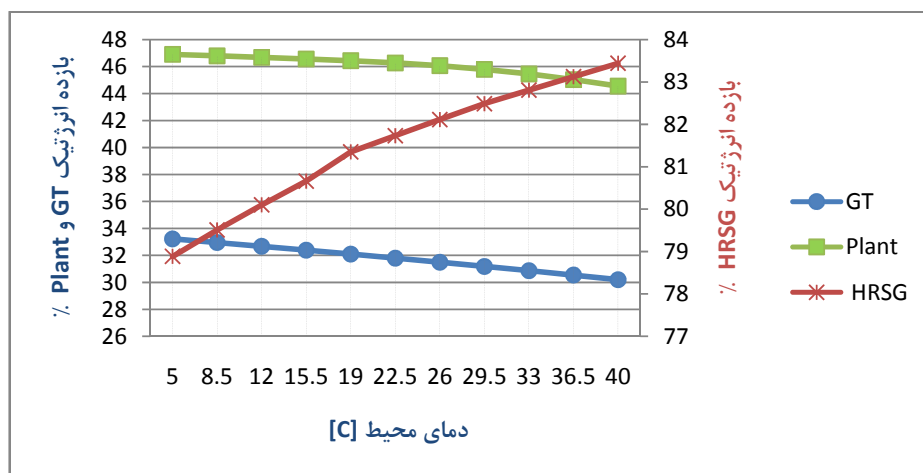


شکل ۴-۲۱: نمودار تغییرات توان خالص خروجی سیکل گازی، توربین بخار و نیروگاه با دمای محیط

با افزایش دمای هوای محیط، به دلیل کاهش بازده حرارتی، نرخ حرارتی سیکل گازی و نیروگاه افزایش پیدا می‌کند (شکل ۴-۲۲). به ازای یک درجه سانتیگراد افزایش دمای هوای محیط، نرخ حرارتی سیکل گازی و نیروگاه به طور متوسط و به ترتیب ۰/۲۹ و ۰/۱۵ درصد افزایش می‌یابد. شکل ۴-۲۳ نشان می‌دهد که با افزایش دمای هوای محیط، بازده انرژی سیکل گازی کاهش می‌یابد و لی به دلیل این که با افزایش دمای هوا، دمای گازهای خروجی از اگزوز توربین گاز افزایش می‌یابد، بازده بویلر بازیاب افزایش می‌یابد و در حالت کلی بازده نیروگاه کاهش پیدا می‌کند. به ازای یک درجه سانتیگراد افزایش دمای هوای محیط، بازده انرژی بویلر بازیاب، سیکل گازی و نیروگاه به طور متوسط و به ترتیب ۰/۱۷ درصد افزایش، ۰/۲۶ و ۰/۱۴ درصد کاهش می‌یابد.



شکل ۲۲-۴: نمودار تغییرات نرخ حرارتی سیکل گازی و نیروگاه با دمای محیط

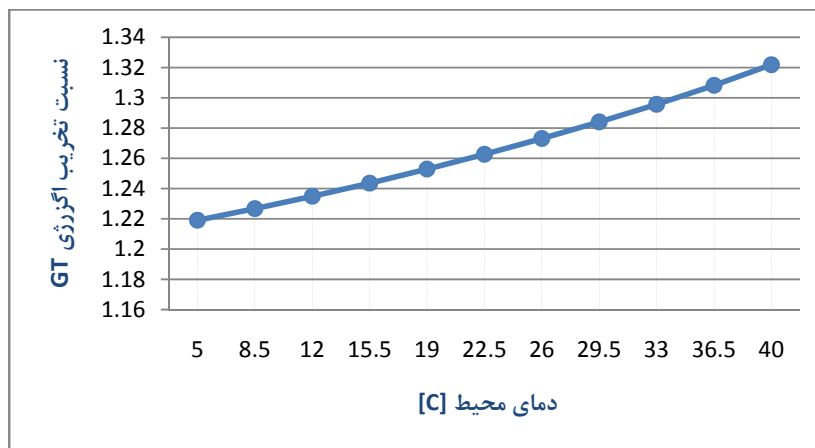


شکل ۲۳-۴: نمودار تغییرات بازده انرژی سیکل گازی، بویلر بازیاب و نیروگاه با دمای محیط

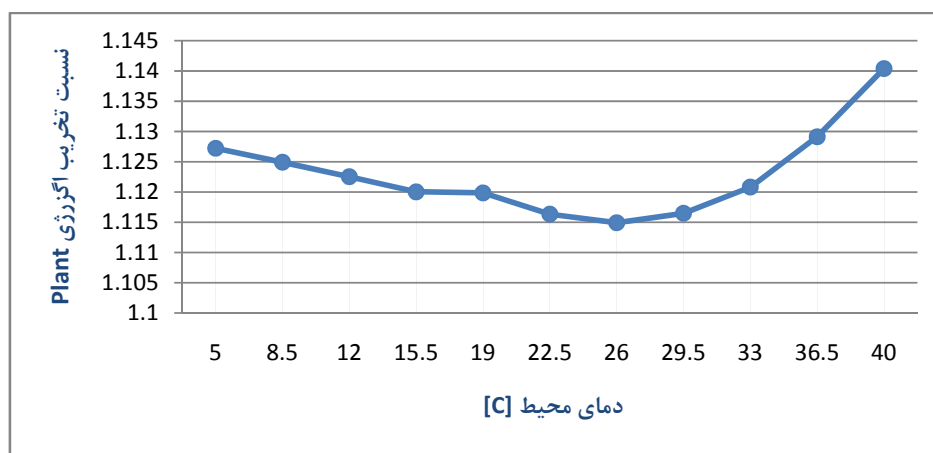
شکل ۲۴-۴ نسبت تخریب انرژی سیکل گازی به توان خالص خروجی از آن را نشان می‌دهد که با

افزایش دمای هوای محیط، به دلیل کاهش بازده انرژی سیکل گازی، میزان آن افزایش پیدا می‌کند.

شکل ۲۵-۴ نسبت تخریب انرژی نیروگاه به توان خالص خروجی از آن را نشان می‌دهد.

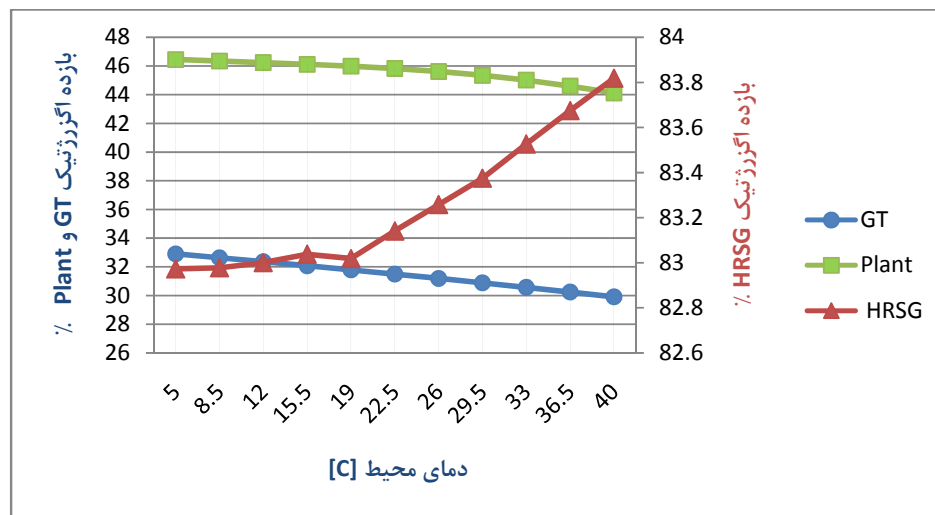


شکل ۴-۲۴: نمودار تغییرات نسبت تخریب اگزوزی سیکل گازی با دمای محیط



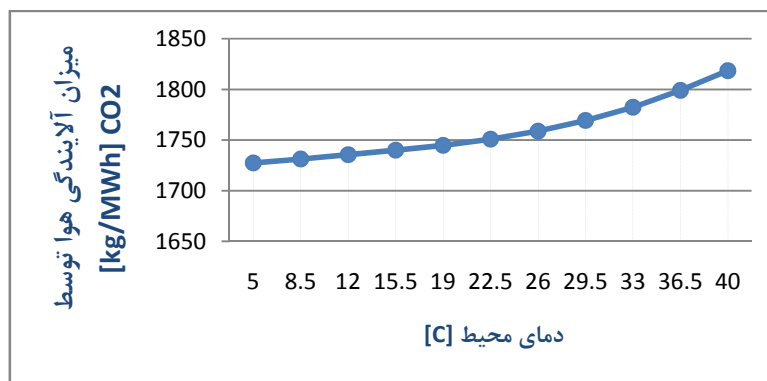
شکل ۴-۲۵: نمودار تغییرات نسبت تخریب اگزوزی نیروگاه با دمای محیط

با افزایش دمای هوای محیط، بازده اگزوزی سیکل گازی به دلیل کاهش توان خالص ویژه، کاهش می‌یابد ولی بازده اگزوزی بویلر بازیاب به دلیل افزایش دمای گازهای خروجی از اگزوز توربین گاز، اندکی افزایش می‌یابد و در حالت کلی بازده اگزوزی نیروگاه کاهش پیدا می‌کند (شکل ۴-۲۶). به ازای یک درجه سانتیگراد افزایش دمای هوای محیط، بازده اگزوزی بویلر بازیاب، سیکل گازی و نیروگاه به طور متوسط و به ترتیب ۰/۰۳ درصد افزایش، ۰/۲۶ و ۰/۱۴ درصد کاهش می‌یابد.



شکل ۴-۲۶: نمودار تغییرات بازده اگزورژتیک سیکل گازی، بویلر بازیاب و نیروگاه با دمای محیط

شکل ۴-۲۷ نشان می‌دهد که با افزایش دمای هوای محیط، میزان آلاینده‌گی هوا توسط CO_p خروجی از اگزوز چهار توربین گاز موجود نسبت به توان خروجی از نیروگاه به دلیل کاهش بازده حرارتی سیکل گازی و نیروگاه، افزایش می‌یابد.

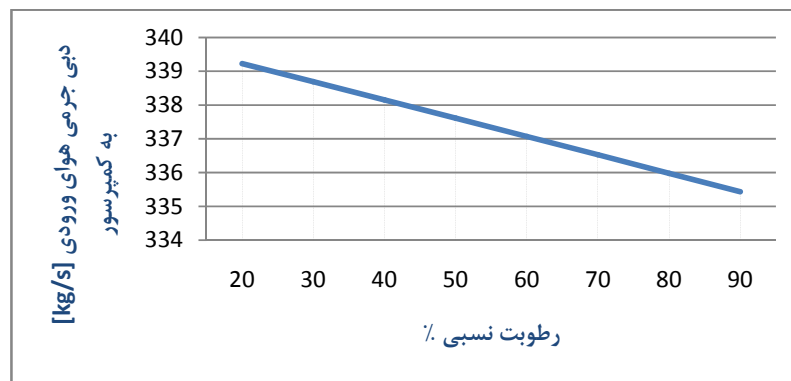


شکل ۴-۲۷: نمودار تغییرات آلاینده‌گی هوا توسط CO_p با دمای محیط

۴-۴-۳ بررسی اثرات تغییر رطوبت نسبی بر عملکرد سیکل گازی و نیروگاه

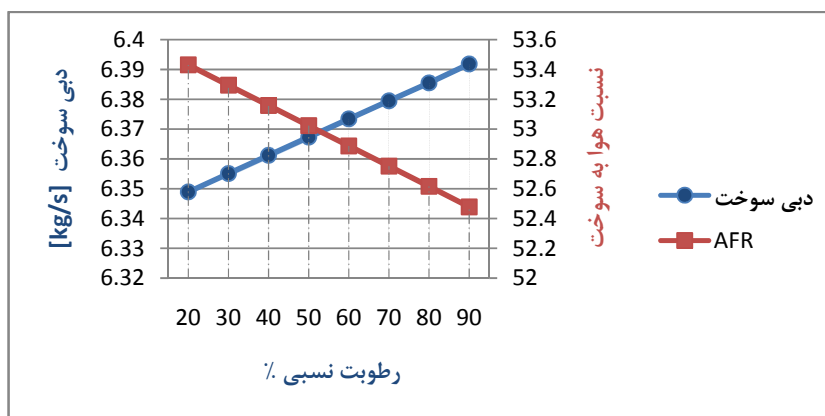
در این بخش به بررسی تاثیر تغییرات رطوبت نسبی بر روی عملکرد اجزای نیروگاه در فشار ۰/۸۹۶۴ bar و دمای $31^{\circ}C$ و برای بار پایه (۹۰٪) پرداخته می‌شود.

چگالی بخار آب کمتر از هوا می‌باشد و با افزایش رطوبت، چگالی هوای مرطوب و در نتیجه دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور به مقدار کمی کاهش پیدا می‌کند (شکل ۴-۲۸). به ازای ده درصد افزایش رطوبت نسبی، دبی هوای ورودی به کمپرسور به طور متوسط تا ۰/۱۷ درصد کاهش می‌یابد.



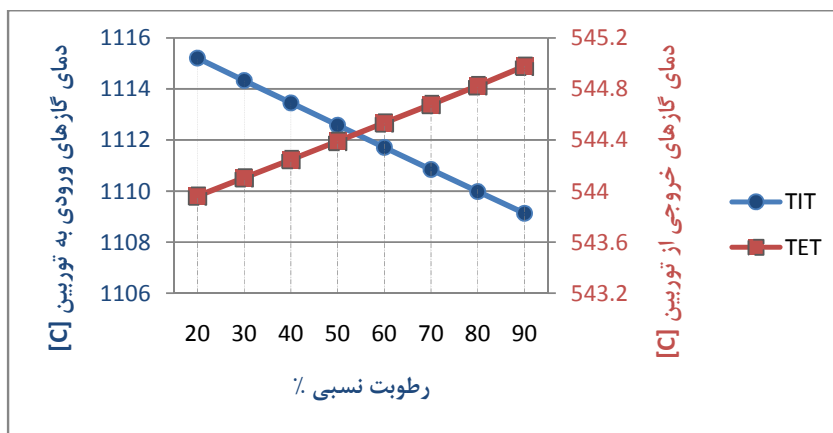
شکل ۴-۲۸: نمودار تغییرات دبی جرمی هوای ورودی با رطوبت نسبی

رطوبت موجود در هوا نقش خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور و پره‌های آن را ایفا کرده و با افزایش رطوبت دمای هوای خروجی از کمپرسور و همچنین دمای گازهای ورودی به توربین گاز کاهش می‌یابد، بنابراین همان‌طور که در شکل ۴-۲۹ مشخص می‌باشد، با افزایش رطوبت نسبی هوا، بر خلاف تاثیر تغییرات دمای محیط، دبی سوخت مصرفی افزایش و نسبت هوا به سوخت کاهش پیدا می‌کند. به ازای ده درصد افزایش رطوبت نسبی، دبی سوخت و نسبت هوا به سوخت به طور متوسط و به ترتیب ۰/۱ افزایش و ۰/۲۵ درصد کاهش می‌یابد.



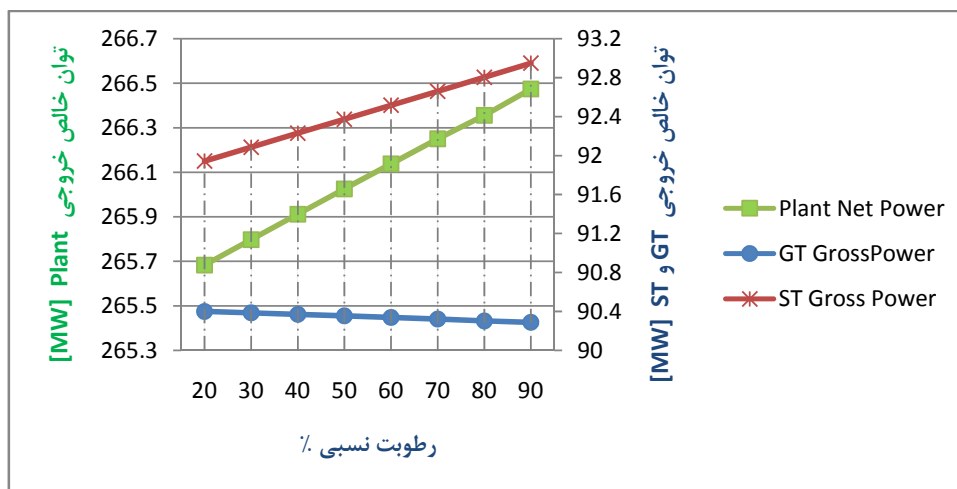
شکل ۴-۲۹: نمودار تغییرات دبی سوخت و نسبت هوا به سوخت با رطوبت نسبی

همان‌طور که در شکل ۳۰-۴ مشخص می‌باشد با افزایش رطوبت نسبی هوا، دمای گازهای خروجی از توربین به مقدار بسیار کمی افزایش می‌یابد به طوری که با افزایش ۷۰ درصدی رطوبت، دمای گازهای خروجی از توربین فقط ۱/۰۲ درجه سانتیگراد افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش ده درصدی رطوبت نسبی هوا، دمای گازهای ورودی به توربین گاز، ۰/۸۷ درجه سانتیگراد کاهش می‌یابد.



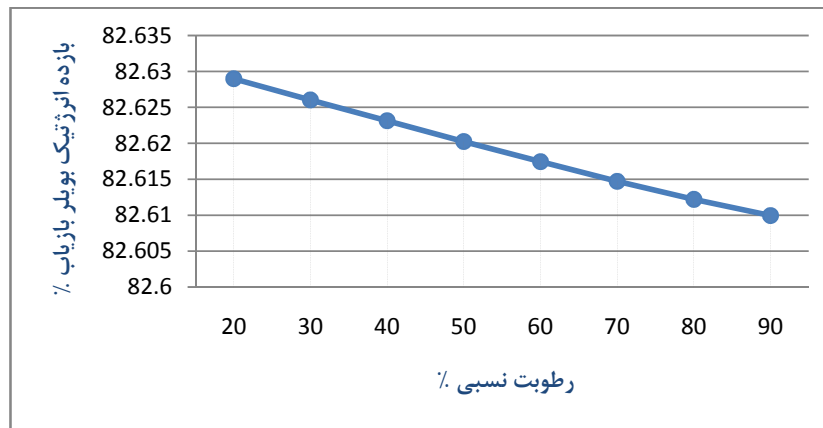
شکل ۳۰-۴: نمودار تغییرات دمای گازهای ورودی و خروجی توربین گاز با رطوبت نسبی

با افزایش رطوبت نسبی هوا، میزان تغییر توان بسیار کم می‌باشد به طوری که با افزایش ۷۰ درصدی رطوبت نسبی، توان خالص خروجی از سیکل گازی، توربین بخار و نیروگاه به طور متوسط و به ترتیب ۰/۱۲۴ درصد کاهش و ۱/۱۱ درصد افزایش و ۰/۳ درصد افزایش می‌یابد (شکل ۳۱-۴).

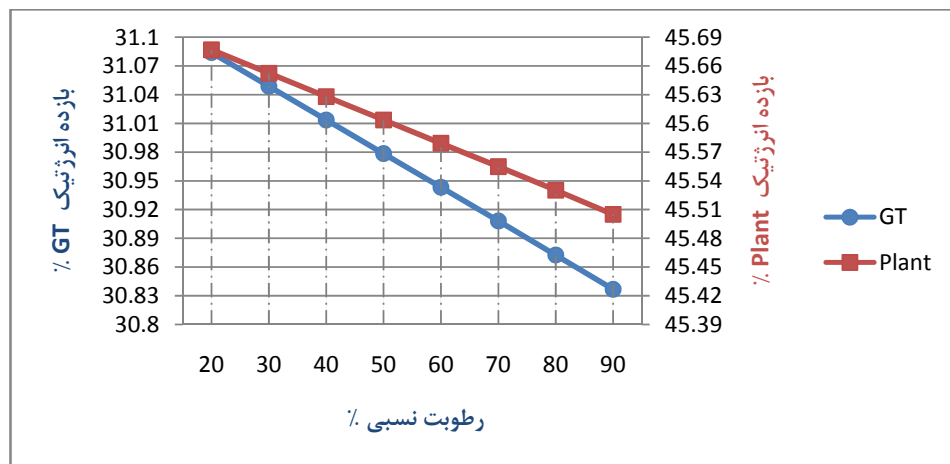


شکل ۳۱-۴: نمودار تغییر توان خالص خروجی از سیکل گازی، توربین بخار و نیروگاه با رطوبت نسبی

شکل ۳۲-۴ و شکل ۳۳-۴ نشان می‌دهند که با افزایش رطوبت نسبی هوا، میزان تغییر بازده انرژی سیکل بسیار کم می‌باشد به طوری که با افزایش ۷۰ درصدی رطوبت نسبی، بازده انرژی سیکل گازی، توربین بخار و نیروگاه به طور متوسط و به ترتیب ۰/۸ و ۰/۳۸ و ۰/۲۳ درصد کاهش می‌یابد.

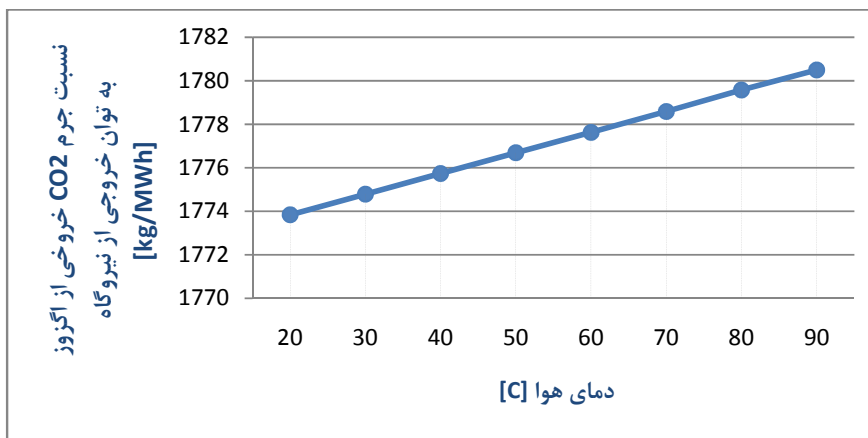


شکل ۳۲-۴: نمودار تغییرات بازده انرژی بویلر بازیاب با رطوبت نسبی



شکل ۳۳-۴: نمودار تغییرات بازده انرژی سیکل گازی و نیروگاه با رطوبت نسبی

شکل ۳۴-۴ نشان می‌دهد که با افزایش رطوبت نسبی هوا، میزان آلاینده‌گی هوا توسط CO_2 خروجی از آگروز چهار توربین گاز نسبت به توان خروجی از نیروگاه به دلیل کاهش بازده حرارتی سیکل گازی و نیروگاه، افزایش می‌یابد.

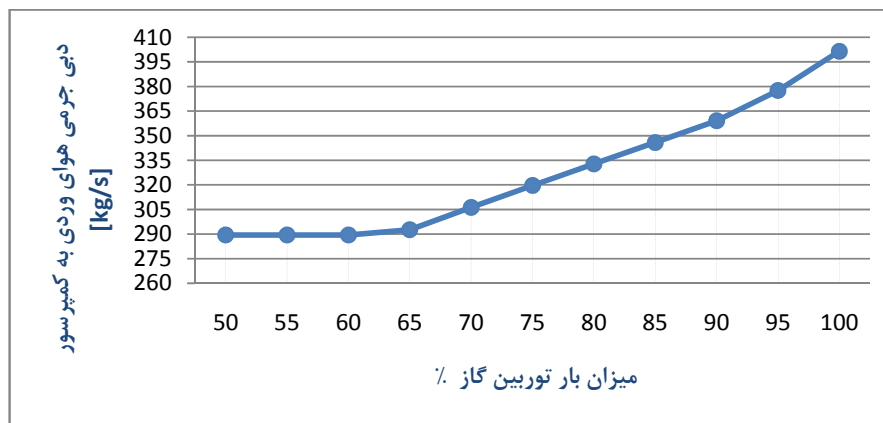


شکل ۴-۳: نمودار تغییرات آلاینده‌گی هوا توسط CO_2 با رطوبت نسبی

۴-۵ بررسی اثرات تغییر توان توربین گاز بر عملکرد سیکل گازی و نیروگاه

در این بخش به بررسی عملکرد نیروگاه در دمای 12°C ، فشار 0.908 bar و رطوبت نسبی 52% و توان خروجی متغیر توربین گاز پرداخته می‌شود.

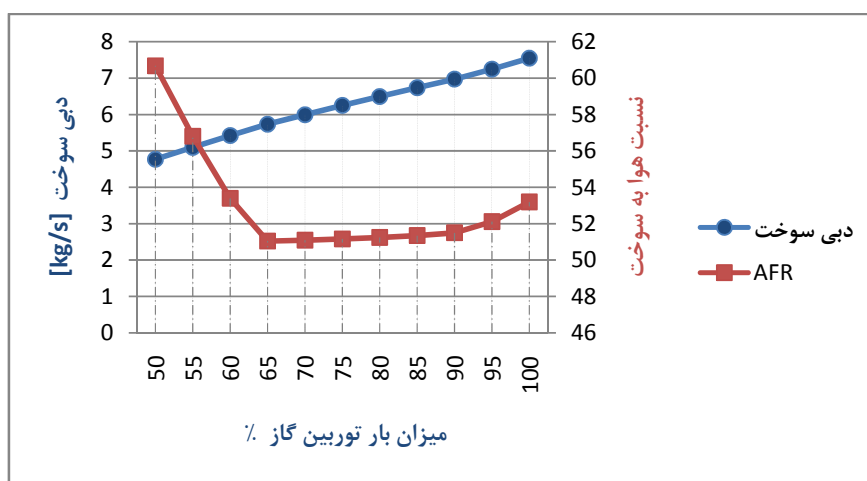
همان‌طور که در شکل ۴-۳۵ مشاهده می‌شود، با افزایش درصد بار توربین گاز، دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور تا 60% به دلیل پایین بودن دمای گازهای ورودی به توربین ثابت بوده ولی بعد از آن برای کنترل دما و آسیب ندیدن پره‌های توربین و همچنین داشتن احتراق کامل، افزایش می‌یابد.



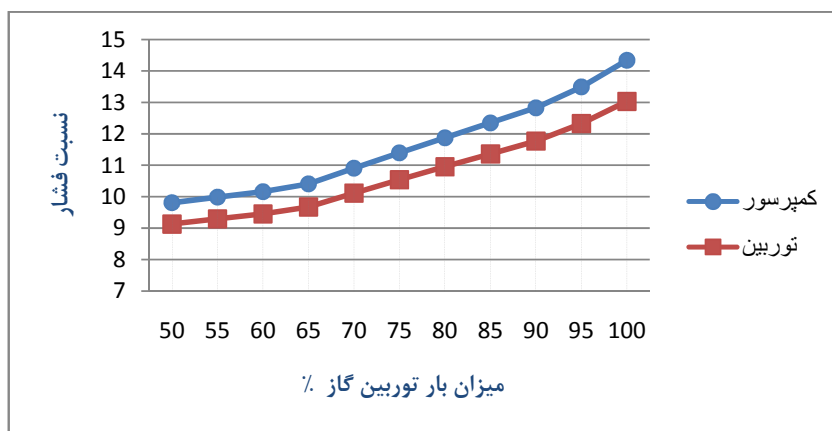
شکل ۴-۳۵: نمودار تغییرات دبی جرمی هوای ورودی به توربین گاز با درصد بار توربین گاز

شکل ۴-۳۶ نشان می‌دهد که با افزایش درصد بار توربین گاز، دبی سوخت مصرفی افزایش می‌یابد ولی نسبت هوا به سوخت تا بار ۶۰٪ به دلیل ثابت بودن دبی جرمی هوا و افزایش دبی سوخت، کاهش می‌یابد ولی بعد از بار ۶۰٪ افزایش می‌یابد. به ازای هر ۵ درصد افزایش بار، به طور متوسط حدود ۵/۲۹۴ درصد دبی سوخت افزایش می‌یابد.

شکل ۴-۳۷ نشان می‌دهد که با افزایش درصد بار توربین گاز، نسبت فشار توربین و کمپرسور افزایش می‌یابد.



شکل ۴-۳۶: نمودار تغییرات دبی سوخت و نسبت هوا به سوخت با درصد بار توربین گاز



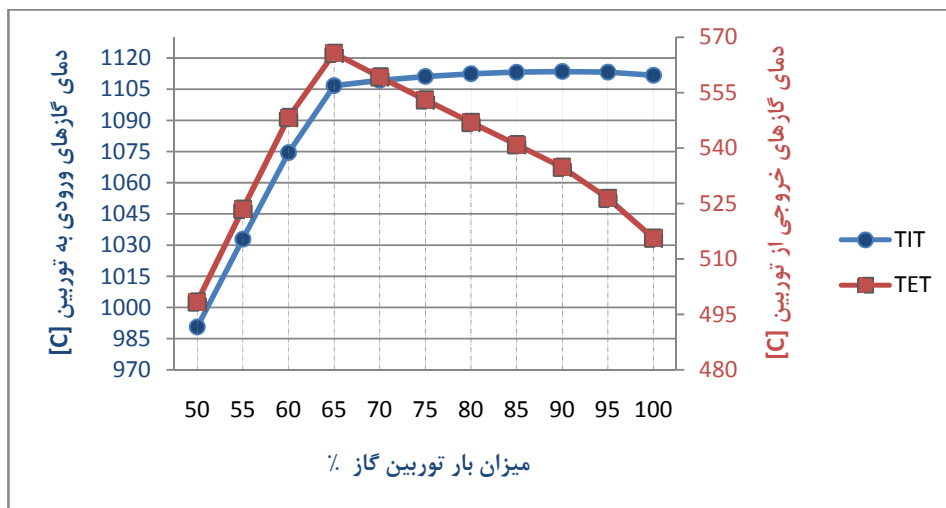
شکل ۴-۳۷: نمودار تغییرات نسبت فشار توربین و کمپرسور با درصد بار توربین گاز

شکل ۴-۳۸ نشان می‌دهد که با افزایش درصد بار توربین گاز، میزان تخریب اگزرژی محفظه احتراق، توربین و کمپرسور به دلیل افزایش دبی جرمی هوا و سوخت و همچنین افزایش تولید آنتروپی در کمپرسور و توربین گاز، افزایش می‌یابد.

شکل ۴-۳۹ نشان می‌دهد که با افزایش درصد بار توربین گاز، دمای گازهای ورودی به توربین تا بار ۶۵٪ به دلیل ثابت بودن دبی هوای ورودی و کاهش نسبت هوا به سوخت با شیب زیادی افزایش می‌یابد ولی بعد از آن و تا بار ۹۰٪ به علت افزایش دبی هوای ورودی و افزایش خیلی کم نسبت هوا به سوخت، با شیب خیلی کمتری افزایش می‌یابد. بعد از بار ۹۰٪ به علت این که نسبت هوا به سوخت با شیب بیشتری افزایش می‌یابد، همچنین برای جلوگیری از آسیب دیدن پره‌های توربین، دمای گازهای ورودی به توربین گاز به مقدار کمی کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش درصد بار توربین گاز، دمای گازهای خروجی از توربین گاز تا بار ۶۵٪ افزایش و سپس کاهش می‌یابد.

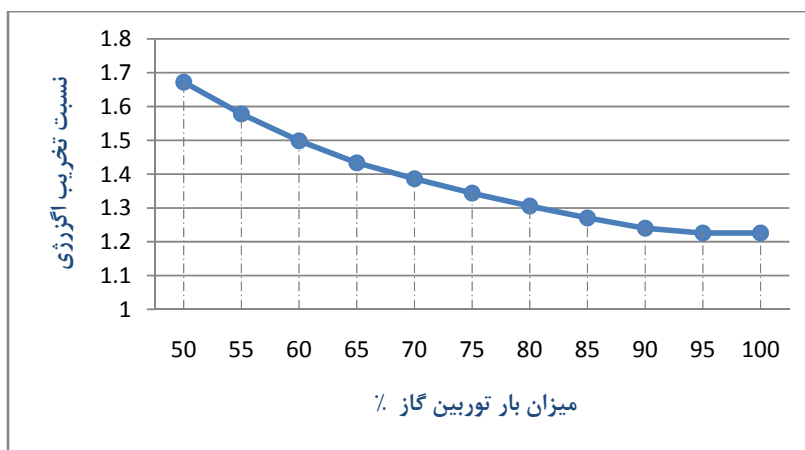


شکل ۴-۳۸: نمودار تغییرات تخریب اگزرژی محفظه احتراق، کمپرسور و توربین گاز با درصد بار توربین گاز



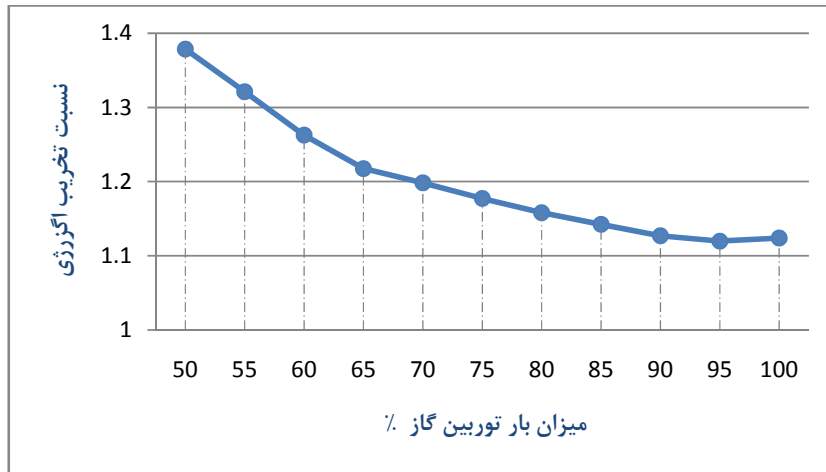
شکل ۴-۳۹: نمودار تغییرات دمای گازهای ورودی و خروجی از توربین گاز با درصد بار توربین گاز

شکل ۴-۴۰: نسبت تخریب اگزورژی سیکل گازی به توان خالص خروجی از آن را نشان می‌دهد که با افزایش درصد بار توربین گاز، میزان آن به دلیل افزایش بازده اگزورژی سیکل گازی، کاهش می‌یابد.



شکل ۴-۴۰: نمودار تغییرات نسبت تخریب اگزورژی سیکل گازی با درصد بار توربین گاز

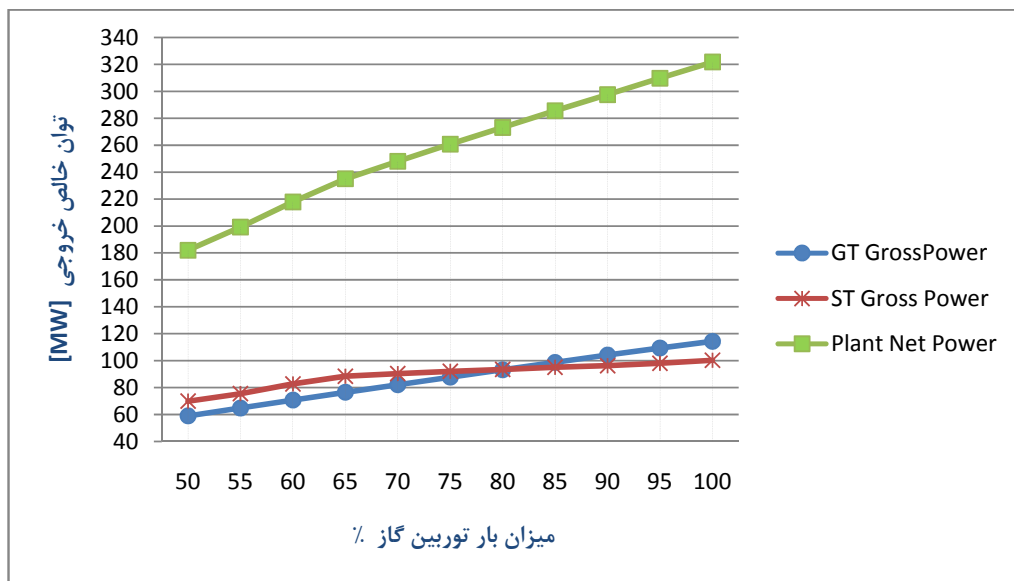
شکل ۴-۴۱: نسبت تخریب اگزورژی نیروگاه به توان خالص خروجی از آن را نشان می‌دهد که با افزایش درصد بار توربین گاز، میزان آن به دلیل افزایش بازده اگزورژی نیروگاه، کاهش می‌یابد.



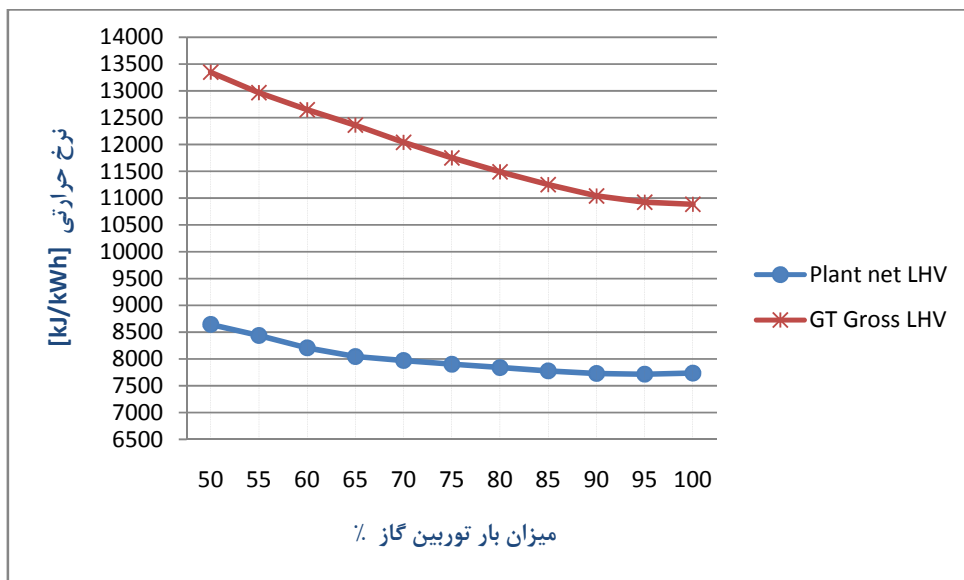
شکل ۴-۴۱: نمودار تغییرات نسبت تخریب اگزورزی نیروگاه با درصد بار توربین گاز

شکل ۴-۴۲ چگونگی افزایش توان خالص خروجی از سیکل گازی، توربین بخار و نیروگاه را با افزایش درصد بار توربین گاز نشان می‌دهد.

شکل ۴-۴۳ نشان می‌دهد که با افزایش درصد بار توربین گاز، نرخ حرارتی در سیکل گازی و نیروگاه به دلیل افزایش بازده حرارتی سیکل گازی و نیروگاه، کاهش می‌یابد.

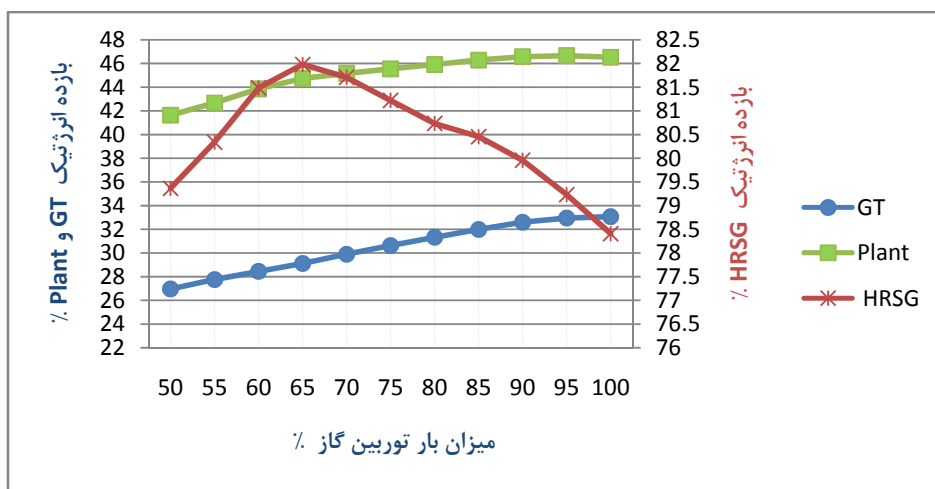


شکل ۴-۴۲: نمودار تغییرات توان خالص خروجی سیکل گازی، توربین بخار و نیروگاه با درصد بار توربین گاز



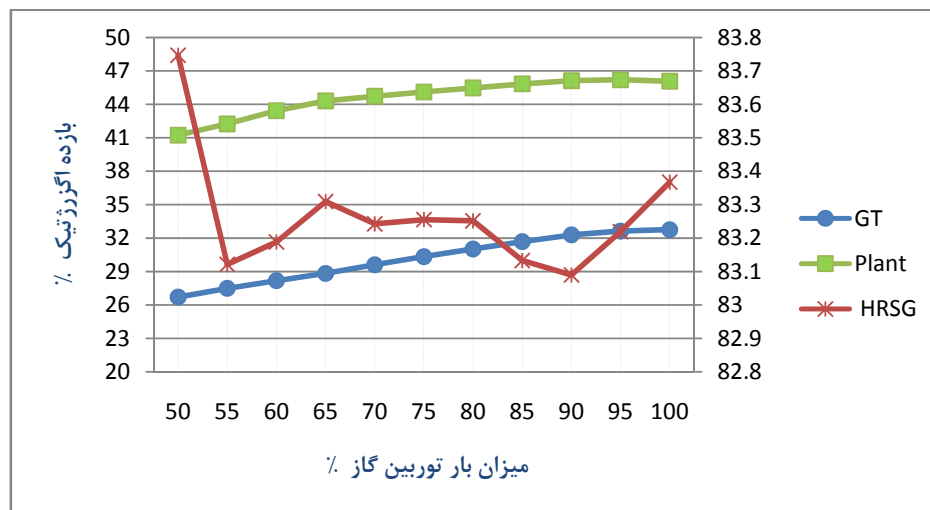
شکل ۴-۴۳: نمودار تغییرات نرخ حرارتی سیکل گازی و نیروگاه با درصد بار توربین گاز

با افزایش درصد بار توربین گاز، تا بار ۶۵٪ دمای گازهای خروجی از توربین گاز و ورودی به بویلر بازیاب به مقدار زیادی افزایش می‌یابد، در نتیجه بازده انرژی بویلر بازیاب تا بار ۶۵٪ افزایش و بعد از آن و با کاهش دمای گازهای خروجی از توربین گاز، کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش درصد بار توربین گاز، بازده انرژی سیکل گازی و نیروگاه افزایش می‌یابد (شکل ۴-۴۴). به ازای ۵ درصد افزایش بار توربین گاز، بازده سیکل گازی به طور متوسط ۲/۰۶ درصد افزایش می‌یابد.



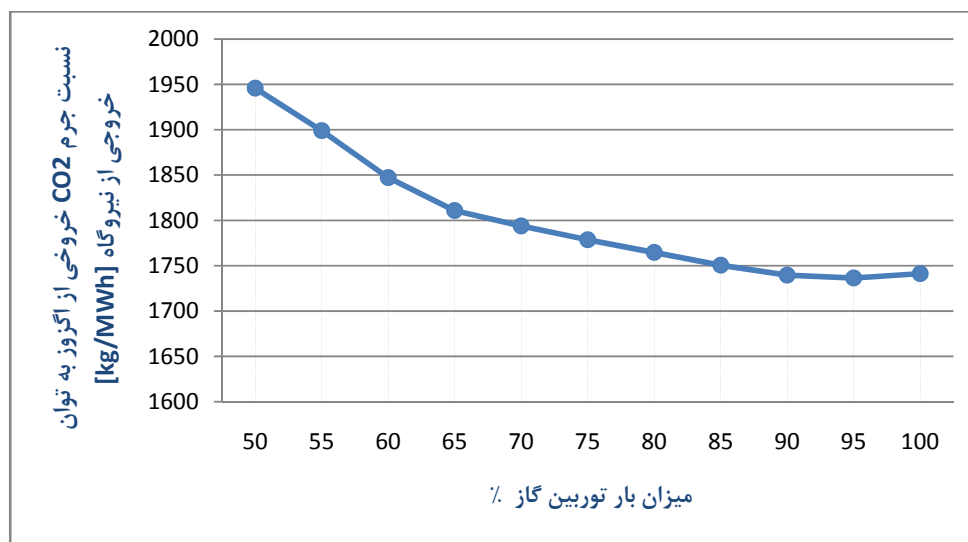
شکل ۴-۴۴: نمودار تغییرات بازده انرژی سیکل گازی، بویلر بازیاب و نیروگاه با درصد بار توربین گاز

شکل ۴-۴۵ نشان می‌دهد که با افزایش درصد بار توربین گاز، بازده اگزرتیک سیکل گازی و نیروگاه افزایش می‌یابد ولی بازده اگزرتیک بویلر بازیاب رفتار مشخصی ندارد. به ازای ۵ درصد افزایش بار توربین گاز، بازده اگزرتیک سیکل گازی به طور متوسط ۲/۰۶ درصد افزایش می‌یابد.



شکل ۴-۴۵: نمودار تغییرات بازده اگزرتیک سیکل گازی، بویلر بازیاب و نیروگاه با درصد بار توربین گاز

شکل ۴-۴۶ نشان می‌دهد که با افزایش درصد بار توربین گاز، میزان آلاینده‌گی هوا توسط CO_2 نسبت به توان خروجی از نیروگاه CO_2 خروجی از اگزوز به توان



شکل ۴-۴۶: نمودار تغییرات آلاینده‌گی هوا توسط CO_2 با درصد بار توربین گاز

فصل پنجم

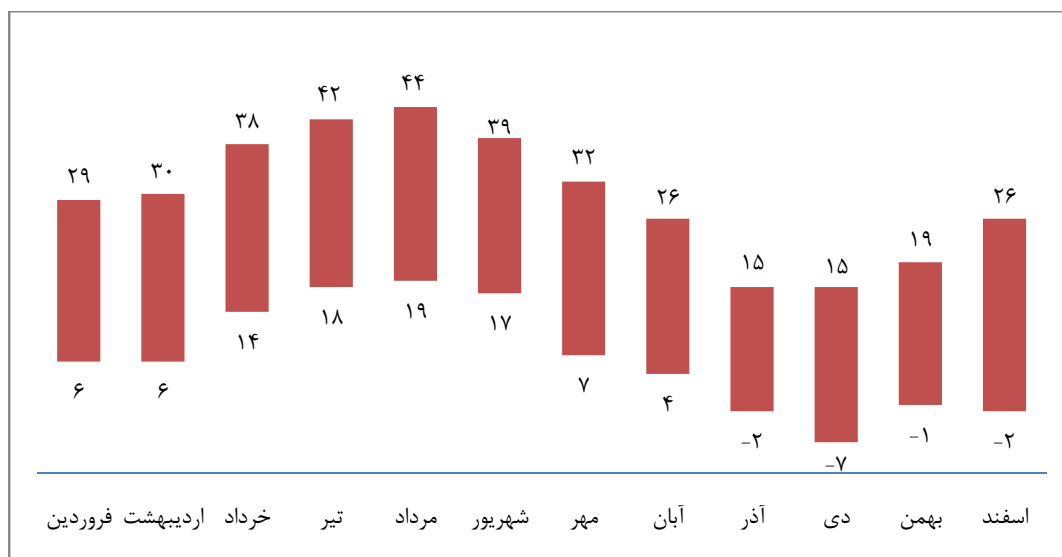
نتایج و بحث در مورد بهبود عملکرد سیکل

گازی نیروگاه قم

۵-۱ بهبود عملکرد سیکل گازی در ۶ ماه گرم سال

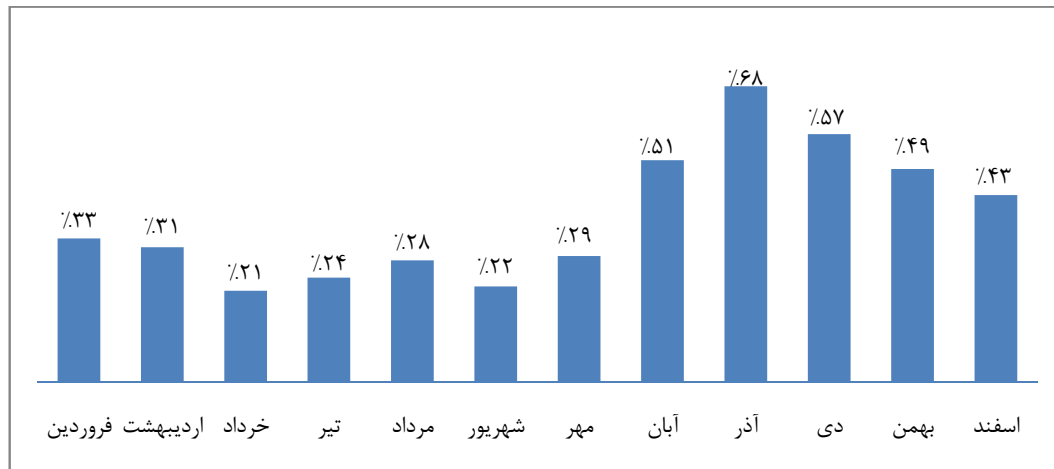
۵-۱-۱ مقدمه

در فصل چهارم به بررسی تاثیر تغییرات دمای محیط بر روی عملکرد سیکل گازی و کل نیروگاه پرداخته شد. نتایج نشان می‌دهد که افزایش دمای محیط تاثیر زیادی بر روی توان خروجی از سیکل گازی و نیروگاه دارد، به طوری که در فشار و رطوبت نسبی ثابت، به ازای یک درجه سانتیگراد افزایش دما، به طور متوسط ۰/۶۳ درصد از توان سیکل گازی (تقریباً برابر با ۶۸۸ kW) و ۰/۵۳ درصد از توان نیروگاه (تقریباً برابر با ۱۶۳۷ kW) کاسته می‌شود. همچنین به ازای یک درجه سانتیگراد افزایش دما، به طور متوسط ۰/۲۶ درصد بازده انرژی سیکل گازی و ۰/۱۴ درصد از بازده انرژی نیروگاه کاسته می‌شود. نیروگاه قم در منطقه‌ای از ایران قرار گرفته است که آب و هوایی گرم و نیمه خشک دارد. میانگین دما در این نوع آب و هوا ۱۴ تا ۱۹ درجه سانتیگراد می‌باشد. شکل ۵-۱ میانگین بالاترین و پایین‌ترین دما را در طول شبانه روز و برای هر یک از ماه‌های سال، برای شهر قم نشان می‌دهد [۲۹].



شکل ۵-۱: میانگین بالاترین و پایین‌ترین دمای محیط در شهر قم به درجه سانتیگراد

شکل ۵-۲ میانگین رطوبت نسبی در طول شبانه روز را برای هر یک از ماه‌های سال و برای شهر قم نشان می‌دهد [۲۹].



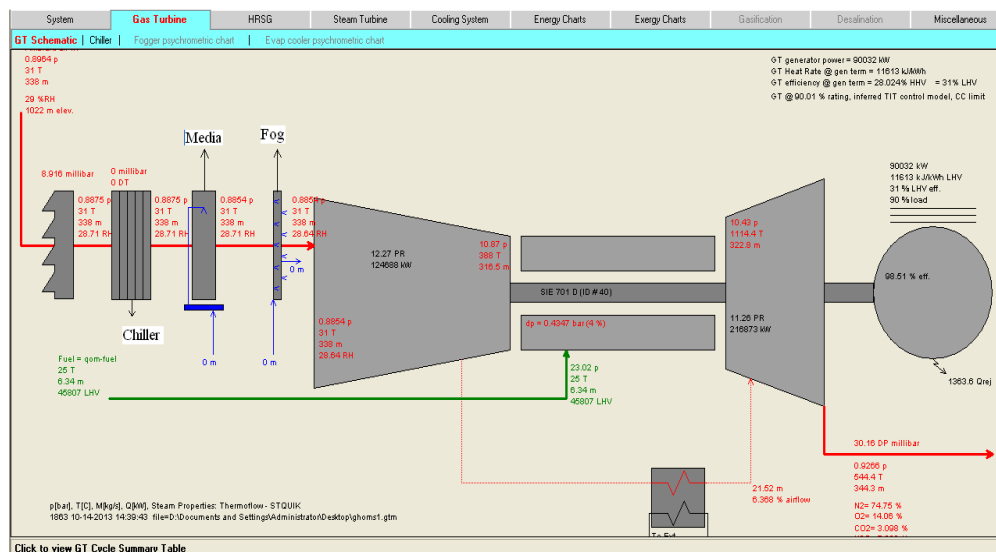
شکل ۵-۲: میانگین رطوبت نسبی در شهر قم

با گرم شدن هوا در طول تابستان و به تبع آن استفاده زیاد از تجهیزات خنک‌کننده در منازل و ادارات، میزان مصرف انرژی الکتریکی، افزایش شدیدی پیدا خواهد کرد و کم شدن توان خروجی نیروگاه‌ها ممکن است مشکلاتی را در تامین انرژی الکتریکی لازم در کشور ایجاد کند. بنابراین اولویت اصلی در نیروگاه‌ها، تولید توان بیشتر برای تامین انرژی الکتریکی کشور می‌باشد.

مجموع عوامل گفته شده موجب شده تا ضرورت خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور برای افزایش توان خروجی سیکل‌های گازی پیش از پیش احساس شود.

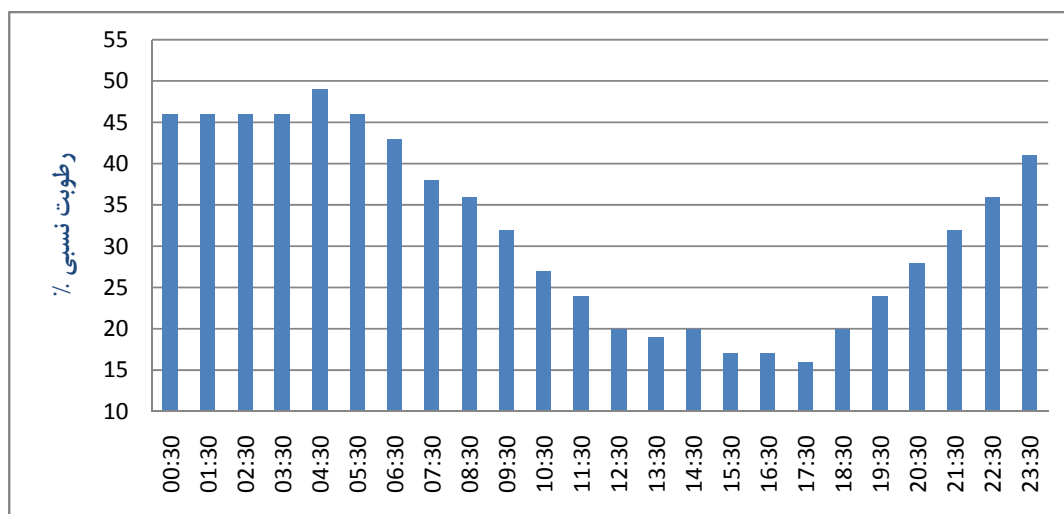
در بخش‌های بعدی این فصل به بررسی فنی و اقتصادی استفاده از سه سیستم خنک‌کاری مرسوم در کشور شامل، سیستم‌های خنک‌کاری تبخیری مدیا و فاگ و خنک‌کاری تبریدی چیلر جذبی دو اثره؛ که در فصل چهارم نحوه کارکرد آن‌ها بررسی شد، پرداخته خواهد شد.

برای این کار ابتدا سه سیستم خنک‌کاری همراه با سیکل ترکیبی، در نرم‌افزار ترموفلو شبیه‌سازی می‌شود. شکل ۵-۳ نحوه شبیه‌سازی سیستم‌های خنک‌کاری را نشان می‌دهد.

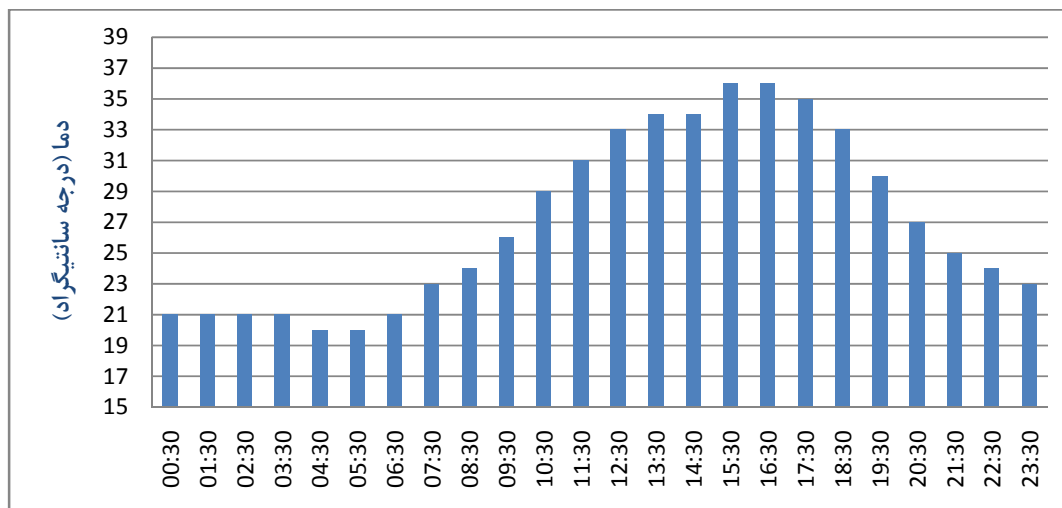


شکل ۳-۵: شبیه‌سازی سیستم‌های خنک‌کاری در ترموفلو

استفاده از سیستم‌های خنک‌کاری برای تمام ساعات روز و تمام سال از لحاظ فنی و اقتصادی مناسب نمی‌باشد، بنابراین از آن‌ها فقط در ماه‌هایی که بیشترین میانگین دمایی و کمترین رطوبت را دارند، استفاده خواهد شد. با توجه به شکل ۱-۵ و شکل ۲-۵ از سیستم‌های خنک‌کاری از اول اردیبهشت تا آخر مهر ماه استفاده خواهد شد. شکل ۴-۵ و شکل ۵-۵ میانگین دما و رطوبت نسبی را در طول شبانه روز در ماه مرداد و برای شهر قم نشان می‌دهد [۲۹].



شکل ۴-۵: میانگین رطوبت نسبی در طول شبانه روز در ماه مرداد



شکل ۵-۵: میانگین دما در طول شبانه روز در ماه مرداد

با توجه به شکل ۴-۵ و شکل ۵-۵، از سیستم‌های خنک‌کاری در ساعات بین ۱۲/۳۰ ظهر تا ۱۸/۳۰ بعد از ظهر که بیشترین دما و کمترین رطوبت نسبی را دارند، استفاده خواهد شد.

۵-۱-۲ تحلیل اقتصادی بکارگیری سه نوع سیستم خنک‌کاری در نیروگاه قم

یکی از مهمترین عوامل در تصمیم‌گیری به منظور رد یا پذیرش یک طرح صنعتی، بعد از ارزیابی‌های 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 و 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 [۳۰].

$$PB=CC/AS$$

(۱-۵)

در رابطه (۵-۱)، CC نشان دهنده سرمایه‌گذاری اولیه مورد نیاز برای انجام پروژه، PB مدت زمان بازگشت سرمایه بر حسب سال و AS درآمد و یا صرفه‌جویی سالانه ناشی از انجام پروژه می‌باشد. در توجیه فنی و اقتصادی سیستم‌های خنک‌کاری، باید پارامترهای زیر را مد نظر قرار داد.

- ❖ هزینه سرمایه‌گذاری اولیه شامل هزینه‌های خرید و نصب تجهیزات
- ❖ هزینه‌های بهره‌برداری و تعمیر و نگهداری سالیانه
- ❖ هزینه‌های آب مصرفی
- ❖ هزینه مصرف سوخت اضافه به ازای افزایش توان تولیدی
- ❖ درآمد حاصل از افزایش توان الکتریکی خروجی از نیروگاه توسط سیستم‌های خنک‌کاری

برای بدست آوردن میزان افزایش توان الکتریکی تولید شده توسط نیروگاه، با اضافه شدن سیستم خنک‌کاری، ابتدا میانگین دما، فشار و رطوبت هوای محیط، بین ساعات ۱۲/۳۰ ظهر تا ۱۸/۳۰ بعد از ظهر، برای هر کدام از ماه‌های گرم سال، توسط اطلاعات بدست آمده از سایت‌های هواشناسی محاسبه می‌شود [۲۹]. این اطلاعات در جدول ۵-۱ آمده است.

جدول ۵-۱: میانگین دما، فشار و رطوبت محیط در ۶ ماه گرم سال برای شهر قم

ماه	دمای حباب خشک °C	دمای حباب تر °C	فشار bar	رطوبت %
اردیبهشت	۲۳	۱۰	۰/۸۸	۲۰
خرداد	۳۰	۱۳	۰/۸۷۶	۱۴
تیر	۳۳/۵	۱۶	۰/۸۷۵	۱۷
مرداد	۳۴	۱۶	۰/۸۷۵	۱۸
شهریور	۳۲	۱۴	۰/۸۷۹	۱۴
مهر	۲۵	۱۱	۰/۸۸۲	۱۸

در ادامه با استفاده از نرم‌افزار ترموفلو، یک بلوک سیکل ترکیبی شامل دو توربین گاز، دو بویلر بازیاب، یک توربین بخار و دو سیستم خنک‌کاری را برای هر دو حالت؛ سیکل ترکیبی به تنهایی و سیکل

ترکیبی همراه با سیستم خنک‌کاری، شبیه سازی کرده و میانگین توان تولید شده سیکل گازی و نیروگاه در یک ساعت و برای ۶ ماه گرم سال و برای هر دو حالت محاسبه می‌شود.

نتایج حاصل از محاسبات برای سیستم خنک‌کاری فاگ در جدول ۲-۵ و برای سیستم خنک‌کاری مدیا و چیلر جذبی در جدول ۳-۵ آمده است.

جدول ۲-۵: میانگین توان تولید شده در یک ساعت و برای ۶ ماه گرم سال برای خنک‌کاری فاگ

ماه	بدون خنک‌کاری		همراه با خنک‌کاری فاگ	
	توان سیکل گازی kW	توان سیکل ترکیبی kW	توان سیکل گازی kW	توان سیکل ترکیبی kW
اردیبهشت	۹۴۸۹۸	۲۷۶۲۷۸	۱۰۳۰۲۹	۲۹۳۶۷۰
خرداد	۹۰۰۰۳	۲۶۴۲۳۰	۱۰۰۶۳۶	۲۸۶۸۴۲
تیر	۸۷۶۴۸	۲۵۷۹۰۹	۹۸۵۳۳	۲۸۱۱۱۵
مرداد	۸۷۳۲۳	۲۵۷۰۲۶	۹۸۱۱۶	۲۸۰۰۰۶
شهریور	۸۸۸۴۷	۲۶۱۱۵۸	۹۹۹۷۲	۲۸۴۸۰۶
مهر	۹۳۶۵۷	۲۷۳۳۹۸	۱۰۲۵۰۴	۲۹۲۳۲۹

جدول ۳-۵: میانگین توان تولید شده در یک ساعت و برای ۶ ماه گرم سال برای خنک‌کاری مدیا و چیلر جذبی

ماه	همراه با خنک‌کاری مدیا		همراه با خنک‌کاری چیلر جذبی	
	توان سیکل گازی kW	توان سیکل ترکیبی kW	توان سیکل گازی kW	توان سیکل ترکیبی kW
اردیبهشت	۱۰۱۷۸۹	۲۹۱۰۱۹	۱۰۶۴۰۵	۲۹۸۸۷۲
خرداد	۹۹۱۲۶	۲۸۳۶۲۹	۱۰۵۱۳۴	۲۹۴۳۶۱
تیر	۹۶۹۸۰	۲۷۷۸۰۱	۱۰۴۱۰۱	۲۹۰۹۱۶
مرداد	۹۶۵۷۸	۲۷۶۷۲۶	۱۰۳۷۶۶	۲۸۹۹۹۴
شهریور	۹۸۳۸۷	۲۸۱۴۴۰	۱۰۵۰۲۵	۲۹۳۴۷۱
مهر	۱۰۱۱۸۶	۲۸۹۵۱۴	۱۰۶۲۳۵	۲۹۸۲۵۷

جدول ۴-۵: میزان افزایش توان یک بلوک سیکل ترکیبی از نیروگاه قم را با استفاده از خنک‌کاری فاگ، برای یک ساعت و هر یک از ماه‌های گرم سال نشان می‌دهد.

جدول ۵-۵: میزان افزایش توان یک بلوک سیکل ترکیبی از نیروگاه قم را با استفاده از خنک کاری مدیا و چیلر جذبی، برای یک ساعت و هر یک از ماه‌های گرم سال نشان می‌دهد.

جدول ۴-۵: میزان افزایش توان یک بلوک سیکل ترکیبی با استفاده از خنک کاری فاگ

ماه	میزان افزایش توان سیکل ترکیبی	
	یک ساعت (kWh)	کل ماه (kWh)
اردیبهشت	۱۷۳۵۶	۳۲۲۸۲۱۶
خرداد	۲۲۵۵۳	۴۱۹۴۸۵۸
تیر	۲۳۱۴۸	۴۳۰۵۵۲۸
مرداد	۲۲۹۲۳	۴۲۶۳۶۷۸
شهریور	۲۳۵۹۲	۴۳۸۸۱۱۲
مهر	۱۸۸۷۸	۳۳۹۸۰۴۰
میزان افزایش توان در ۶ ماه		۲۳۷۷۸۴۳۲

جدول ۵-۵: میزان افزایش توان یک بلوک سیکل ترکیبی با استفاده از خنک کاری مدیا و چیلر جذبی

ماه	میزان افزایش توان سیکل ترکیبی			
	همراه با خنک کاری مدیا		همراه با خنک کاری چیلر جذبی	
	یک ساعت (kWh)	کل ماه (kWh)	یک ساعت (kWh)	کل ماه (kWh)
اردیبهشت	۱۴۷۵۲	۲۷۴۳۸۱۶	۲۲۶۰۵	۴۲۰۴۴۵۶
خرداد	۱۹۳۹۹	۳۶۰۸۱۹۶	۳۰۱۳۱	۵۶۰۴۳۲۹
تیر	۱۹۸۹۲	۳۶۹۹۹۱۲	۳۳۰۰۷	۶۱۳۹۲۴۶
مرداد	۱۹۷۰۰	۳۶۶۴۱۸۲	۳۲۹۶۸	۶۱۳۲۱۴۱
شهریور	۲۰۲۸۲	۳۷۷۲۴۸۹	۳۲۳۱۲	۶۰۱۰۱۴۳
مهر	۱۶۱۱۶	۲۹۰۰۹۱۶	۲۴۸۵۹	۴۴۷۴۶۰۲
میزان افزایش توان در ۶ ماه		۲۰۳۸۹۵۱۰	۳۲۵۶۴۹۱۷	

جدول ۶-۵: میزان کل افزایش توان الکتریکی برای یک بلوک سیکل ترکیبی و برای کل نیروگاه قم را با استفاده از سیستم‌های خنک کاری نشان می‌دهد.

جدول ۵-۶: میزان افزایش توان الکتریکی با استفاده از سیستم‌های خنک‌کاری

خنک‌کاری چیلر جذبی	خنک‌کاری مدیا	خنک‌کاری فاگ	
۳۲۵۶۴/۹۱۷ MWh	۲۰۳۸۹/۵۱ MWh	۲۳۷۷۸/۴۳۲ MWh	یک بلوک سیکل ترکیبی
۶۵۱۲۹/۸۳۴ MWh	۴۰۷۷۳/۰۲ MWh	۴۷۵۵۶/۸۶۴ MWh	کل نیروگاه

درآمد حاصل از افزایش توان الکتریکی خروجی از نیروگاه

اگر قیمت هر کیلووات ساعت برق خریداری شده از نیروگاه را برابر با ۴۰۰ ریال در نظر بگیریم [۳۱]،

کل درآمد حاصل از افزایش توان نیروگاه توسط سیستم‌های خنک‌کاری برابر است با:

توسط فاگ

$$400 \times 1000 \times 47556 / 864 = 19,022,745,600 \text{ Rial}$$

توسط مدیا

$$400 \times 1000 \times 40773 / 0.2 = 16,309,208,000 \text{ Rial}$$

توسط چیلر جذبی دو اثره

$$400 \times 1000 \times 65129 / 834 = 26,051,933,760 \text{ Rial}$$

هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم خنک‌کاری

توسط فاگ

اگر حداکثر افزایش توان الکتریکی در یک سیکل گازی را برابر با ۱۲ MWh و هزینه متوسط خرید و

نصب تجهیزات را برابر با ۴۷ \$/kWh باشد [۱۷]، هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم فاگ برای نصب

بر روی ۴ واحد توربین گازی برابر است با:

برای دلار ۲۵۰۰۰:

$$4 \times 12 \times 47 \times 25000 \times 1000 = 56,400,000,000 \text{ Rial}$$

برای دلار ۱۲۰۰۰:

$$4 \times 12 \times 47 \times 12000 \times 1000 = 27,072,000,000 \text{ Rial}$$

توسط مدیا

اگر حداکثر افزایش توان الکتریکی در یک سیکل گازی را برابر با ۱۰ MWh و هزینه متوسط خرید و نصب تجهیزات را برابر با $47 \text{ \$/kWh}$ باشد [۱۷]، هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم مدیا برابر است با: برای دلار ۲۵۰۰۰ ریال و برای ۴ واحد برابر با $47,000,000,000 \text{ Rial}$ خواهد بود. برای دلار ۱۲۰۰۰ ریال و برای ۴ واحد برابر با $22,560,000,000 \text{ Rial}$ خواهد بود.

توسط چیلر جذبی دو اثره

اگر حداکثر افزایش توان الکتریکی در یک سیکل گازی را برابر با ۱۷ MWh و هزینه متوسط خرید و نصب تجهیزات را برابر با $125 \text{ \$/kWh}$ باشد [۱۷]، هزینه سرمایه‌گذاری اولیه سیستم چیلر جذبی برابر است با:

برای دلار ۲۵۰۰۰ ریال و برای ۴ واحد برابر با $212,500,000,000 \text{ Rial}$ خواهد بود. برای دلار ۱۲۰۰۰ ریال و برای ۴ واحد برابر با $102,000,000,000 \text{ Rial}$ خواهد بود.

هزینه‌های بهره‌برداری و تعمیر و نگهداری سالانه سیستم خنک‌کاری

هزینه آب دمین مصرفی سالانه فاگ

واحد تصفیه آب نیروگاه قم ظرفیت تولید روزانه ۱۰۰۰ متر مکعب آب دمین و ۲۵۰ متر مکعب آب دامستیک (نرم) را دارا می‌باشد [۲۷]. منظور از آب دمین، آب خالصی است که زبری و خوردگی نداشته باشد، به علاوه آنکه عاری از یون باشد (چه یون مثبت و چه یون منفی)، اما آب دامستیک لزوماً نباید دارای یون باشد و فقط کافی است این آب خاصیت خوردگی نداشته باشد. مقدار آب دمین مورد نیاز برای ماه‌های گرم سال و برای یک سیستم خنک‌کاری فاگ با استفاده از نرم‌افزار ترموفلو محاسبه شده و در جدول ۵-۷ مشخص شده است. هزینه تمام شده هر متر مکعب آب دمین، شامل هزینه‌های آب خام و فرآیندهای تصفیه، معادل با ۱۶۰۰۰۰ ریال در نظر گرفته شده است [۲۷].

هزینه آب مصرفی برای ۶ ماه گرم سال و برای ۴ واحد سیستم فاگ برابر است با:

$$(۸۴۶۸ / ۵۸۲ \times ۴) \times ۱۶۰۰۰ = ۵,۴۱۹,۸۹۲,۴۸۰ \text{ Rial}$$

جدول ۵-۷: میزان مصرف آب دمین سیستم فاگ

میزان مصرف آب		ماه
در یک ساعت (لیتر)	در یک ماه (لیتر)	
۶۱۱۲/۸	۱۱۳۶۹۸۱	اردیبهشت
۸۰۳۸/۸	۱۴۹۵۲۱۷	خرداد
۸۲۶۹/۲	۱۵۳۸۰۷۱	تیر
۸۲۰۸	۱۵۲۶۶۸۸	مرداد
۸۴۴۵/۶	۱۵۷۰۸۸۲	شهریور
۶۶۷۰/۸	۱۲۰۰۷۴۴	مهر
میزان مصرف آب در ۶ ماه		۸۴۶۸۵۸۲

هزینه آب مصرفی سالانه مدیا

مقدار آب مورد نیاز برای ماه‌های گرم سال و برای یک سیستم خنک‌کاری مدیا با استفاده از نرم‌افزار

ترموفلو محاسبه شده و برای یک واحد برابر با ۷۵۵۰۵۸۶ لیتر می‌باشد.

هزینه تمام شده هر متر مکعب آب ، معادل با ۵۰۰۰ ریال در نظر گرفته شده است [۳۱].

هزینه آب مصرفی برای ۶ ماه گرم سال و برای ۴ واحد سیستم مدیا برابر است با:

$$(۷۵۵۰ / ۵۸۶ \times ۴) \times ۵۰۰۰ = ۱۵۱,۰۱۱,۷۲۰ \text{ Rial}$$

هزینه مصرف سوخت اضافی سالانه

میزان سوخت مصرف شده برای یک بلوک سیکل ترکیبی و برای هر دو حالت، سیکل ترکیبی همراه با

خنک‌کاری و سیکل ترکیبی بدون خنک‌کاری، و برای هر یک از ۶ ماه گرم سال در جدول ۵-۸

مشخص شده است.

جدول ۵-۸: میزان مصرف سوخت یک بلوک سیکل ترکیبی

ماه	میزان مصرف سوخت (kg / s)			
	بدون خنک کاری	همراه با فاگ	همراه با مدیا	همرا با چیلر جذبی
اردیبهشت	۶/۵۰۶	۶/۸۷۳	۶/۸۱۹	۷/۰۱۱
خرداد	۶/۲۸۲	۶/۷۶۴	۶/۶۹۸	۶/۹۴۸
تیر	۶/۱۸	۶/۶۷۶	۶/۶۰۷	۶/۹۰۵
مرداد	۶/۱۶۷	۶/۶۵۸	۶/۵۹۱	۶/۸۹۲
شهریور	۶/۲۳۹	۶/۷۴۴	۶/۶۷۵	۶/۹۵
مهر	۶/۴۵۶	۶/۸۵۶	۶/۷۹۸	۷/۰۰۸

میزان سوخت اضافه مصرف شده در طول یک ماه، با استفاده از خنک کاری و برای یک واحد سیکل گازی و برای هر یک از ۶ ماه گرم سال در جدول ۵-۹ مشخص شده است.

جدول ۵-۹: میزان سوخت اضافه مصرف شده با استفاده از خنک کاری و برای یک واحد سیکل گازی

ماه	میزان سوخت اضافه مصرف شده (kg)		
	فاگ	مدیا	چیلر جذبی
اردیبهشت	۲۴۵۷۴۳/۲	۲۰۹۵۵۴/۷	۳۳۸۱۵۲
خرداد	۳۲۲۷۴۷/۲	۲۷۸۵۴۲/۲	۴۴۵۴۸۱/۵۳
تیر	۳۳۲۱۲۱/۶	۲۸۵۷۷۵/۲	۴۸۵۳۹۴/۳۸
مرداد	۳۲۸۷۷۳/۶	۲۸۳۵۸۷/۶	۴۸۵۳۶۵/۵۹
شهریور	۳۳۸۱۴۸	۲۹۱۶۶۴/۴	۴۷۶۶۳۸/۰۲
مهر	۲۵۹۲۰۰	۲۲۱۸۴۲/۱	۳۵۷۷۵۴/۳۲
میزان سوخت اضافه مصرف شده در ۶ ماه	۱۸۲۶۷۳۳/۶	۱۵۷۰۹۶۶/۳	۲۵۸۸۷۸۵/۹

با در نظر گرفتن بهای هر متر مکعب گاز طبیعی برابر با ۷۰۰ ریال در ایران [۳۱]، هزینه مصرف

سوخت اضافه توسط ۴ واحد سیستم خنک کاری برای ۶ ماه برابر است با:

توسط فاگ

$$(1826733 / 6 \times \frac{1}{0.747} \times 4) \times 700 = 6,847,194,217$$

توسط مدیا

$$(1570966 / 3 \times \frac{1}{. / 747} \times 4) \times 700 = 5,888,494,833$$

توسط چیلر جذبی

$$(2588785 / 9 \times \frac{1}{. / 747} \times 4) \times 700 = 9,703,615,154$$

هزینه تعمیر و نگهداری سالیانه فاگ

این هزینه‌ها طبق اعلام شرکت‌های سازنده، ۲٪ هزینه سرمایه‌گذاری می‌باشند [۳۲] بنابراین هزینه

تعمیر و نگهداری سالیانه ۴ واحد از سیستم فاگ برابر است با:

برای دلار ۲۵۰۰۰ ریال:

$$. / 0.2 \times 564000000 = 1,128,000,000 \text{ Rial}$$

برای دلار ۱۲۰۰۰ ریال:

$$. / 0.2 \times 2707000000 = 541,400,000 \text{ Rial}$$

هزینه تعمیر و نگهداری سالیانه مدیا

این هزینه‌ها طبق اعلام شرکت‌های سازنده، ۲٪ هزینه سرمایه‌گذاری می‌باشند [۳۳] بنابراین هزینه

تعمیر و نگهداری سالیانه ۴ واحد از سیستم فاگ برابر است با:

برای دلار ۲۵۰۰۰ ریال برابر با $940,000,000 \text{ Rial}$ می‌باشد.

برای دلار ۱۲۰۰۰ ریال برابر با $451,200,000 \text{ Rial}$ می‌باشد.

هزینه تعمیر و نگهداری سالیانه چیلر جذبی

این هزینه‌ها طبق اعلام شرکت‌های سازنده، حداکثر ۵٪ هزینه سرمایه‌گذاری می‌باشند [۹] بنابراین

هزینه تعمیر و نگهداری سالیانه ۴ واحد از سیستم چیلر جذبی برابر است با:

برای دلار ۲۵۰۰۰ ریال برابر با $10,625,000,000 \text{ Rial}$ می‌باشد.

برای دلار ۱۲۰۰۰ ریال برابر با $5,100,000,000 \text{ Rial}$ می‌باشد.

هزینه‌های سالیانه استفاده از فاگ

مجموع هزینه‌های سالیانه استفاده از فاگ که برابر است با مجموع هزینه‌های سوخت اضافه مصرف

شده، هزینه آب دمین مصرفی و هزینه تعمیر و نگهداری، به صورت زیر بدست می‌آید.

برای دلار ۲۵۰۰۰ ریال:

$$112800000 + 5419892480 + 6847194217 = 13,395,086,700 \text{ Rial}$$

برای دلار ۱۲۰۰۰ ریال:

$$541400000 + 5419892480 + 6847194217 = 12,808,486,700 \text{ Rial}$$

هزینه‌های سالیانه استفاده از مدیا

مجموع هزینه‌های سالیانه استفاده از مدیا که برابر است با مجموع هزینه‌های سوخت اضافه مصرف

شده، هزینه آب مصرفی و هزینه تعمیر و نگهداری، به صورت زیر می‌باشد.

برای دلار ۲۵۰۰۰ ریال برابر با $6,979,506,553 \text{ Rial}$ می‌باشد.

برای دلار ۱۲۰۰۰ ریال برابر با $6,490,706,553 \text{ Rial}$ می‌باشد.

هزینه‌های سالیانه استفاده از چیلر جذبی

مجموع هزینه‌های سالیانه استفاده از چیلر جذبی که برابر است با مجموع هزینه‌های سوخت اضافه

مصرف شده و هزینه تعمیر و نگهداری، به صورت زیر می‌باشد.

برای دلار ۲۵۰۰۰ ریال برابر با $20,328,615,150 \text{ Rial}$ می‌باشد.

برای دلار ۱۲۰۰۰ ریال برابر با $14,803,615,150 \text{ Rial}$ می‌باشد.

مدت زمان بازگشت سرمایه سیستم خنک‌کاری

با تقسیم هزینه سرمایه‌گذاری اولیه بر درآمد خالص سالانه سیستم خنک‌کاری، مدت زمان بازگشت

سرمایه، به صورت زیر بدست می‌آید.

سیستم خنک‌کاری فاگ

برای دلار ۲۵۰۰۰ ریال:

$$\frac{564000000}{19022745600 - 13395086700} = 10/02 \text{ year}$$

برای دلار ۱۲۰۰۰ ریال:

$$\frac{270720000}{19022745600 - 12808486700} = 4/36 \text{ year}$$

سیستم خنک کاری مدیا

برای دلار ۲۵۰۰۰ ریال برابر با $5/04 \text{ year}$ می باشد.

برای دلار ۱۲۰۰۰ ریال برابر با $2/3 \text{ year}$ می باشد.

سیستم خنک کاری چیلر جذبی

برای دلار ۲۵۰۰۰ ریال برابر با $37/13 \text{ year}$ می باشد.

برای دلار ۱۲۰۰۰ ریال برابر با $9/07 \text{ year}$ می باشد.

همان طور که مشاهده فرمودید، بیشترین زمان لازم برای بازگشت سرمایه به دلیل استفاده از سیستم های خنک کاری، مربوط به چیلر جذبی دو اثره، و کمترین زمان لازم، مربوط به خنک کاری تبخیری مدیا می باشد.

استفاده از خنک کاری تبریدی چیلر جذبی دو اثره با قیمت دلار ۲۵۰۰۰ ریال کاملاً غیر اقتصادی می باشد.

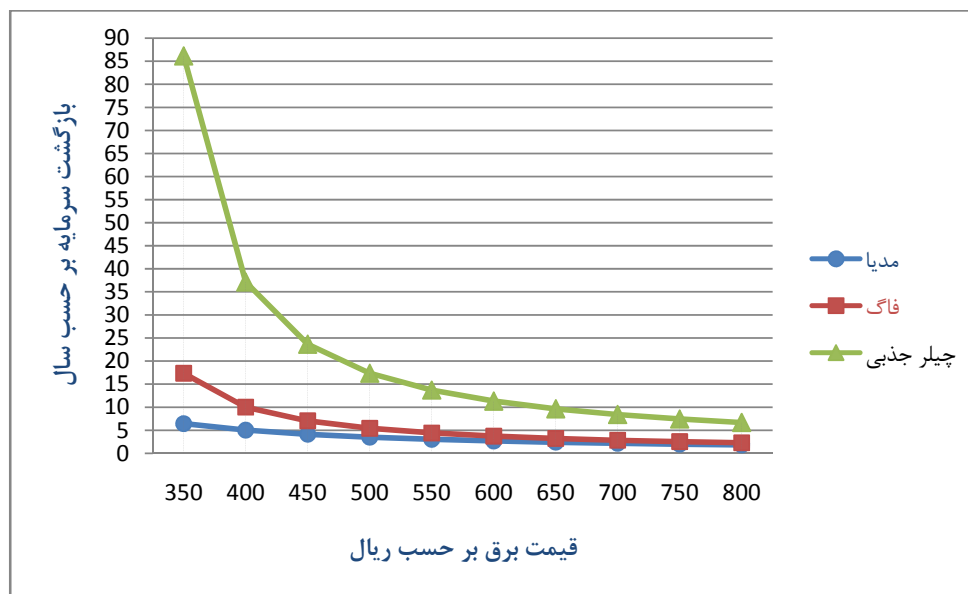
استفاده از چیلر جذبی دو اثره با قیمت دلار ۱۲۰۰۰ ریال و همچنین استفاده از خنک کاری تبخیری فاگ با دلار ۲۵۰۰۰ ریال تا حدودی اقتصادی می باشد.

استفاده از فاگ با دلار ۱۲۰۰۰ ریال و استفاده از خنک‌کاری تبخیری مدیا با هر دو قیمت دلار، کاملاً اقتصادی می‌باشد.

همان‌طور که مشاهده می‌شود، قیمت دلار تاثیر زیادی بر اقتصادی یا غیر اقتصادی بودن استفاده از سیستم‌های خنک‌کاری دارد. همچنین به دلیل این که استفاده از سیستم‌های خنک‌کاری باعث تولید توان اضافه زیادی می‌شود، قیمت برق خریداری شده از نیروگاه نیز تاثیر زیادی بر اقتصادی یا غیر اقتصادی بودن طرح‌ها دارد.

در ادامه به بررسی تاثیر قیمت برق خریداری شده و همچنین قیمت دلار بر روی بازگشت سرمایه طرح‌ها پرداخته می‌شود.

شکل ۵-۶ میزان تغییرات بازگشت سرمایه استفاده از سیستم‌های خنک‌کاری را با تغییر قیمت برق خریداری شده از نیروگاه، نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، تغییر قیمت برق، بیشترین تاثیر را بر روی بازگشت سرمایه چیلر جذبی؛ به دلیل تولید توان اضافه بیشتر نسبت به سایر سیستم‌های خنک‌کاری، و کمترین تاثیر را بر روی بازگشت سرمایه مدیا می‌گذارد.



شکل ۵-۶: نمودار تغییرات بازگشت سرمایه بر حسب دلار ۲۵۰۰۰ ریال با قیمت برق

با دلاری به قیمت ۲۵۰۰۰ ریال، زمانی استفاده از سیستم مدیا کاملاً اقتصادی خواهد بود که قیمت برق بیشتر از ۳۵۰ ریال باشد که در این صورت بازگشت سرمایه کمتر از ۶/۵ سال خواهد بود.

با دلاری به قیمت ۲۵۰۰۰ ریال، زمانی استفاده از سیستم فاگ کاملاً اقتصادی خواهد بود که قیمت برق بیشتر از ۵۰۰ ریال باشد که در این صورت بازگشت سرمایه کمتر از ۵/۵ سال خواهد بود.

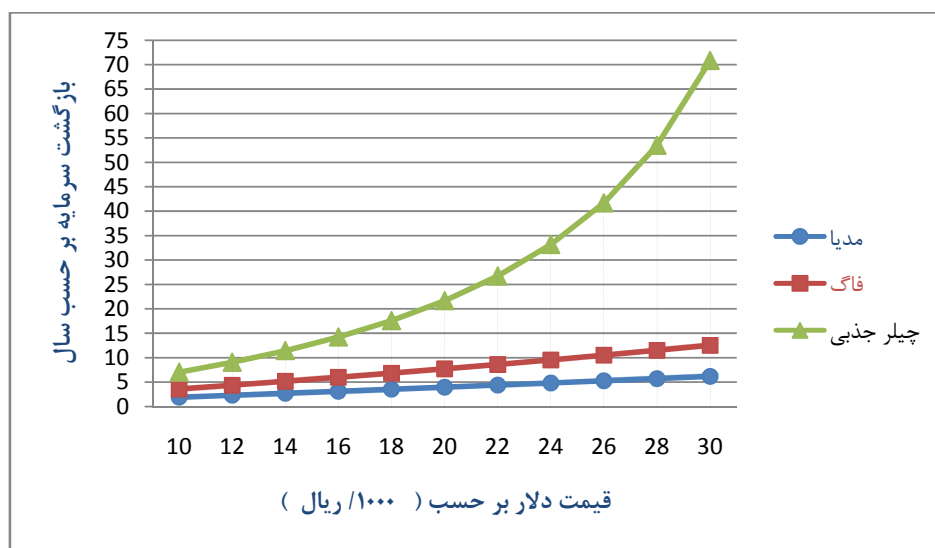
با دلاری به قیمت ۲۵۰۰۰ ریال، زمانی استفاده از سیستم چیلر جذبی کاملاً اقتصادی خواهد بود که قیمت برق بیشتر از ۸۰۰ ریال باشد که در این صورت بازگشت سرمایه کمتر از ۶/۵ سال خواهد بود.

شکل ۷-۵ نشان می‌دهد که تغییر قیمت دلار بیشترین تاثیر را بر روی بازگشت سرمایه چیلر جذبی و کمترین تاثیر را بر روی بازگشت سرمایه مدیا خواهد داشت.

با قیمت برق ۴۰۰ ریال، استفاده از چیلر جذبی با قیمت دلار بیشتر از ۱۴۰۰۰ ریال کاملاً غیر اقتصادی خواهد بود و بازگشت سرمایه آن بیشتر از ۱۱/۵ سال طول خواهد کشید.

با قیمت برق ۴۰۰ ریال، استفاده از فاگ با قیمت دلار بیشتر از ۲۸۰۰۰ ریال کاملاً غیر اقتصادی خواهد بود و بازگشت سرمایه آن بیشتر از ۱۱/۵ سال طول خواهد کشید.

با قیمت برق ۴۰۰ ریال، استفاده از مدیا حتی با قیمت دلار ۳۰۰۰۰ ریال کاملاً اقتصادی خواهد بود و بازگشت سرمایه آن در این صورت ۶/۲ سال طول خواهد کشید.



شکل ۷-۵: نمودار تغییرات بازگشت سرمایه بر حسب قیمت برق ۴۰۰ ریال با قیمت دلار

قیمت توان اضافه تولیدی به ازای یک کیلو وات ساعت تولیدی

قیمت توان اضافه تولیدی نیروگاه به دلیل استفاده از سیستم‌های خنک‌کاری و بدون در نظر گرفتن

هزینه سرمایه گذاری اولیه و برای دلار ۲۵۰۰۰ ریال برابر است با:

توسط فاگ

$$\frac{5419892480 + 6847194217 + 1128000000}{47556864} = 282 \text{ (Rial / kWh)}$$

توسط مدیا برابر با (Rial / kWh) ۱۷۱ می‌باشد.

توسط چیلر جذبی برابر با (Rial / kWh) ۳۱۲ می‌باشد.

۳-۱-۵ تحلیل فنی بکارگیری سه نوع سیستم خنک‌کاری در نیروگاه قم

توان خالص خروجی

همان‌طور که در جدول ۵-۱۰ مشاهده می‌شود بیشترین افزایش در توان خالص خروجی سیکل گازی

و نیروگاه، مربوط به سیکل ترکیبی همراه با سیستم خنک‌کاری چیلر جذبی و بعد از آن فاگ می‌باشد.

جدول ۵-۱۰: میزان افزایش توان در سیکل گازی و نیروگاه با استفاده از سیستم‌های خنک‌کاری

	میزان افزایش توان MWh		درصد افزایش توان %	
	سیکل گازی	نیروگاه	سیکل گازی	نیروگاه
سیستم چیلر جذبی	۱۴۷۴۳/۳۴۴	۶۱۳۳۱/۰۶۲	%۱۶/۲۹	%۱۱/۰۷
سیستم فاگ	۱۱۱۸۳/۹۲۲	۴۷۵۵۶/۸۶۴	%۱۱/۱۵	%۸/۰۸
سیستم مدیا	۹۵۶۵/۴۴۶	۴۰۷۷۳/۰۲	%۹/۵۳	%۶/۹۳

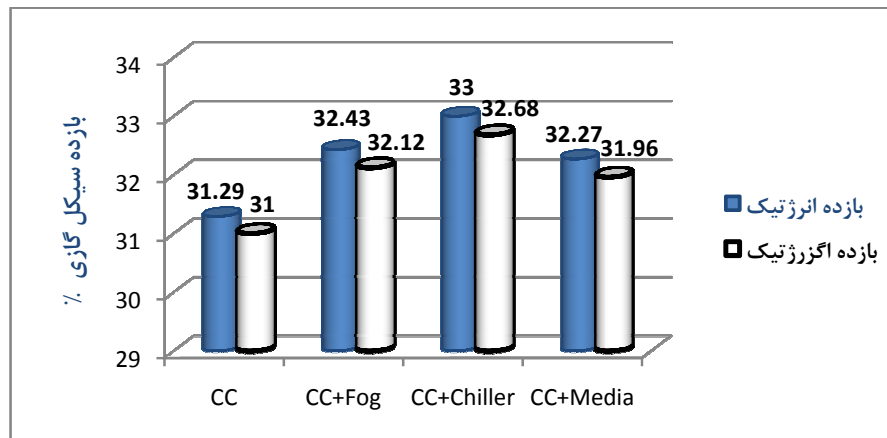
بازده انرژی و انرژی و انرژی

مطابق با شکل ۵-۸، با خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور، بازده انرژی و انرژی و انرژی سیکل گازی

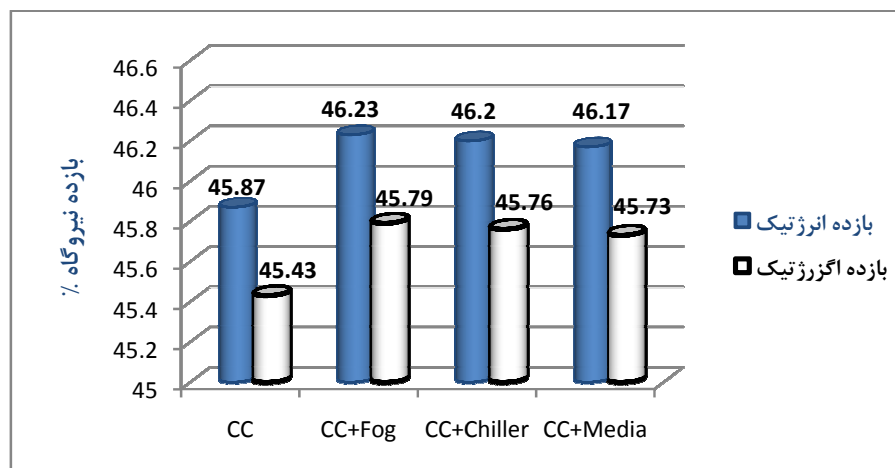
افزایش می‌یابد. بیشترین بازده انرژی و انرژی و انرژی در سیکل ترکیبی همراه با چیلر

جذبی و بعد از آن در سیکل ترکیبی همراه با فاگ اتفاق می‌افتد.

مطابق با شکل ۵-۹، با خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور، بازده انرژی و اگزرتیک نیروگاه افزایش می‌یابد. بیشترین بازده انرژی و اگزرتیک نیروگاه با استفاده از خنک‌کاری فاگ و بعد از آن با استفاده از خنک‌کاری چیلر جذبی اتفاق می‌افتد.



شکل ۵-۸: مقایسه بازده انرژی و اگزرتیک سیکل گازی در سیکل‌های ترکیبی مختلف



شکل ۵-۹: مقایسه بازده انرژی و اگزرتیک نیروگاه در سیکل‌های ترکیبی مختلف

نرخ حرارتی

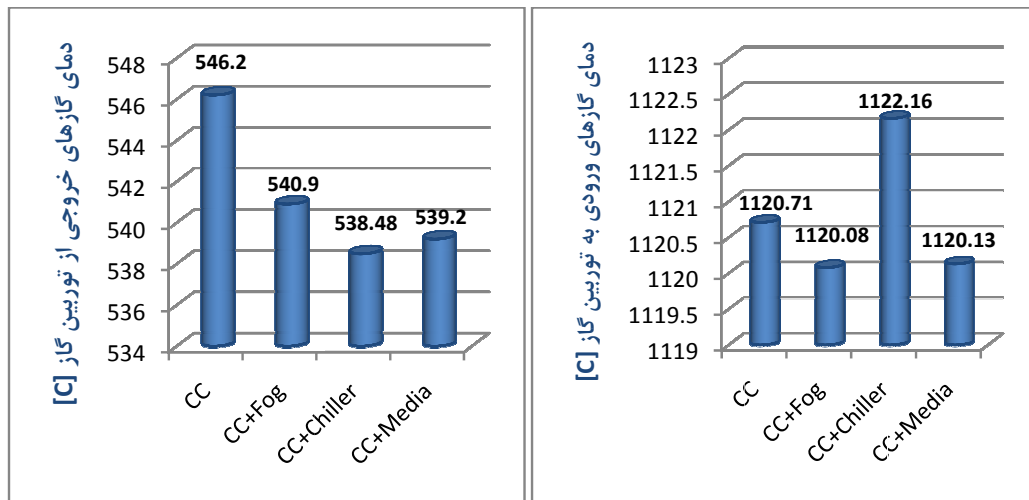
همان‌طور که در جدول ۵-۱۱ مشاهده می‌شود، با خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور، نرخ حرارتی سیکل گازی و نیروگاه کاهش می‌یابد. کمترین نرخ حرارتی در سیکل گازی با استفاده از چیلر جذبی و کمترین نرخ حرارتی نیروگاه با استفاده از فاگ اتفاق می‌افتد.

جدول ۵-۱۱: نرخ حرارتی سیکل گازی و نیروگاه در سیکل‌های ترکیبی مختلف

	نرخ حرارتی سیکل گازی			نرخ حرارتی نیروگاه		
	مقدار kJ/kWh	میزان کاهش kJ/kWh	درصد کاهش %	مقدار kJ/kWh	میزان کاهش kJ/kWh	درصد کاهش %
بدون خنک‌کاری	۱۱۵۰۶/۶	-	-	۷۸۴۸/۹۸	-	-
همراه با چیلر	۱۰۹۰۸/۰۶	۵۹۸/۵۴	٪۵/۰۲	۷۷۹۱/۶۷	۵۷/۳۱	٪۰/۷۳
همراه با فاگ	۱۱۱۰۰/۴۶	۴۰۶/۱۵	٪۳/۵۳	۷۷۸۷/۵۹	۶۱/۳۹	٪۰/۷۸
همراه با مدیا	۱۱۱۵۷/۷۸	۳۴۸/۸۳	٪۳/۰۳	۷۷۹۷/۲۴	۵۱/۷۳	٪۰/۶۳

دمای گازهای ورودی و خروجی از توربین گاز

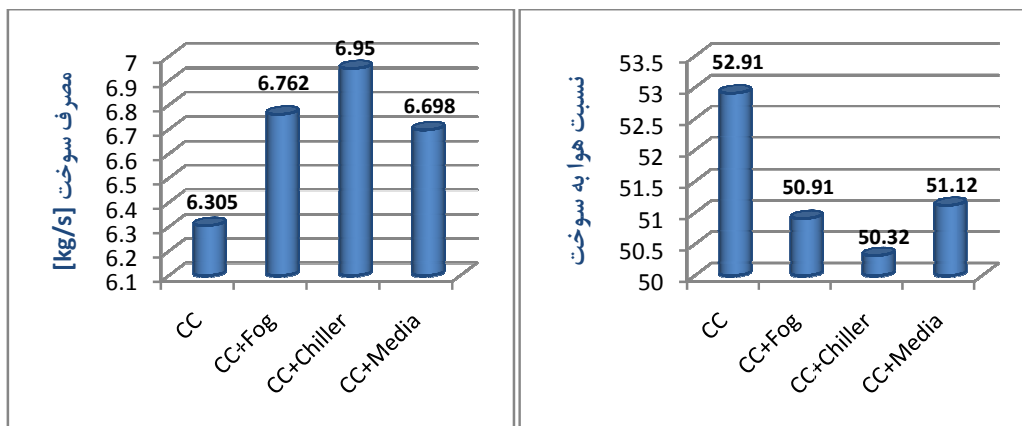
مطابق با شکل ۵-۱۰، با خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور، دمای گازهای خروجی از توربین گاز کاهش می‌یابد که کمترین آن مربوط به خنک‌کاری با چیلر جذبی می‌باشد. بیشترین دمای گازهای ورودی به توربین گاز را سیکل ترکیبی همراه با چیلر جذبی دارا می‌باشد.



شکل ۵-۱۰: مقایسه دمای گازهای ورودی و خروجی از توربین گاز در سیکل‌های ترکیبی مختلف

مصرف سوخت و نسبت هوا به سوخت

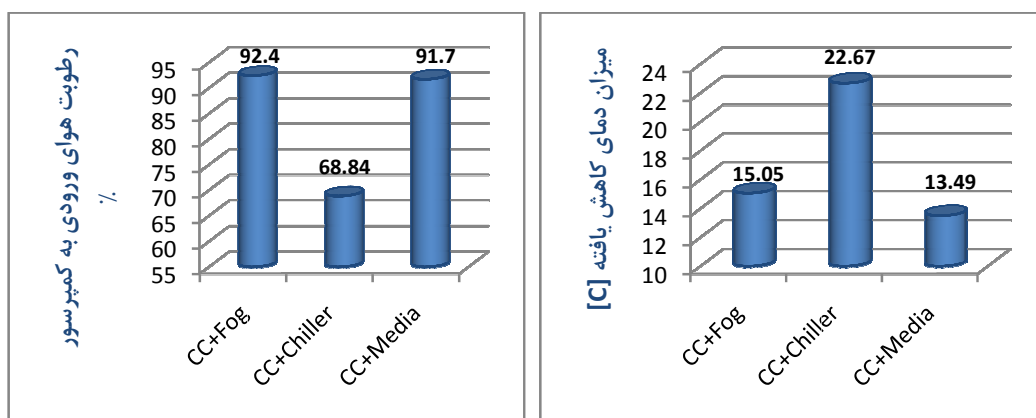
مطابق با شکل ۵-۱۱، با خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور، مصرف سوخت افزایش و نسبت هوا به سوخت کاهش می یابد. بیشترین مصرف سوخت و کمترین نسبت هوا به سوخت مربوط به سیکل ترکیبی همراه با چیلر جذبی می باشد.



شکل ۵-۱۱: مقایسه مصرف سوخت و نسبت هوا به سوخت در سیکل های ترکیبی مختلف

دما و رطوبت نسبی هوای ورودی به کمپرسور

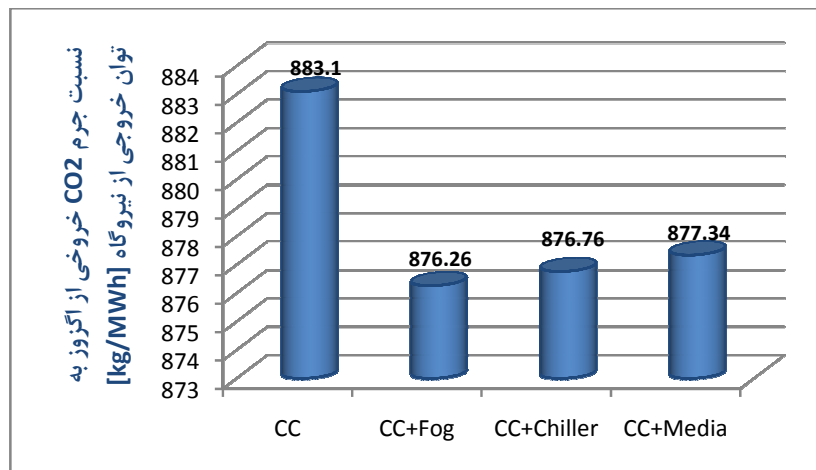
همان طور که در شکل ۵-۱۲ مشاهده می شود، چیلر جذبی و بعد از آن فاگ بیشترین کاهش دما را در هوای ورودی به کمپرسور ایجاد می نماید، همچنین بیشترین و کمترین رطوبت نسبی در هوای ورودی به کمپرسور، به ترتیب در خنک کاری فاگ و چیلر جذبی اتفاق می افتد.



شکل ۵-۱۲: میانگین رطوبت نسبی و میزان دمای کاهش یافته هوای ورودی به کمپرسور در سیکل های مختلف

میزان آلاینده‌ی هوا

مطابق شکل ۵-۱۳، با خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور، میزان آلاینده‌ی هوا نسبت به توان خالص خروجی از نیروگاه کاهش می‌یابد. بیشترین آلاینده‌ی هوا توسط CO_2 خروجی از دودکش، در سیکل ترکیبی، بدون استفاده از خنک‌کاری ایجاد می‌شود و کمترین آلاینده‌ی در سیکل ترکیبی همراه با خنک‌کاری فاگ اتفاق می‌افتد.



شکل ۵-۱۳: میزان آلاینده‌ی هوا در سیکل‌های ترکیبی مختلف

۵-۱-۴ معرفی مناسب‌ترین روش جهت خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور

در بخش‌های قبلی به بررسی فنی و اقتصادی استفاده از سه نوع سیستم خنک‌کاری فاگ، مدیا و چیلر جذبی دو اثره در سیکل گازی و تاثیر آن‌ها بر روی عملکرد سیکل گازی و کل نیروگاه، و همچنین مقایسه آن‌ها با یکدیگر، پرداخته شد.

در این بخش با توجه به بررسی‌های انجام شده در بخش‌های قبلی، و معیارهای ارزش گذاری برای اولویت‌بندی طرح‌ها که در ادامه به آن پرداخته خواهد شد، بهترین و مناسب‌ترین روش برای خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور برای سیکل گازی نیروگاه قم، انتخاب خواهد شد.

جدول ۵-۱۲ و جدول ۵-۱۳ به مقایسه تاثیر استفاده از سه نوع سیستم خنک کاری فاک، مدیا و چیلر جذبی؛ بر روی برخی از پارامترهای مهم در سیکل گازی و نیروگاه، با یکدیگر پرداخته است و همچنین جدول ۵-۱۲ مناسبترین و نامناسبترین آنها را به ترتیب با اعداد ۱ تا ۳ رتبه‌بندی و مشخص کرده است.

در جدول ۵-۱۴ برخی از مهمترین معیارهای ارزش‌گذاری برای اولویت‌بندی طرح‌های خنک‌کاری، به ترتیب اهمیت آمده است [۱۷] و سه نوع سیستم خنک‌کاری با توجه به این معیارها مقایسه شده‌اند. با توجه به بررسی‌های فنی و اقتصادی صورت گرفته در بخش‌های قبلی این فصل، و همچنین با توجه به جدول ۵-۱۲ و جدول ۵-۱۳ و جدول ۵-۱۴، سیستم خنک‌کاری فاک، هم از دیدگاه انرژی و امکان ایجاد بهبود در عملکرد توربین، افزایش راندمان نیروگاه از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک و هم از لحاظ اقتصادی، بهترین و مناسبترین طرح برای خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور برای سیکل گازی نیروگاه قم می‌باشد.

جدول ۵-۱۲: مقایسه تاثیر استفاده از سه سیستم خنک‌کاری بر روی نیروگاه با یکدیگر و رتبه‌بندی آنها

خنک‌کاری مدیا	خنک‌کاری فاک	خنک‌کاری چیلر جذبی	پارامترها
۳	۲	۱	بیشترین توان خالص خروجی سیکل گازی
۳	۲	۱	بیشترین توان خالص خروجی نیروگاه
۳	۲	۱	بیشترین بازده انرژی سیکل گازی
۳	۲	۱	بیشترین بازده انرژی سیکل گازی
۳	۱	۲	بیشترین بازده انرژی نیروگاه
۳	۱	۲	بیشترین بازده انرژی نیروگاه
۳	۲	۱	کمترین نرخ حرارتی سیکل گازی
۳	۱	۲	کمترین نرخ حرارتی نیروگاه
۱	۲	۳	کمترین مصرف سوخت
۳	۱	۲	کمترین میزان آلاینده‌گی هوا
۱	۲	۳	کمترین بازگشت سرمایه
۱	۲	۳	کمترین قیمت توان اضافه تولیدی

جدول ۵-۱۳: مقایسه تاثیر استفاده از سه سیستم خنک کاری بر روی نیروگاه با یکدیگر

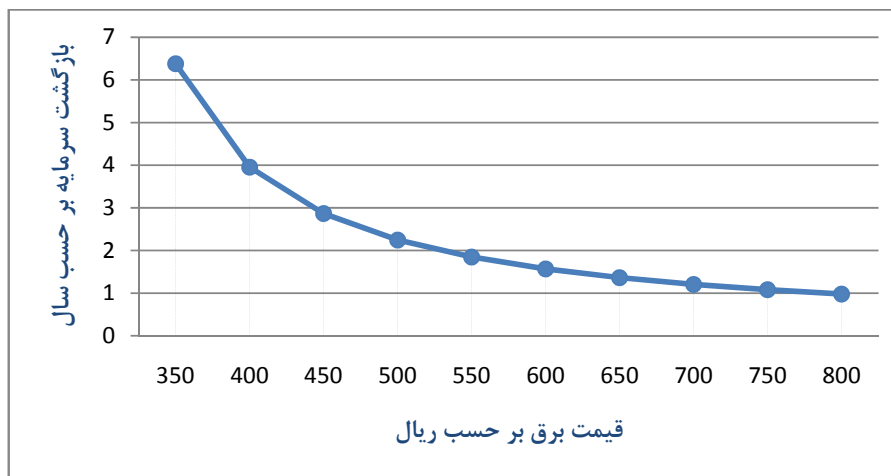
مدیا	فاگ	چیلر جذبی	پارامترها
۹۹	۱۰۰/۴	۱۰۴/۶	توان خالص خروجی سیکل گازی (MW)
۵۶۶/۶	۵۷۲/۹	۵۸۸/۶	توان خالص خروجی نیروگاه (MW)
۳۲/۳	۳۲/۴	۳۳	بازده انرژی سیکل گازی (%)
۳۲	۳۲/۱	۳۲/۷	بازده انرژی سیکل گازی (%)
۴۶/۱	۴۶/۳	۴۶/۲	بازده انرژی نیروگاه (%)
۴۵/۷	۴۵/۸	۴۵/۷۶	بازده انرژی نیروگاه (%)
۱۱۱۵۷/۷۸	۱۱۱۰۰/۴۶	۱۰۹۰۸/۰۶	نرخ حرارتی سیکل گازی (kJ/kWh)
۷۷۹۷/۲۴	۷۷۸۷/۵۹	۷۷۹۱/۶۷	نرخ حرارتی نیروگاه (kJ/kWh)
۶/۷	۶/۷۶	۶/۹۵	مصرف سوخت (kg/s)
۸۷۷/۳۴	۸۷۶/۲۶	۸۷۶/۷۶	میزان آلاینده‌گی هوا (kg/MWh)
۵	۱۰	۳۷	بازگشت سرمایه (سال)
۱۷۱	۲۸۲	۳۱۲	قیمت توان اضافه تولیدی (Rial/kWh)

جدول ۵-۱۴: مقایسه سه سیستم خنک کاری با توجه به معیارهای ارزش گذاری طرح های خنک کاری

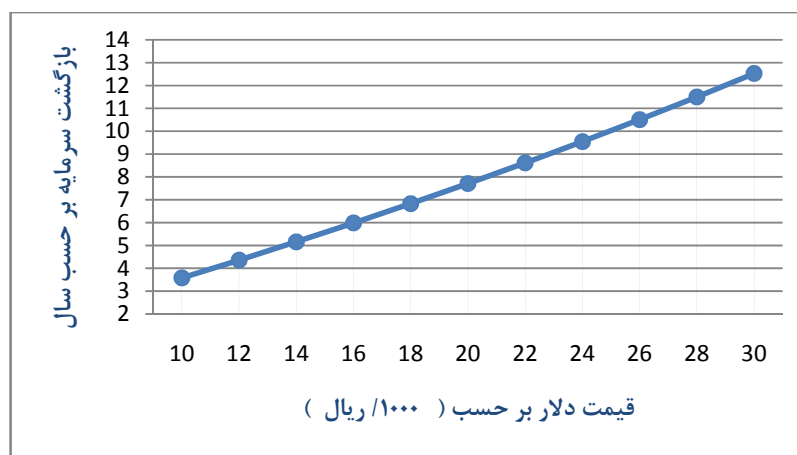
	پارامترها	مدیا	فاگ	چیلر جذبی
۱	هزینه سرمایه گذاری اولیه	۱	۲	۳
۲	ریسک آسیب پذیری واحد به دلیل نصب سیستم خنک کاری	۳	۲	۱
۳	حداقل تغییرات در واحد سیکل ترکیبی	۱	۱	۲
۴	کمترین مصرف آب	۲	۳	۱
۵	سهولت دسترسی به قطعات یدکی	۲	۳	۱
۶	سهولت بهره برداری و نگهداری واحد	۱	۲	۳
۷	سهولت اجرای پروژه تا زمان راه اندازی	۲	۱	۳

شکل ۵-۱۴ تاثیر تغییر قیمت برق و شکل ۵-۱۵ تاثیر تغییر قیمت دلار را بر روی زمان بازگشت

سرمایه سیستم فاگ نشان می دهد.



شکل ۱۴-۵: نمودار تغییرات بازگشت سرمایه فاک بر حسب دلار ۱۲۰۰۰ ریال با قیمت برق



شکل ۱۵-۵: نمودار تغییرات بازگشت سرمایه فاک بر حسب قیمت برق ۴۰۰ ریال با قیمت دلار

۲-۵ بهبود عملکرد سیکل گازی در ۶ ماه سرد سال

۱-۲-۵ مقدمه

در فصل سوم به بررسی تاثیر تغییرات سطوح بار توربین گاز بر روی عملکرد سیکل گازی و نیروگاه پرداخته شد. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش درصد بار توربین گاز، بازده انرژی و اگزرژی سیکل

گازی و نیروگاه افزایش می‌یابد، به طوری که به ازای ۵ درصد افزایش بار، بازده انرژی و انرژی سیکل گازی به اندازه ۲/۰۶ درصد افزایش می‌یابد.

با افزایش درصد بار توربین گاز، دمای خروجی از محفظه احتراق و ورودی به توربین، دبی هوای ورودی به کمپرسور، نسبت فشار کمپرسور و توربین افزایش می‌یابد، در نتیجه هزینه‌های تعمیر و نگهداری سالیانه سیکل گازی (شامل کمپرسور، توربین گاز و محفظه احتراق) که تابعی از این پارامترها می‌باشد، افزایش می‌یابد.

با افزایش درصد بار توربین گاز، میزان تخریب انرژی و در نتیجه هزینه تخریب انرژی سیکل گازی افزایش می‌یابد. به ازای ۵ درصد افزایش بار، به طور متوسط میزان تخریب انرژی حدود ۴/۲۲ درصد (۴/۲۲ MW) افزایش می‌یابد. همچنین به ازای ۵ درصد افزایش بار توربین گاز، به طور متوسط ۵/۲۱۴ درصد (حدود ۱۰۰۰ kg/h) دبی سوخت مصرفی توربین گاز و در نتیجه هزینه سوخت مصرفی افزایش می‌یابد و در نتیجه موارد گفته شده، با افزایش درصد بار توربین گاز، هزینه سالیانه توربین گاز افزایش می‌یابد.

در شش ماه سرد سال (اول آبان تا آخر فرودین)، به دلیل این که میزان مصرف برق خانوارها به نسبت شش ماه گرم سال کاهش چشمگیری پیدا می‌کند، در نتیجه میزان تقاضای برق از نیروگاه‌ها در داخل کشور کاهش پیدا می‌کند.

با توجه به مطالب گفته شده، اولویت اصلی در شش ماه سرد سال، افزایش بازده انرژی سیکل گازی و کاهش هزینه‌های سالیانه آن می‌باشد. در ادامه این فصل، به بهینه‌سازی دو هدفه سیکل گازی نیروگاه قم توسط الگوریتم ژنتیک و با استفاده از کد نویسی در نرم‌افزار مطلب، پرداخته خواهد شد.

۵-۲-۲ الگوریتم ژنتیک

الگوریتم ژنتیک یک روش جستجوی احتمالی است که از شبیه‌سازی تکامل زیستی و طبیعی مانند وراثت و جهش^۱ استفاده می‌کند. الگوریتم ژنتیک که به‌عنوان یکی از روش‌های تصادفی بهینه‌یابی شناخته شده، توسط جان هولاند^۲ در سال ۱۹۷۰ ابداع شده‌است. منظور از الگوریتم نیز مجموعه‌ای از دستورهایست که تکرار آن‌ها به حل مسائل می‌انجامد. این الگوریتم یک روش جستجوی موثر در فضاهای بسیار بزرگ است که در نهایت منجر به جهت‌گیری به سمت پیدا کردن یک جواب بهینه می‌گردد که شاید نتوان در مدت زمان‌های بسیار طولانی به آن دست یافت. یکی از تفاوت‌های اصلی الگوریتم ژنتیک با روش‌های قدیمی این است که، الگوریتم ژنتیک با جمعیت یا مجموعه‌ای از نقاط در هر لحظه کار می‌کند در حالی که در روش‌های قدیمی، بهینه‌سازی تنها برای یک نقطه خاص عمل می‌شود. این بدان معنا است که الگوریتم ژنتیک تعداد زیادی از طرح‌ها را مورد پردازش قرار می‌دهد. نکته دیگر این است که اصول الگوریتم ژنتیک بر پردازش تصادفی یا به تعبیر صحیح‌تر پردازش تصادفی هدایت شده، استوار است. در الگوریتم ژنتیک، هر جواب ممکن، توسط دنباله‌ای از ژن‌ها^۳، که کروموزوم^۴ نام دارد، نمایش داده می‌شود. هر مرحله از انتخاب^۵ در یک مقطع زمانی خاص را نسل^۶، و مجموعه‌ای از کروموزوم‌ها در هر نسل را جمعیت^۷ می‌گویند.

پس از تعریف تابع هدف، جمعیت آغازین تولید می‌شود. این جمعیت آغازین با توجه به تابع هدف (تابع تناسب یا برازندگی^۸) ارزیابی شده و به هر کدام از کروموزوم‌ها، رتبه‌ای براساس درجه برازندگی

¹ Mutation

² John Holland

³ Gene

⁴ Chromosome

⁵ Selection

⁶ Generation

⁷ Population

⁸ Fitness Function

آن‌ها تخصیص می‌یابد. در صورت عدم ارضای معیار مورد نظر مسئله، چرخه تولید نسل، با هدف بهبود جواب‌ها، انجام می‌گیرد. به طور خلاصه در هر نسل به گونه‌های بهتر فرصت تولید مثل داده شده و گونه‌های دارای خصوصیات نامطلوب به تدریج از بین می‌روند [۳۴].

الگوریتم ژنتیک از سه نوع قانون (عملگر ژنتیکی) در هر مرحله برای تولید نسل بعد استفاده می‌کند.

❖ قوانین انتخاب و تولید مثل^۱: افرادی را به عنوان والد انتخاب می‌کند که به جمعیت نسل بعد منجر می‌شود.

❖ قوانین جفت‌گیری^۲ (تقاطع): والد را با هم ترکیب می‌کند تا فرزندان برای نسل بعدی تشکیل شود.

❖ قوانین جهش: تغییرات اتفاقی در افراد والد برای تولید نسل بعد را بکار می‌بندد.

۵-۲-۳ مدل‌سازی ترمودینامیکی سیکل گازی

برای بهینه‌سازی سیکل گازی و بدست آوردن توابع هدف، نیاز به مدل‌سازی ترمودینامیکی سیکل و تحلیل انرژی و اگزرژی و ترمواکونومیک آن می‌باشد.

تحلیل انرژی و اگزرژی سیکل گازی

کمپرسور هوا

شرایط هوای ورودی به کمپرسور؛ که برابر میانگین شرایط محیط در شش ماه سرد سال می‌باشد، در جدول ۵-۱۵ مشخص شده است.

جدول ۵-۱۵: شرایط هوای ورودی به کمپرسور

رطوبت نسبی	فشار	دما	
$\phi = 50\%$	$P_1 = 0.901 \text{ bar}$	$T_1 = 283 \text{ K}$	شرایط هوای ورودی به کمپرسور

¹ Reproduction

² Mating

توان خروجی از کمپرسور به صورت زیر بدست می‌آید.

$$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_a \times (C_{P,a} + \omega \times C_{P,w}) \times (T_r - T_1) , \quad \dot{m}_a + \dot{m}_w = \dot{m}_1 \quad (2-5)$$

$$T_r = T_1 \times \left[1 + \frac{1}{\eta_{AC}} \times (r_{AC}^{\gamma_a} - 1) \right] , \quad \gamma_a = 1/39 , \quad r_{AC} = \frac{P_r}{P_1}$$

$\dot{m}_a$: دبی جرمی هوای خشک ورودی به کمپرسور

$\dot{m}_1$: دبی جرمی هوای مرطوب ورودی به کمپرسور

$C_{P,a}$ ظرفیت حرارتی هوای خشک در فشار ثابت می‌باشد و تابع دما بوده و از رابطه (3-5) بدست

می‌آید [21].

$$C_{P,a} \text{ (kJ/kg.K)} = \frac{\bar{C}_{P,a} \left(T = \frac{T_1 + T_r}{2} \right)}{M_a} \quad (3-5)$$

$$= \frac{28/11 + 0/1967 \times 10^{-7} \times T + 0/48.2 \times 10^{-5} \times T^2 - 1/966 \times 10^{-9} \times T^3}{28/97}$$

$C_{P,w}$ ظرفیت حرارتی بخار آب در فشار ثابت می‌باشد و تابع دما بوده و از رابطه (4-5) بدست می‌آید

[21].

$$C_{P,w} \text{ (kJ/kg.K)} = \frac{\bar{C}_{P,H_2O} \left(T = \frac{T_1 + T_r}{2} \right)}{M_w} \quad (4-5)$$

$$= \frac{28/11 + 0/1967 \times 10^{-7} \times T + 0/48.2 \times 10^{-5} \times T^2 - 1/966 \times 10^{-9} \times T^3}{18/0.15}$$

ω نسبت رطوبت هوای ورودی می‌باشد که از روابط (5-5) بدست می‌آید.

$$P_1 = P_v + P_a , \quad \phi = \frac{P_v}{P_g} \rightarrow \omega = 0/622 \times \frac{P_v}{P_a} = 0/0.427 \quad (5-5)$$

که P_g فشار اشباع بخار در دمای T_1 می‌باشد و از جداول ترمودینامیکی بدست می‌آید.

اگر رژی هوای ورودی به کمپرسور به صورت رابطه (6-5) بدست می‌آید.

$$\dot{E}x_1 = \dot{m}_a (ex_1^{ch} + ex_1^{ph}), ex_1^{ph} = .$$

$$ex_1^{ch} = \frac{\bar{ex}_1^{ch}}{M_a} = \frac{1}{M_a} \sum_{i=1}^n y_i \times \bar{ex}_i^{ch} + (\bar{R} \times T_1) \sum_{i=1}^n y_i \times \ln(y_i) = \frac{5/257}{M_a} \quad (6-5)$$

اگر رژی هوای خروجی از کمپرسور به صورت رابطه (۷-۵) بدست می آید [۸].

$$\dot{E}x_r = \dot{m}_a (ex_r^{ch} + ex_r^{ph}), ex_r^{ph} = \frac{\bar{ex}_r^{ph}}{M_a} \quad (7-5)$$

$$\bar{ex}_r^{ph} = (\bar{C}_{p,a} + \omega \times \bar{C}_{p,w}) \times T_1 \times \left[\frac{T_r}{T_1} - 1 - \ln\left(\frac{T_r}{T_1}\right) \right] + (1 + 1/6.7 \times \omega) \times \bar{R} \times T_1 \times \ln\left(\frac{P_r}{P_1}\right)$$

محفظه احتراق

موازنه انرژی حول محفظه احتراق به صورت رابطه (۸-۵) می باشد.

$$\dot{m}_a \times h_r + \eta_{cc} \times \dot{m}_{Fuel} \times LHV = \dot{m}_g \times h_p$$

$$\frac{P_r}{P_1} = 1 - \Delta P_{cc}, \Delta P_{cc} = 0.04 \quad (8-5)$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{Fuel} + \dot{m}_1$$

$$LHV = 4580.7 \text{ kJ/kg}, \eta_{cc} = 0.98$$

که h_p و h_r از رابطه (۹-۵) بدست می آید.

$$h_r = (C_{p,a} + \omega \times C_{p,w}) \times (T_r - T_1)$$

$$h_p = C_{p,g} \times (T_p - T_1), C_{p,g} = C_{p,g}(T = \frac{T_r + T_1}{2}) \quad (9-5)$$

واکنش احتراق به صورت روابط (۱۰-۵) و (۱۱-۵) می باشد.

$$\lambda [0.1876 CH_4 + 0.048 C_2H_6 + 0.177 C_3H_8 + 0.007 C_4H_{10} + 0.0024 C_5H_{12} + 0.0007 C_6H_{14} + 0.0001 CO_2 + 0.047 N_2] + 78/41 N_2 + 20/9 O_2 + 0.69 H_2O \quad (10-5)$$

$$\longrightarrow (1 + \lambda) [y_{N_2} \times N_2 + y_{CO_2} \times CO_2 + y_{H_2O} \times H_2O + y_{O_2} \times O_2]$$

$$\lambda = \frac{\dot{n}_{\text{Fuel}}}{\dot{n}_1}, \quad \dot{n}_{\text{Fuel}} = \frac{\dot{m}_{\text{Fuel}}}{M_{\text{Fuel}}}, \quad M_{\text{Fuel}} = 18 / 29 (\text{kg} / \text{kmol})$$

$$\dot{n}_1 = \frac{\dot{m}_1}{M_1}, \quad M_1 = 28 / 44 (\text{kg} / \text{kmol})$$

$$y_{N_2} = \frac{0.47\lambda + 78/41}{1 + \lambda}, \quad y_{CO_2} = \frac{1/0.711\lambda}{1 + \lambda} \quad (11-5)$$

$$y_{H_2O} = \frac{2/0.221\lambda + 0.69}{1 + \lambda}$$

$$y_{O_2} = \frac{0.21\lambda + 21/245}{1 + \lambda} - y_{CO_2} - 0.5 y_{H_2O}$$

اگر رژی محصولات احتراق خروجی از محفظه احتراق به صورت رابطه (12-5) بدست می آید.

$$\dot{E}_{X_r} = \dot{m}_g \times (ex_g^{\text{ch}} + ex_r^{\text{ph}}), \quad ex_g^{\text{ch}} = \frac{\overline{ex}_g^{\text{ch}}}{M_g}$$

$$M_g = 44 y_{CO_2} + 28 y_{N_2} + 18 y_{H_2O} + 32 y_{O_2} \quad (12-5)$$

$$\overline{ex}_r^{\text{ph}} = C_{p,g} \times T_1 \times \left[\frac{T_r}{T_1} - 1 - \ln\left(\frac{T_r}{T_1}\right) \right] + \bar{R} \times T_1 \times \ln\left(\frac{P_r}{P_1}\right)$$

توربین گاز

توان خروجی از توربین گاز با استفاده از رابطه (13-5) بدست می آید.

$$\dot{W}_T = \dot{m}_g \times C_{p,g} \times (T_r - T_f)$$

$$C_{p,g} = C_{p,g} \left(T = \frac{T_r + T_f}{2} \right)$$

(13-5)

$$T_f = T_r \times \left\{ 1 - \eta_T \times \left[1 - \left(\frac{1}{r_T} \right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} \right] \right\}, \quad r_T = \frac{P_f}{P_r}$$

$$\gamma_g = y_{N_2} \times 1/341 + y_{CO_2} \times 1/181 + y_{H_2O} \times 1/327 + y_{O_2} \times 1/313]$$

اگر رژی محصولات احتراق خروجی از توربین گاز به صورت رابطه (14-5) بدست می آید.

$$\begin{aligned}\dot{Ex}_f &= \dot{m}_g \times (ex_g^{ch} + ex_f^{ph}) \\ \overline{ex}_f^{ph} &= C_{p,g} \times T_1 \times \left[\frac{T_f}{T_1} - 1 - \ln\left(\frac{T_f}{T_1}\right) \right] + \bar{R} \times T_1 \times \ln\left(\frac{P_f}{P_1}\right) \\ C_{p,g} &= C_{p,g} \left(T = \frac{T_f + T_1}{2} \right)\end{aligned}\quad (15-5)$$

جدول ۱۶-۵ نحوه بدست آوردن $C_{p,g}$ محصولات احتراق را نشان می‌دهد [۲۱].

توان خالص خروجی از سیکل گازی به صورت زیر بدست می‌آید.

$$\dot{W}_{Net} = \eta_{Gen} \times (\dot{W}_T - \dot{W}_{AC}) , \quad \eta_{Gen} = 0.985 \quad (16-5)$$

بازده انرژی سیکل گازی از رابطه (۱۷-۵) بدست می‌آید.

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{Net}}{\dot{m}_{Fuel} \times LHV} \quad (17-5)$$

جدول ۱۶-۵: نحوه بدست آوردن $C_{p,g}$ محصولات احتراق

	$\bar{C}_p(kJ / kmol.K) = a + b \times T + c \times T^2 + d \times T^3$				
	a	b	c	d	رنج دمایی (K)
N_2	۲۸/۹	-0.1571×10^{-2}	0.81×10^{-5}	-2.873×10^{-9}	۲۷۳ - ۱۸۰۰
O_2	۲۵/۴۸	1.52×10^{-2}	-0.7155×10^{-5}	1.312×10^{-9}	۲۷۳ - ۱۸۰۰
CO_2	۲۲/۲۶	5.981×10^{-2}	-3.501×10^{-5}	7.469×10^{-9}	۲۷۳ - ۱۸۰۰
H_2O	۳۲/۲۴	0.1923×10^{-2}	1.055×10^{-5}	-3.595×10^{-9}	۲۷۳ - ۱۸۰۰
$C_{p,g} = \frac{\bar{C}_{p,g}}{M_g} = \frac{y_{N_2} \times \bar{C}_{p,g,N_2} + y_{CO_2} \times \bar{C}_{p,g,CO_2} + y_{H_2O} \times \bar{C}_{p,g,H_2O} + y_{O_2} \times \bar{C}_{p,g,O_2}}{M_g}$					

میزان کل تخریب انرژی سیکل گازی به صورت زیر بدست می‌آید.

$$\begin{aligned}Ex_{Des} &= \dot{Ex}_{Fuel} - \dot{W}_{net} \\ \dot{Ex}_{Fuel} &= \dot{m}_{Fuel} \times ex_{Fuel} \\ ex_{Fuel} &= 46254 \text{ kJ / kg}\end{aligned}\quad (18-5)$$

تحلیل ترمواکونومیک سیکل گازی

ترمواکونومیک شاخه‌ای از مهندسی است که تحلیل انرژی و علم اقتصاد را با هم ترکیب می‌کند تا طراحی سیستم‌های مهندسی از لحاظ فنی و اقتصادی موثر باشد. معمولاً واژه انرژی‌واکونومیک معادل ترمواکونومیک می‌باشد.

هزینه‌گذاری انرژی:

در یک سیستم پایدار که در معرض جریان‌های انرژی، شامل انتقال حرارت، کار و جریان جرمی قرار می‌گیرد، متناظر با آن‌ها جریان انرژی نیز برقرار شده و روشی تحت عنوان هزینه‌گذاری انرژی ارائه می‌گردد که در این روش متناسب با هر جریان انرژی هزینه‌ای در نظر گرفته می‌شود.

$$\dot{C}_j (\$/s) = c_j \times \dot{E}x_j \quad (19-5)$$

ضریب c_j ، هزینه متوسط بر واحد انرژی بوده و واحد آن $\$/kJ$ می‌باشد.

موازنه هزینه انرژی برای یک سیستم در شرایط پایدا به صورت زیر می‌باشد.

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k \quad (20-5)$$

به عبارت دیگر مجموع هزینه‌های انرژی خروجی برابر با مجموع کل انرژی‌های ورودی می‌باشد.

$$\sum_e (c_e \times \dot{E}x_e)_k + c_{w,k} \times \dot{W}_k = c_{q,k} \times \dot{E}x_{q,k} + \sum_i (c_i \times \dot{E}x_i)_k + \dot{Z}_k$$

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_{CI} + \dot{Z}_{OM} = \frac{Z_k \times CRF \times \varphi}{N \times 3600}, \quad \varphi = 1/0.6$$

(21-5)

$$\dot{Z}_{OM} = \frac{Z_k \times CRF \times (\varphi - 1)}{N \times 3600}$$

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

مقادیر ضرایب c_k برای جریان‌های مشابه یکسان فرض می‌شود. CRF یک پارامتر اقتصادی است که

برای تخمین عمر تجهیزات به کار می‌رود و ضریب بازگشت سرمایه نامیده می‌شود. i نرخ بهره و n

تعداد سال‌های مورد بهره‌برداری از نیروگاه می‌باشد. $\dot{Z}_k$ نرخ مربوط به هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه و تعمیر و نگهداری و Φ ضریب تعمیر و نگهداری می‌باشد. N تعداد ساعت‌های کارکرد سیکل می‌باشد، که در این پایان‌نامه به دلیل این که بهینه‌سازی برای شش ماه از سال انجام می‌گیرد، ۴۰۰۰ ساعت در نظر گرفته شده است. در این پایان‌نامه فقط هزینه تعمیر و نگهداری سالیانه در نظر گرفته شده است که برای اجزای مختلف سیکل گازی با استفاده از روابط (۲۲-۵)، (۲۳-۵) و (۲۴-۵) بدست می‌آید [۳۵].

$$\text{Air Compressor: } Z_{AC}(\$) = \frac{c_{11} \times \dot{m}_1}{c_{12} - \eta_{AC}} \times r_{AC} \times \ln(r_{AC}) \quad (22-5)$$

$$c_{11} = 71/1 \frac{\$}{\text{kg/s}}, \quad c_{12} = 0/9$$

$$\text{Combustor Chamber: } Z_{CC}(\$) = \frac{c_{21} \times \dot{m}_1}{c_{22} - \frac{P_r}{P_f}} \times [1 + e^{(c_{23} \times T_r - c_{24})}] \quad (23-5)$$

$$c_{21} = 46/0.8 \frac{\$}{\text{kg/s}}, \quad c_{22} = 0/995, \quad c_{23} = 0/0.18 \text{K}^{-1}, \quad c_{24} = 26/4$$

$$\text{Turbine: } Z_T(\$) = \frac{c_{31} \times \dot{m}_g}{c_{32} - \eta_T} \times \ln\left(\frac{P_r}{P_f}\right) \times [1 + e^{(c_{33} \times T_r - c_{34})}] \quad (24-5)$$

$$c_{31} = 479/34 \frac{\$}{\text{kg/s}}, \quad c_{32} = 0/92, \quad c_{33} = 0/0.36 \text{K}^{-1}, \quad c_{34} = 54/4$$

هزینه سوخت مصرفی در محفظه احتراق با استفاده از رابطه (۲۵-۵) بدست می‌آید. برای این کار قیمت هر متر مکعب گاز طبیعی ۷۰۰ ریال، و قیمت دلار ۲۵۰۰۰ ریال در نظر گرفته شده است.

$$c_f = \frac{700}{25000 \times 34251} = 8/17 \times 10^{-7} \$ / \text{kJ} \quad (25-5)$$

$$\dot{C}_f (\$/s) = c_f \times \dot{m}_{\text{Fuel}} \times \text{LHV}$$

با نوشتن موازنه هزینه اگزورژی برای اجزای سیکل گازی، ضرایب c_k بدست می‌آید.

$$\text{Air Compressor : } c_1 \dot{E}x_1 + \dot{Z}_{AC} + c_f \dot{W}_{AC} = c_r \dot{E}x_r \quad , \quad c_1 = c_r \quad (26-5)$$

$$\text{Combustor Chamber : } c_r \dot{E}x_r + \dot{Z}_{CC} + c_f \dot{E}x_{Fuel} = c_r \dot{E}x_r \quad (27-5)$$

$$\text{Turbine : } c_r \dot{E}x_r + \dot{Z}_T = c_\delta \dot{W}_T + c_f \dot{E}x_f \quad (28-5)$$

$$c_r = c_f \quad , \quad c_\delta = c_f$$

هزینه تخریب اگزرژی سیکل از رابطه زیر بدست می‌آید.

$$\dot{C}_{D,k} = \sum c_{F,k} \times \dot{E}x_{D,k} \quad , \quad c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}x_{F,k}} \quad (29-5)$$

که $\dot{E}x_D$ میزان تخریب اگزرژی اجزا و $c_{F,k}$ هزینه متوسط بر واحد اگزرژی سوخت (منابع تولید محصول) می‌باشد که برای اجزای مختلف سیکل از روابط زیر بدست می‌آیند.

$$\text{Air Compressor : } \dot{C}_{D,AC} = c_{F,AC} \times \dot{E}x_{D,AC} \quad (30-5)$$

$$\dot{E}x_{D,AC} = \dot{E}x_1 + \dot{W}_{AC} - \dot{E}x_r \quad , \quad c_{F,AC} = c_f$$

$$\text{Combustor Chamber : } \dot{C}_{D,CC} = c_{F,CC} \times \dot{E}x_{D,CC}$$

$$\dot{E}x_{D,CC} = \dot{E}x_r + \dot{E}x_{Fuel} - \dot{E}x_r \quad , \quad c_{F,AC} = \frac{\dot{C}_f + c_r \times \dot{E}x_r}{\dot{E}x_r + \dot{E}x_{Fuel}} \quad (31-5)$$

$$\text{Turbine : } \dot{C}_{D,T} = c_{F,T} \times \dot{E}x_{D,T}$$

$$\dot{E}x_{D,T} = \dot{E}x_r - \dot{W}_T - \dot{E}x_f \quad , \quad c_{F,T} = c_r \quad (32-5)$$

برای بدست آوردن ضرایب c_k ، معادلات (26-5)، (27-5) و (28-5) را به صورت ماتریس 6×6

درآورده و توسط کدنویسی در نرم‌افزار مطلب آن‌ها را بدست می‌آوریم.

$$\begin{bmatrix} -\dot{E}x_1 & \dot{E}x_r & 0 & 0 & 0 & -\dot{W}_{AC} \\ 0 & -\dot{E}x_r & \dot{E}x_r & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\dot{E}x_r & \dot{E}x_f & \dot{W}_T & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} c_1 \\ c_r \\ c_r \\ c_f \\ c_\delta \\ c_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{Z}_{AC} \\ \dot{Z}_{CC} + \dot{C}_f \\ \dot{Z}_T \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

۵-۲-۴ بهینه‌سازی چند هدفه سیکل گازی

مسئله بهینه‌سازی در واقع یافتن جواب یا جواب‌هایی بر روی یک مجموعه از گزینه‌های امکان پذیر، با هدف بهینه کردن معیار یا معیارهای مسئله است. مسئله بهینه‌سازی چند هدفه برخاسته از روش‌های تصمیم‌گیری در دنیای واقعی است که شخص تصمیم گیرنده با مجموعه‌ای از اهداف و معیارهای متضاد و متعارض روبه‌روست. در این گونه از مسائل، برخلاف مسائل بهینه‌سازی تک هدفه، به خاطر وجود چند هدف متعارض، به جای تنها یک جواب، مجموعه‌ای از جواب‌ها حاصل می‌شود. در بهینه‌سازی چند هدفه، پس از معرفی متغیرهای طراحی و تعیین توابع هدف، نقاط بهینه تعیین می‌شوند و تاثیر متغیرهای طراحی بر روی توابع هدف در اشکالی ارائه می‌شوند.

تابع هدف

برای مقایسه پاسخ‌های بسیاری که در مسائل بهینه‌یابی بدست می‌آید، ما نیاز به یک معیار انتخاب خواهیم داشت. چنین معیاری که طرح نسبت به آن بهینه می‌گردد و تابعی از متغیرهای طراحی می‌باشد، تابع معیار، تابع مزیت یا تابع هدف نامیده می‌شود.

صورت کلی مسائل بهینه‌سازی چند هدفه به صورت زیر می‌باشد.

$$\begin{aligned} \min F(x) &= \{f_1(x), \dots, f_n(x)\} \\ \text{s.t. } g(x) &\leq \bullet, h(x) = \bullet \\ x &\in \mathfrak{X} \end{aligned} \quad (۵-۳۳)$$

$f_i(x)$: تابع هدف i ام مسئله بهینه‌سازی چند هدفه

$g(x)$: مجموع قیود نامساوی مسئله بهینه‌سازی چند هدفه

$h(x)$: مجموع قیود مساوی بهینه‌سازی چند هدفه

در این پایان‌نامه، توابع هدف، بازده انرژی و هزینه‌های مربوط به سیکل گازی بوده و نقاط بهینه، معرف بیشترین بازده انرژی و کمترین نرخ هزینه‌ها می‌باشند.

$$OF_1: \quad \text{Max } \eta_{II} = \frac{\dot{W}_{Net}}{\dot{E}x_{Fuel}} \quad (34-5)$$

$$OF_2: \quad \text{Min } \dot{C}_{Tot} = \dot{C}_D + \dot{C}_f + \dot{Z}_{OM} \quad (35-5)$$

متغیرهای تصمیم

متغیرهای تصمیم ورودی‌های مدل‌سازی ترمودینامیکی می‌باشند و تعداد آن‌ها بیانگر درجات آزادی سیستم می‌باشد. متغیرهای تصمیم در طول فرایند بهینه‌سازی، تغییر می‌نمایند، اما پارامترها ثابت می‌باشند، البته برخی از پارامترها، پارامترهای وابسته می‌باشند که مقدار آن‌ها بر اساس متغیرهای تصمیم تعیین می‌شوند. در این پایان‌نامه متغیرهایی که در جدول ۵-۱۷ مشخص شده‌اند، به عنوان متغیر تصمیم انتخاب شده‌اند. برای این که بویلر بازیاب در مدار تولید توان باقی بماند، میزان بار توربین گاز بالاتر از ۵۵ درصد در نظر گرفته شده است. با استفاده از نرم‌افزار ترموفلو و EES، رنج تغییر شش متغیر تصمیم؛ برای شرایط محیطی گفته شده در جدول ۵-۱۵ و همچنین با در نظر گرفتن درصد بار توربین گاز در رنج ۵۵ تا ۱۰۰ درصد، بدست آورده شده است.

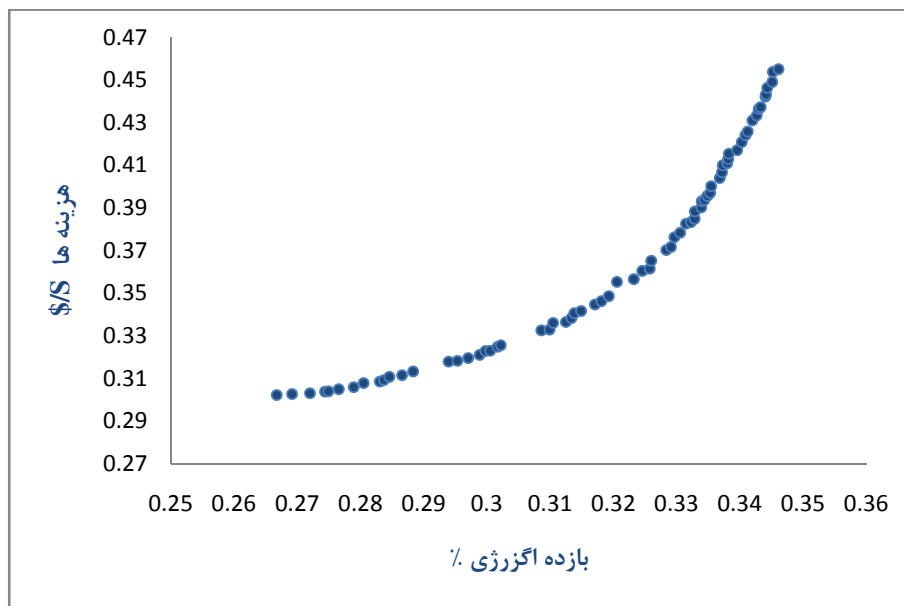
جدول ۵-۱۷: متغیرهای تصمیم برای بهینه‌سازی

رنج تغییر	نوع متغیر
$10 < r_{AC} < 14/3$	نسبت فشار کمپرسور
$0/88 < \eta_T < 0/91$	بازده آیزنتروپیک توربین
$0/79 < \eta_{AC} < 0/86$	بازده آیزنتروپیک کمپرسور
$288 < \dot{m}_1 < 400$	دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور (kg/s)
$0/92 < P_f < 0/94$	فشار محصولات احتراق خروجی از توربین گاز (bar)
$1290 < TIT (T_3) < 1390$	دمای ورودی به توربین گاز (K)

نتایج بهینه‌سازی

با بدست آمدن معادلات و روابط مورد نیاز برای بهینه‌سازی، توابع هدف را بر حسب شش متغیر تصمیم بدست آورده و با کد نویسی در نرم‌افزار مطلب و با استفاده از جعبه ابزار بهینه‌سازی (بهینه‌سازی چند هدفه با الگوریتم ژنتیک^۱)، به بهینه‌سازی توابع هدف پرداخته می‌شود.

جمعیت اولیه برای نسل آغازین ۲۰۰ در نظر گرفته شده است. در بهینه‌سازی چند هدفه به جای یک نقطه بهینه، یک سری جواب بهینه داریم که به نقاط بهینه پرتو^۲ معروف هستند و مجموعه این نقاط را جبهه پرتو^۳ می‌گویند. شکل ۵-۱۶ جبهه پرتو حاصل از بهینه‌سازی توابع هدف را نشان می‌دهد که شامل نقاط بهینه می‌باشد. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش بازده انرژی سیکل گازی، هزینه‌های سالیانه آن نیز افزایش پیدا می‌کند.



شکل ۵-۱۶: جبهه پرتو برای توابع هدف

انتخاب نقطه بهینه مطلوب در بهینه‌سازی چند هدفه سیستم‌های انرژی بر اساس ایده تصمیم‌سازی پس از جستجو صورت می‌گیرد. هر فرد تصمیم‌ساز ممکن است با توجه به ملاحظات که مدنظر دارد،

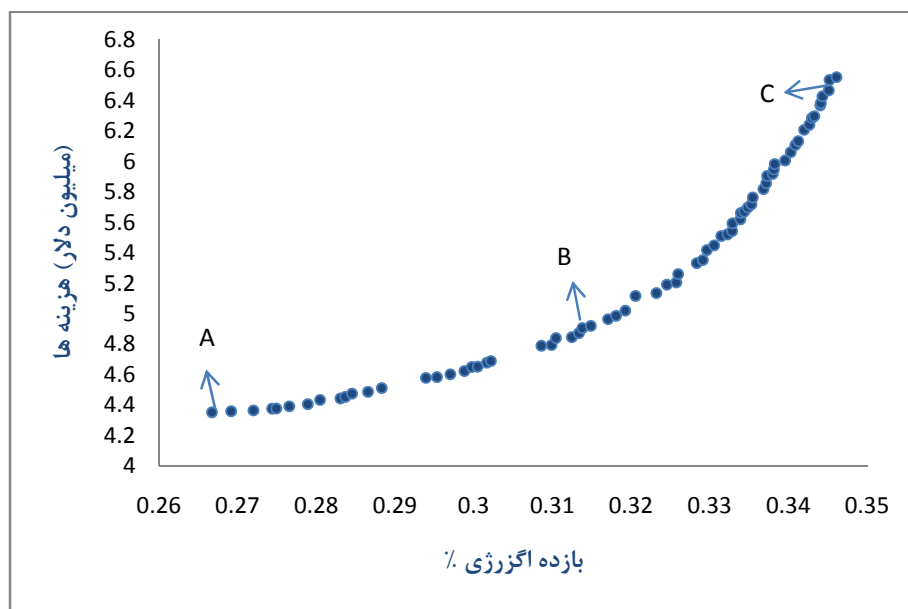
^۱ Multi Objective Optimization Using Genetic Algorithm

^۲ Pareto Optimal Points

^۳ Pareto Front

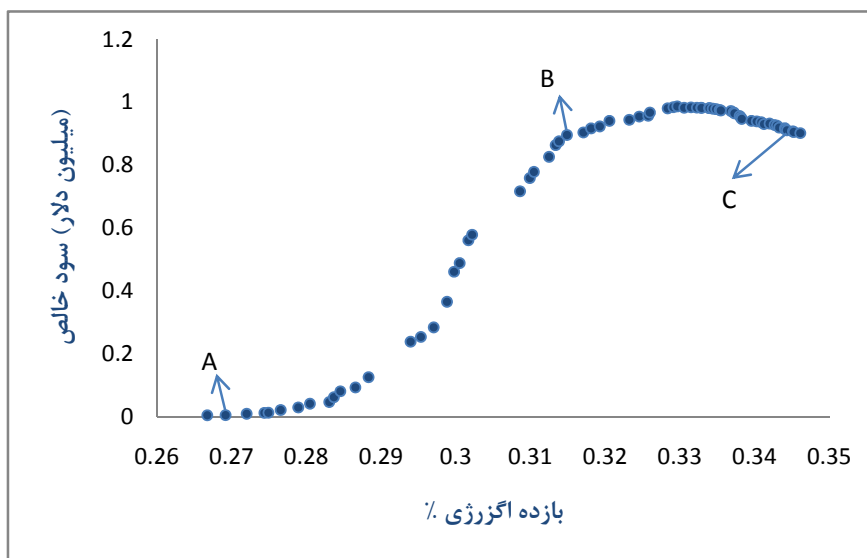
سناریوی مخصوص به خود را برای انتخاب نقطه بهینه نهایی داشته باشد. به عنوان مثال اگر بازده اگزرژی بالا در اولویت اصلی باشد و هزینه‌ها در اولویت‌های بعدی، باید از نقاط انتهایی نمودار استفاده کرد و بالعکس اگر هزینه‌ها در اولویت اصلی باشد باید از نقاط ابتدایی نمودار استفاده کرد.

شکل ۵-۱۷ جبهه پرتو حاصل از بهینه‌سازی توابع هدف را نشان می‌دهد، با این تفاوت که میزان هزینه‌ها برای شش ماه در نظر گرفته شده است. نتایج حاصل، این را نشان می‌دهد که به ازای یک بازده اگزرژی مشخص، حداقل هزینه‌ای که در طول سال باید پرداخت شود، چقدر می‌باشد و یا بالعکس، برای یک هزینه مشخص در طول سال، بیشترین بازده اگزرژی که به آن می‌توان دست یافت، چه میزان است.



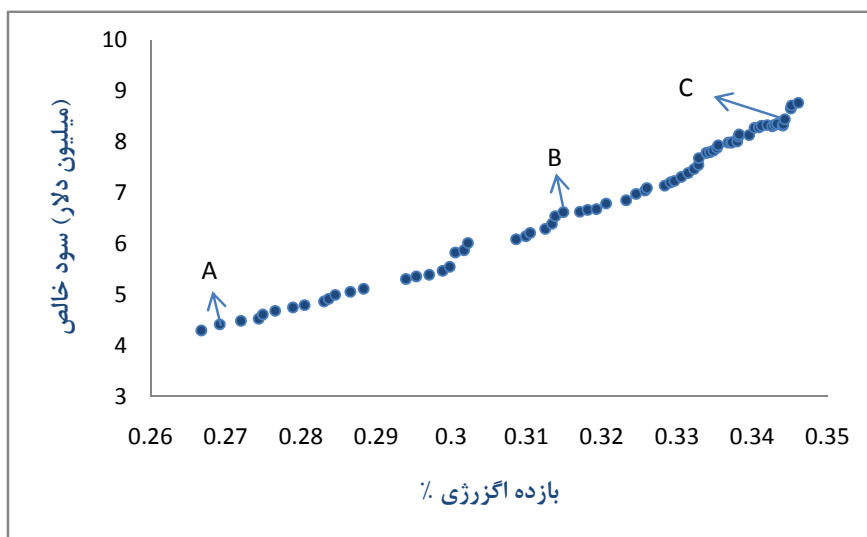
شکل ۵-۱۷: جبهه پرتو برای توابع هدف و برای شش ماه

شکل ۵-۱۸ میزان سود خالص در شش ماه سال بر حسب بازده اگزرژی، برای سیکل گازی نیروگاه قم را نشان می‌دهد. سود خالص، از اختلاف درآمد حاصل از فروش برق و هزینه‌های سیکل ($\dot{C}_{Tot}$) بدست می‌آید. قیمت برق خریداری شده از نیروگاه برابر با ۴۰۰ Rial/kWh و قیمت دلار ۲۵۰۰۰ ریال در نظر گرفته شده است.



شکل ۵-۱۸: میزان تغییرات سود خالص با بازده اگزرژی سیکل گازی و با قیمت برق ۴۰۰ Rial/kWh

شکل ۵-۱۸ میزان سود خالص در شش ماه سال بر حسب بازده اگزرژی، برای سیکل گازی نیروگاه قم را نشان می‌دهد. قیمت برق خریداری شده از نیروگاه برابر با ۸۰۰ Rial/kWh و قیمت دلار ۲۵۰۰۰ ریال در نظر گرفته شده است.



شکل ۵-۱۹: میزان تغییرات سود خالص با بازده اگزرژی سیکل گازی و با قیمت برق ۸۰۰ Rial/kWh

جدول ۵-۱۸ سه نقطه بهینه A، B و C که در شکل ۵-۱۷، شکل ۵-۱۸ و شکل ۵-۱۹ مشخص شده‌اند را با یکدیگر مقایسه کرده است.

جدول ۵-۱۸: مقایسه سه نقطه بهینه

نقطه C	نقطه B	نقطه A	
۳۴/۵	۳۱/۳	۲۶/۷	بازده اگزرژی (%)
۳۴/۹	۳۲/۵	۲۷/۵	بازده انرژی (%)
۱۱۴	۹۰/۷	۶۸	توان خالص خروجی (MW)
۶/۴	۴/۹	۴/۳	هزینه شش ماه (میلیون دلار)
۱۴۱	۱۲۰	۱۰۴	اگزرژی تخریب شده (MW)
۰/۹	۰/۹	۰/۰۵	سود خالص (میلیون دلار)
			قیمت برق: ۴۰۰ Rial/kWh
۸/۳	۶/۷	۴/۴	سود خالص (میلیون دلار)
			قیمت برق: ۸۰۰ Rial/kWh

۵-۲-۵ بررسی صحت عملکرد کد نوشته شده توسط نرم افزار مطلب

در این بخش برای بررسی صحت عملکرد کد نویسی انجام شده برای بهینه سازی، سیکل گازی نیروگاه قم را در بار عادی و بار ۵۵ درصد و با سوخت گاز طبیعی و در شرایط محیطی آمده در جدول ۵-۱۵، با استفاده از کد نوشته شده توسط مطلب شبیه سازی کرده و مقادیر بدست آمده از آن، با داده های بدست آمده از نرم افزار ترموفلو مقایسه می شود. جدول ۵-۱۹ شش متغیر ورودی برای شبیه سازی سیکل گازی را برای بار ۹۰ و ۵۵ درصد نشان می دهد.

جدول ۵-۱۹: مقدار متغیرهای ورودی برای شبیه سازی سیکل گازی

نوع متغیر	بار ۹۰ درصد	بار ۵۵ درصد
نسبت فشار کمپرسور	$r_{AC} = ۱۲/۹$	$r_{AC} = ۱۰/۰۴$
بازده آیزنتروپیک توربین	$\eta_T = ۰/۹$	$\eta_T = ۰/۹$
بازده آیزنتروپیک کمپرسور	$\eta_{AC} = ۰/۸۶$	$\eta_{AC} = ۰/۸$
دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور (kg/s)	$\dot{m}_1 = ۳۵۸$	$\dot{m}_1 = ۲۸۹$
فشار محصولات احتراق خروجی از توربین گاز	$P_f = ۰/۹۳۴$	$P_f = ۰/۹۲۲$
دمای ورودی به توربین گاز (K)	$TIT (T_r) = ۱۳۸۹$	$TIT (T_r) = ۱۳۰۷$

جدول ۵-۲۰ نتایج مقایسه داده‌های شبیه‌سازی سیکل گازی با استفاده از مطلب و ترموفلو و در بار ۹۰ درصد را نشان می‌دهد.

جدول ۵-۲۰: مقایسه نتایج شبیه‌سازی در بار ۹۰٪

پارامترها	داده‌های ترموفلو	داده‌های مطلب	درصد اختلاف
توان خالص خروجی (MW)	۱۰۵/۳	۱۰۷/۱	+۱/۷
بازده انرژی (%)	۳۳/۸	۳۳/۴	-۱/۲
بازده اگزرژی (%)	۳۲/۵	۳۳/۱	-۱/۸
اگزرژی تخریب شده (MW)	۲۱۲/۷	۲۱۶/۳	+۱/۷

جدول ۵-۲۱ نتایج مقایسه داده‌های شبیه‌سازی سیکل گازی با استفاده از مطلب و ترموفلو و در بار ۵۵ درصد را نشان می‌دهد.

جدول ۵-۲۱: مقایسه نتایج شبیه‌سازی در بار ۵۵٪

پارامترها	داده‌های ترموفلو	داده‌های مطلب	درصد اختلاف
توان خالص خروجی (MW)	۶۵/۵	۶۷/۵	+۳
بازده انرژی (%)	۲۸	۲۸/۸	+۲/۸
بازده اگزرژی (%)	۲۷/۷	۲۸/۶	+۳/۲
اگزرژی تخریب شده (MW)	۱۶۶/۵	۱۶۸/۳	+۱

همان‌طور که مشاهده می‌شود میزان خطای حاصل به طور میانگین کمتر از ۳ درصد است.

فصل ششم

نتیجه‌گیری و پیشنهادها

۱-۶ جمع‌بندی مباحث

هدف اصلی در این پایان نامه بررسی و بهبود عملکرد سیکل گازی نیروگاه قم در شرایط محیطی متفاوت می‌باشد. بدین منظور این پایان‌نامه در شش فصل مرتبط تنظیم گردیده است.

نتایج حاصل از تحلیل اگزورژی سیکل گازی نیروگاه نشان می‌داد که بیشترین تخریب اگزورژی در محفظه احتراق اتفاق می‌افتد. دلیل این امر اختلاف دمای زیاد بین دمای شعله و سیال عامل و واکنش شیمیایی هوا و سوخت می‌باشد. بخش عمده‌ای از این تخریب اگزورژی مربوط به بخش اجتناب ناپذیر آن می‌باشد که نمی‌توان آن را کاهش داد، به همین علت در این پایان‌نامه راه‌های دیگری برای کاهش دادن تخریب اگزورژی و افزایش بازده اگزورژی نیروگاه بررسی شده است. همچنین در این پایان‌نامه به بررسی تاثیر تغییرات شرایط محیط و همچنین تغییر سطوح بار توربین گاز بر روی عملکرد سیکل گازی و نیروگاه پرداخته شد. خلاصه‌ای از نتایج بدست آمده در جدول ۱-۶ و جدول ۲-۶ نشان داده شده است.

جدول ۱-۶: تاثیر تغییر شرایط محیط بر روی عملکرد سیکل گازی و ترکیبی

پارامترها		درصد تغییر % به ازای افزایش یک درجه‌ای دما	درصد تغییر % به ازای افزایش ۷۰ درصدی رطوبت نسبی
توان خالص خروجی	سیکل گازی	-۰/۶۳	-۰/۱۲۴
	سیکل ترکیبی	-۰/۵۳	+۰/۳
بازده انرژی	سیکل گازی	-۰/۲۶	-۰/۸
	سیکل ترکیبی	-۰/۱۴	-۰/۰۲۳
بازده اگزورژی	سیکل گازی	-۰/۲۶	-
	سیکل ترکیبی	-۰/۱۴	-
نرخ حرارتی	سیکل گازی	+۰/۲۹	-
	سیکل ترکیبی	+۰/۱۵	-

جدول ۶-۲: تاثیر تغییر سطوح بار توربین گاز بر روی عملکرد سیکل گازی و ترکیبی

پارامترها		درصد تغییر %
بازده انرژی	سیکل گازی	+۲/۰۶
	سیکل ترکیبی	+۱/۱۷
بازده اگزرژی	سیکل گازی	+۲/۰۶
	سیکل ترکیبی	+۱/۱۷
نرخ حرارتی	سیکل گازی	-۱/۸۵
	سیکل ترکیبی	-۱/۰۵

در ادامه پایان‌نامه به ارزیابی فنی و اقتصادی سه شیوه مرسوم خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور در سیکل گازی نیروگاه قم پرداخته شده و در نهایت با توجه به بررسی‌های فنی و اقتصادی صورت گرفته و ملاک‌های ارزش‌گذاری طرح‌های خنک‌کاری، سیستم خنک‌کاری فاگ بهترین و مناسب‌ترین طرح برای خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور برای سیکل گازی نیروگاه قم انتخاب گردید.

با تحلیل اقتصادی فاگ، زمان بازگشت سرمایه برای آن با احتساب دلار ۱۲۰۰۰ ریالی، ۴/۳ سال بدست آمد. این رقم با توجه به این که از سیستم فاگ فقط شش ماه از سال و روزی حداکثر شش ساعت استفاده می‌شود، رقم مناسبی می‌باشد. همچنین باید توجه داشت که مجموع هزینه‌های سیستم فاگ به ازای افزایش توان تولیدی در مقایسه با هزینه احداث و نصب نیروگاه جدید با همان مقدار توان تولیدی بالاتر که حدود ۳۰۰ \$/kWh است [۱۵]، به طور چشم‌گیری کمتر و مقرون به صرفه‌تر است. جدول ۶-۳ تاثیر استفاده از خنک‌کاری فاگ را بر روی عملکرد سیکل گازی و نیروگاه قم نشان می‌دهد.

در بخش انتهایی پایان‌نامه به بهینه‌سازی دو هدفه سیکل گازی نیروگاه قم توسط الگوریتم ژنتیک و با استفاده از کد نویسی در نرم‌افزار مطلب، پرداخته شد. توابع هدف، بازده اگزرژی و هزینه‌های مربوط به سیکل گازی شامل هزینه تعمیر و نگهداری، هزینه سوخت مصرفی و هزینه تخریب اگزرژی بوده و

نقاط بهینه، معرف بیشترین بازده انرژی و کمترین نرخ هزینه‌ها می‌باشند. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش بازده انرژی سیکل گازی، هزینه‌های آن نیز افزایش پیدا می‌کند.

جدول ۳-۶: تاثیر استفاده از خنک‌کاری فاگ بر روی عملکرد سیکل گازی و نیروگاه قم

		میزان تغییر	درصد تغییر %
توان خالص خروجی MWh	سیکل گازی	+۱۱۱۸۳/۹۲۲	+۱۱/۱۵
	نیروگاه	+۴۷۵۵۶/۸۶۴	+۸/۰۸
بازده انرژی %	سیکل گازی	+۱/۱۴	+۳/۶۴
	نیروگاه	+۰/۳۶	+۰/۷۸
بازده انرژی %	سیکل گازی	+۱/۱۲	+۳/۶۱
	نیروگاه	+۰/۳۶	+۰/۷۹
نرخ حرارتی kJ/kWh	سیکل گازی	-۴۰۶/۱۵	-۳/۵۳
	نیروگاه	-۶۱/۳۹	-۰/۷۸
آلاینده‌گی هوا توسط CO _۲ (kg/MWh)	نیروگاه	-۱۳/۶۸	-۰/۷۷
قیمت توان اضافه تولیدی		۲۸۲ Rial/kWh	
زمان خروج واحد جهت نصب		۱-۲ روز	

۲-۶ نوآوری‌ها

جنبه‌های نوآورانه پایان‌نامه را می‌توان در موارد زیر بیان نمود.

- ❖ شبیه‌سازی سیکل گازی و ترکیبی نیروگاه توسط نرم‌افزار ترموفلو
- ❖ بررسی تغییرات شرایط محیط از جمله دما و رطوبت نسبی بر روی سیکل گازی و ترکیبی
- ❖ بررسی تغییرات سطوح بار بر عملکرد سیکل گازی و نیروگاه و در شرایط محیطی ثابت
- ❖ بررسی تاثیر استفاده از سه روش خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور بر روی عملکرد سیکل گازی و ترکیبی و در شش ماه گرم سال

❖ بهینه‌سازی دو هدفه سیکل گازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک و در شش ماه سرد سال

۳-۶ پیشنهادها

❖ چون سیستم فاگ باعث کاهش دمای گازهای خروجی از توربین می‌شود، این افت دما باعث کاهش میزان و کیفیت بخار در بویلر بازیاب شده و به تبع آن توان خروجی از توربین بخار کاهش می‌یابد. برای جبران این مسئله، استفاده از مشعل کانالی در خروجی توربین گاز پیشنهاد می‌شود. البته دمای گازهای خروجی از توربین نباید از دمای طراحی بویلر بازیاب بالاتر رود.

❖ یکی از قابلیت‌های نرم‌افزار ترموفلو، محاسبه میزان آلاینده‌های خروجی از توربین گاز، از جمله CO و NO_x می‌باشد. بنابراین پیشنهاد می‌گردد که تاثیر تغییر سطوح بار توربین گاز و همچنین تاثیر خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور بر روی میزان آلاینده‌های CO و NO_x ، خروجی از توربین گاز، بررسی شود.

منابع و مراجع

۱. انصاری م، (۱۳۸۰) "سیکل توربین گازی و کاربردهای آن در تولید انرژی الکتریکی"، چاپ اول، دفتر نشر آثار علمی دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ص ۶-۱
۲. صدیقی ح. و بیاتی غ. و توکلی ا. و فتوحی د، (۱۳۸۹) "شبیه سازی سیکل گازی ۱۰۰ مگاواتی و تحلیل انرژی و اگزرژی استفاده از تزریق بخار به محفظه احتراق"، کنفرانس بهینه سازی مصرف انرژی، موسسه همایش صنعت، تهران
۳. صادقی ح. و حقیقی خوشخو ر. و تناسان م. و موسویان م، (۱۳۹۱) "شبیه سازی ترمودینامیکی تاثیر سوخت غیرگازی بر عملکرد و راندمان نیروگاه سیکل ترکیبی نمونه"، بیست و هفتمین کنفرانس بین المللی برق، پژوهشگاه نیرو، شرکت توانیر، تهران
۴. Kim T, Hwang S.H, (2006) "Part load performance analysis of recuperated gas turbines considering engine configuration and operation strategy", **J.of.Energy**, 31, pp 260-277
۵. سالاری م. و هاشمی ش. و زاینوری م، (۱۳۸۵) "آنالیز اگزرژی و اگزرجواکونومیک نیروگاه گازی زرگان اهواز"، اولین کنفرانس بین المللی مدیریت و برنامه ریزی انرژی، موسسه پژوهش در مدیریت و برنامه ریزی انرژی، دانشکده فنی دانشگاه تهران
۶. Khaliq A. and Dincer I, (2011) "Energetic and exergetic performance analyses of a combined heat and powerplant with absorption inlet cooling and evaporative aftercooling", **J.of.Energy**, 36, pp 2662-2670
۷. خالدی ع. و احتشامزاده غ. و خرمی م، (۱۳۸۸) "افزایش تولید و راندمان توربین گاز G.E. 5001N (F5) با سرمایش تبخیری هوای ورودی کمپرسور"، بیست و چهارمین کنفرانس بین المللی برق، پژوهشگاه نیرو، شرکت توانیر، تهران
۸. Ehyaei M. and Mozafari A. and Alibiglou M, (2011) "Exergy, economic & environmental (3E) analysis of inlet fogging for gas turbinepower plant", **J.of. Energy**, 36, pp 6851-6861
۹. Ameri M. and Hejazi S, (2003) "The study of capacity enhancement of the Chabahar gas turbine installation using an absorption chiller", **J.of.Applied Thermal Engineering**, 24, pp 59-68

۱۰. صنایع س. و جعفری س. (۱۳۹۰) " بهینه سازی دو هدفه سیکل توربین گاز با خنک کاری هوای ورودی توسط چیلر جذبی"، دومین همایش بین المللی چیلر و برج خنک کن ایران، هم‌اندیشان انرژی کیمیا، تهران
۱۱. Kaviri A. and Jaafar M. and Lazim th, (2012) "Modeling and multi-objective exergy based optimization of a combined cycle power plant using a genetic algorithm", **J.of.Energy Conversion and Management**, 58, pp 94-103
۱۲. Ahmadi P. and Dincer I, (2011) "Thermodynamic and exergoenvironmental analyses, and multi-objective optimization of a gas turbine power plant", **J.of.Applied Thermal Engineering**, 31, pp 2529-2540
۱۳. Alves L. and Nebra A, (2004) " Basic chemically recuperated gas turbines power plant optimization and thermodynamics second law analysis", **J.of. Energy**, 29, pp 2385- 2395
۱۴. Alhazmy M. and Najjar Y, (2004) "Augmentation of gas turbine performance using air coolers", **J.of.Applied Thermal Engineering**, 24, pp 415-429
۱۵. Hosseini R. and Beshkani A. and Soltani M, (2007) "Performance improvement of gas turbines of Fars (Iran) combined cycle power plant by intake air cooling using a media evaporative cooler", **J.of.Energy Conversion and Management**, 48, pp 1055-1064
۱۶. عامری م. و شهبازیان ح. ر. و حسین‌زاده ه. و نبی‌زاده م. (۱۳۸۳) " تحلیل فنی واقتصادی نصب کولر تبخیری مدیا در نیروگاه سیکل ترکیبی فارس و ارائه نتایج تست عملکرد"، نوزدهمین کنفرانس بین المللی برق، شرکت توانیر، تهران
۱۷. سعادت‌آباد، "اطلس جامع افزایش توان و راندمان نیروگاه‌های کشور با استفاده از خنک‌کاری هوای ورودی واحدهای گازی"، سازمان بهره‌وری انرژی ایران
۱۸. Bassily A, (2004) "Performance improvements of the intercooled reheat recuperated gas-turbine cycle using absorption inlet-cooling and evaporative after-cooling", **J.of.Applied Energy**, 77, pp 249-272
۱۹. Ibrahim Th. and Rahman M. and Abdalla A, (2011) "Improvement of gas turbine performance based on inlet air cooling systems: A technical review", **J.of.Physical Sciences**, 6, pp 620-627
۲۰. Bedecarrats J. and Strub F, (2009) "Gas turbine performance increase using an air cooler with a phase change energy storage", **J.of.Applied Thermal Engineering**, 29, pp 1166-1172
۲۱. Cengel Y. and Boles M, (2005) "**Thermodynamics an Engineering Approach**", Vol. 5, McGraw-Hill

۲۲. Cohen H. and Rogers G. and Saravanamuttoo H, (1996) **"Gas Turbine Theory"**, Vol. 4, Addison Wesley Longman

۲۳. Bejan A. and Tsatsaronis G. and Moran M, (1995) **"Thermal Design and Optimization"**, Vol. 1, Wiley-Interscience

۲۴. Shapiro H. and Munson B. and Moran D, (2002) **"Introduction to Thermal Systems Engineering: Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer"**, Vol. 1, Wiley

۲۵. Razak A, (2007) **"Industrial gas turbines: Performance and operability"**, Vol. 1, Woodhead

۲۶. <http://www.thermoflow.com>

۲۷. پژوهشگاه نیرو، معاونت بهینه‌سازی مصرف انرژی، دفتر مطالعات و بهره‌وری منابع تولید سازمان بهره‌وری انرژی ایران (سایا)، آرشیو اطلاعات مربوط به نیروگاه قم

۲۸. کاکادزفولی ا. صفاریان م. بعنونی س. حبیبی نژاد ا، (۱۳۹۰) "استفاده از سیستم مه پاش جهت افزایش راندمان توربین گازی نیروگاه شهید مدحج اهواز"، سومین کنفرانس تخصصی ترمودینامیک، انجمن مهندسی شیمی ایران، دانشگاه گیلان، رشت

۲۹. سازمان هواشناسی استان قم، آرشیو اطلاعات مربوط به سال ۹۰

۳۰. Beggs C, (2002) **"Energy: Management, Supply and Conservation"**, Vol. 1, Butterworth-Heinemann

۳۱. <http://www.tavanir.org.ir>

۳۲. <http://www.meefog.com>

۳۳. <http://www.ctiac.com>

۳۴. البرزی م، (۱۳۸۸) "الگوریتم ژنتیک"، چاپ اول، موسسه انتشارات علمی دانشگاه صنعتی شریف، تهران

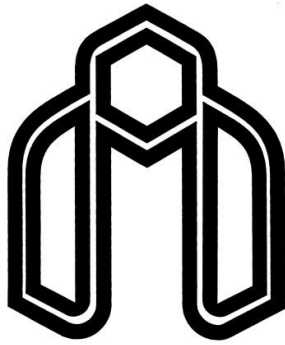
۳۵. خراسانی نژاد ا. چوپان ه، (۱۳۸۹) "بهینه سازی چند هدفی سیکل توربین گاز برپایه آنالیز اگزرژی اقتصادی"، دومین همایش تحقیقات نوین در مهندسی شیمی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد ماهشهر

Abstract

Gas turbines are one of the power machines that have many applications in various industries, including power plants, refineries, oil and gas industries. Since a large percentage of the country's energy requirements, is provided in the gas turbine power plants and also due to the energy requirements of the plants are fossil fuels, Therefore, energy optimization and performance improvement in these power plants is very important. The main purpose of this study is the energy and exergy analysis and improving the efficiency and performance of gas turbine studied. Gas cycle studied in this thesis is related to the Qom power plant. Qom gas turbine power plant consists of four gas units manufactured by Mitsubishi Japan Model MW-701D that each one has a nominal capacity of 128.5 MW and the total 514 MW. In the present thesis, After modeling the Gas cycle and combined cycle by ThermoFlow software, Energy and Exergy analysis of gas cycle are discussed. In the following, the effect of change environmental conditions and levels of the gas turbine load on the gas cycle and power plant will be checked. Then to technical and economic evaluation using three types of system of cooling air inlet to the compressor in the hot six months has been and impact of their use on the gas cycle are studied and finally, with regard to the technical and economic conditions and climatic conditions Qom, fog cooling system as a system for performance improvement at the this power plant is selected and introduced.

By using of Fog system in Qom plant, the net power output of the cycle gas and plant, respectively %11.5 and %8.08, energy and exergy efficiency of the cycle gas and plant, respectively %3.64 and %3.6 will be increased and the amount of air pollution by CO_2 , %0.77 will be reduced. In the following, two-objective optimization cycle gas power plant in Qom by a Genetic Algorithm using MATLAB code and in the cold months of the year are paid. Objective functions, the exergy efficiency and the gas cycle costs include maintenance costs, fuel costs and the cost of exergy destruction is. The results show that increasing the exergy efficiency of the gas cycle will also increase costs.

Keywords: Gas turbines, energy, exergy, simulation, cooling, two-objective optimization, genetic algorithms



Shahrood University of Technology
Faculty of Mechanical Engineering

**Energy and Exergy analysis and performance
improvement of a gas turbine power plant**

Mahdi Bahman

Supervisors

Dr. Mahmood Chahartaghi

Dr. Ali Sarreshtehdari

A thesis submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree

MASTER OF SCIENCE

February 2014