

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مکانیک  
گروه سیستم‌های انرژی

پایان‌نامه کارشناسی ارشد

**بررسی و بهبود عملکرد سیستم CHP با مولد میکروتوربین**

دانشجو:

محمد ثابتی

اساتید راهنما:

دکتر سید مجید هاشمیان

دکتر محمود چهارطاقی

شهریور ۱۳۹۳



دانشگاه شاهرود  
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 محمد ثابتی رشته مکانیک گرایش سیستم های انرژی تحت عنوان بررسی و بهبود عملکرد سیستم CHP با مولد میکروتوربین. که در تاریخ ۱۳۹۳/۶/۳۰ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با درجه): **خوب** امتیاز: **۱۴**  دفاع مجدد  مردود

- ۱- عالی (۲۰ - ۱۹)      ۲- بسیار خوب (۱۸ - ۱۷)      ۳- خوب (۱۶ - ۱۷)      ۴- قابل قبول (۱۵ - ۱۴)

۵- تیره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استادراهنما	دکتر هاشمیان	استادیار	
۲- استاد راهنما	دکتر چهارطاقی	استادیار	
۳- استاد مشاور			
۴- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی	دکتر اکبرزاده	استادیار	
۵- استاد منتحن	دکتر عباسی نژاد	استادیار	
۶- استاد منتحن	دکتر فرزانه گرد	استادیار	

رئیس دانشکده: دکتر محمد محسن شاه مردان

امضاء

شاه مردان



بزرگترین آرزوها برای

مادر عزیزم

که هر چه دارم از اوست

## سپاس‌گذاری

انجام این پروژه مرحوم زحمات اساتید گرانقدری است که در تمام مدت انجام کار از راهنمایی این بزرگواران استفاده نموده‌ام. بدین وسیله از جناب آقای دکتر چهارطاقی و دکترهاشمیان، که دلسوزانه و صبورانه بنده را یاری نموده‌اند، کمال تشکر و قدردانی را به عمل می‌آورم.

در پایان از تمام عزیزانی که در طول این مدت با همدلی‌شان بستر انجام هر چه بهتر این پایان نامه را فراهم نموده‌اند تشکر می‌کنم.

## تعهد نامه

اینجانب محمد ثابتی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی سیستم‌های انرژی دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود، نویسنده پایان‌نامه " بررسی و بهبود عملکرد سیستم CHP " تحت راهنمایی دکتر چهارطاقی و دکترهاشمیان 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 هست 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 پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

## چکیده

افزایش جهانی قیمت‌های سوخت از یک طرف و کاهش منابع سوخت‌های فسیلی و همچنین افزایش تولید گازهای گلخانه‌ای در جهان از طرف دیگر، سبب گردید تا کشورهای پیشرفته و بالطبع سایر کشورها، سیاست‌های متنوعی را جهت کاهش مصرف انرژی و انتشار گازهای گلخانه‌ای اتخاذ نمایند، یکی از این سیاست‌ها که در سال‌های اخیر بطور چشمگیری در جهان توسعه یافته است بهره‌گیری از تکنولوژی تولید همزمان برق و حرارت بمنظور کاهش مصرف انرژی و همچنین کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای در جهان می‌باشد. استفاده از سیستم‌های تولید همزمان برق و حرارت (CHP) در ساختمان و صنعت به دلیل نیاز توأمان برق و حرارت به صورت مداوم، بسیار مورد توجه قرار دارد و با توجه به مزایای این سیستم در کاهش مصارف و هزینه‌های انرژی، از جمله راه کارهایی به شمار می‌آید که دارای صرفه اقتصادی مناسبی می‌باشد. نحوه عملکرد سیستم CHP بدین صورت است که با استفاده از مولد، برق تولید می‌کند و تفاوت آن با سیستم‌های دیگر این است که بجای آن که گازهای داغ خروجی از مولد را بدون استفاده به محیط دهند، از این گازهای داغ خروجی توسط فرایندی برای گرمایش آب استفاده می‌کنند. اجزای اصلی سیستم CHP شامل محرک اصلی و مبدل حرارتی می‌باشد. انواع محرک‌های مورد استفاده در این سیستم شامل توربین بخار، توربین گاز، میکروتوربین، پیل سوختی، موتورهای داخلی رفت و برگشتی و موتور استرلینگ می‌باشد. دلیل روی آوردن به این سیستم‌ها این است که نیروگاه‌های بزرگ برای تولید برق و رساندن آن به مشترکان به دلیل طولانی بودن خطوط انتقال برق تلفات زیادی را متحمل می‌شوند در صورتی که سیستم‌های تولید پراکنده با تولید برق در محل مصرف این تلفات انتقال را به حداقل می‌رساند. همچنین در نیروگاه تولید پراکنده به جای استفاده از انرژی برای تولید مصارف گرمایشی از اتلافات خروجی دودکش استفاده می‌شود که هزینه‌های سوختی را نیز کاهش می‌دهد. نظر به اهمیت این سیستم‌ها و نیاز به توسعه آنها و نیز شناخت بهتر عملکرد آنها در این پایان‌نامه، مطالعه یک سیستم CHP با مولد میکروتوربین گاز همراه با پیش گرم کن داخلی مدنظر قرار گرفته است. از گرمای خروجی این سیستم برای گرمایش آب

استفاده می‌شود. این سیستم با توان الکتریکی خروجی ۳۶ مگاوات و بخار آب خروجی ۶۰ کیلوگرم بر ثانیه فعالیت می‌کند. هدف از بررسی سیستم فوق بررسی عمل کرد و بهبود راندمان خروجی سیستم است. سیستم مورد نظر برای بررسی عملکرد توسط برنامه ees مورد آنالیز انرژی و انرژی قرار گرفت. پارامترهای ورودی در بررسی عملکرد شامل دما و فشار سیال عامل، دبی سیال عامل و سوخت سیستم، کار مصرفی کمپرسور و کار تولیدی توربین است. همچنین پارامترهای خروجی سیستم شامل راندمان‌های انرژی، انرژی، الکتریکی و حرارتی است. هدف از آنالیز سیستم این بود که پارامترهایی از سیستم که بر روی راندمان سیستم تاثیرگذار است را بیابیم. نتایج نشان داد دو عامل عمده‌ای که در عملکرد سیستم تاثیرگذار است شامل نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین است به طوری که افزایش یا کاهش هر کدام از این عوامل تاثیرات متفاوتی بر روی عملکرد سیکل از جمله راندمان انرژی، راندمان انرژی، راندمان حرارتی و راندمان الکتریکی سیکل می‌گذارد. بررسی‌ها نشان داد افزایش دمای سیال ورودی توربین هر چهار راندمان ذکر شده را افزایش می‌دهد. همچنین در مورد تغییر در نسبت فشار کمپرسور عملکرد سیکل متفاوت است به گونه‌ای که با افزایش نسبت فشار کمپرسور راندمان انرژی و راندمان حرارتی سیکل افزایش می‌یابد و با کاهش آن راندمان الکتریکی و راندمان انرژی سیستم افزایش می‌یابد. تناسب بین این دو عامل موثر در عملکرد سیکل به نیاز ما از سیستم بر می‌گردد که در خروجی به چه مقدار برق و حرارت نیاز داریم. پس از بررسی عوامل موثر بر عملکرد سیکل، با افزودن چیلر جذبی به ابتدای فرایند برای کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور نتیجه حاصل شد که با کاهش دما تا ۱۰ درجه نسبت به سیستم اصلی راندمان الکتریکی سیستم حدود ۴ درصد افزایش پیدا کرد.

**کلمات کلیدی:** سیستم‌های تولید همزمان، میکروتوربین، تحلیل انرژی و انرژی



## لیست مقالات مستخرج از پایان نامه

چهارطاقی م، هاشمیان م، ثابتی م، (۱۳۹۳) " بررسی و بهبود عملکرد سیستم CHP با استفاده از تحلیل انرژی و انرژی و انرژی"، کنفرانس ملی بهینه‌سازی مصرف انرژی در علوم و مهندسی، بابل.

## فهرست مطالب

فصل اول: مقدمه و مرور کلی.....	۱
۱-۱ مقدمه.....	۲
۲-۱ سیستم‌های CHP و CCHP.....	۴
۱-۲-۱ عملکرد.....	۵
۲-۲-۱ ظرفیت.....	۵
۳-۱ شماتیک سیستم CHP.....	۶
۴-۱ اجزا.....	۶
۵-۱ محرک اصلی.....	۷
۱-۵-۱ توربین بخار.....	۷
۲-۵-۱ موتورهای داخلی رفت و برگشتی.....	۸
۳-۵-۱ توربین احتراق.....	۱۰
۴-۵-۱ میکروتوربین.....	۱۱
۵-۵-۱ موتور استرلینگ.....	۱۲
۶-۵-۱ پیل سوختی.....	۱۳
۶-۱ فناوری حرارتی فعال.....	۱۴
۱-۶-۱ چیلر جذبی.....	۱۵
۲-۶-۱ چیلر جذبی سطحی.....	۱۶
۷-۱ مدل‌های مختلف سیستم CHP.....	۱۷
۸-۱ نمونه‌ای از سیستم CCHP.....	۲۰
۹-۱ دسته بندی سیستم‌های CHP و CCHP براساس قدرت.....	۲۱
۱-۹-۱ میکرو سیستم (زیر 20kw).....	۲۱
۲-۹-۱ سیستم‌های کوچک (20 kW– 1MW).....	۲۱
۳-۹-۱ سیستم‌های متوسط (1MW– 10MW).....	۲۱
۴-۹-۱ سیستم‌های بزرگ (بالای 10MW).....	۲۲

۱۰-۱	مروری بر تجربیات جهانی	۲۲
۱۱-۱	سیستم مورد بررسی	۲۳
۱۲-۱	مشخصات عمومی میکروتوربین‌ها	۲۳
۱۲-۱-۱	میکروتوربین‌های دارای رکوپراتور	۲۴
۱۲-۱-۱-۱	سیستم عملکردی میکروتوربین رکوپراتوردار	۲۵
۱۲-۱-۲	میکروتوربین‌های ساده	۲۶
۱۳-۱	میکروتوربین‌ها بر اساس سیستم تولید همزمان برق و گرما	۲۷
۱۳-۱-۱	راندمان میکروتوربین‌ها در سیستم‌های CHP	۲۸
۱۳-۱-۲	ویژگی‌های میکروتوربین‌های سازندگان متفاوت با سوخت‌های متفاوت بر اساس سیستم تولید همزمان	۲۹
<b>فصل دوم: مروری بر کارهای گذشته</b>		
۱-۲	مقدمه	۳۱
<b>فصل سوم: مدل‌سازی</b>		
۱-۳	مقدمه	۳۲
۲-۳	اجزای سیستم CHP با مولد میکروتوربین	۳۹
۳-۳	فرضیات	۴۰
۴-۳	روابط انرژی حاکم بر اجزا	۴۱
۱-۴-۳	کمپرسور	۴۱
۲-۴-۳	محفظه احتراق	۴۲
۳-۴-۳	توربین	۴۳
۴-۴-۳	رکوپراتور	۴۳
۵-۴-۳	مبدل حرارتی	۴۴
۵-۳	قدرت خالص مکانیکی و الکتریکی سیستم	۴۴
۶-۳	روابط ارزیابی سیکل	۴۵
۱-۶-۳	بازده قدرت الکتریکی	۴۵

۴۶	۳-۶-۲ بازده مبدل حرارتی اگزوز
۴۶	۳-۶-۳ بازده انرژی سیستم
۴۶	۳-۶-۴ آنالیز اگزوزی سیستم
۴۷	۳-۷ روابط اگزوزی اجزاء
۴۷	۳-۷-۱ کمپرسور هوا
۴۹	۳-۷-۲ محفظه احتراق
۵۰	۳-۷-۳ توربین
۵۱	۳-۷-۴ مبدل حرارتی
۵۳	<b>فصل چهارم: نتایج و بحث</b>
۵۴	۴-۱ نتایج و بحث
۵۴	۴-۲ سیستم مورد بررسی
۵۶	۴-۳ نسبت فشار کمپرسور
۵۷	۴-۴ دمای ورودی توربین
۵۷	۴-۵ راندمان الکتریکی
۶۱	۴-۶ راندمان قانون اول
۶۳	۴-۷ راندمان قانون دوم
۶۷	۴-۷-۱ راندمان حرارتی
۷۰	۴-۸ جریان های اگزوزی اجزا
۷۲	۴-۹ پتانسیل بهبود
۷۳	۴-۱۰ تاثیر دمای محیط بر عملکرد
۷۵	۴-۱۱ روش پیشنهادی جهت افزایش کارایی سیستم
۷۷	۴-۱۱-۱ بار حرارتی مورد نیاز چیلر
۷۸	۴-۱۱-۲ عملکرد راندمان الکتریکی سیکل با افزودن چیلر جذبی
۷۹	<b>فصل پنجم: جمع بندی</b>
۸۰	۵-۱ نتیجه گیری

## فهرست اشکال

- شکل (۱-۱) شماتیک عملکرد سیستم CHP ..... ۶
- شکل (۲-۱) نمایی از توربین بخار ..... ۸
- شکل (۳-۱) نمایی از موتور داخلی رفت و برگشتی ..... ۹
- شکل (۴-۱) نمایی از توربین احتراق ..... ۱۱
- شکل (۵-۱) نمایی از میکروتوربین ..... ۱۲
- شکل (۶-۱) نمایی از موتور استرلینگ ..... ۱۳
- شکل (۷-۱) نمایی از پیل سوختی ..... ۱۴
- شکل (۱-۳) شماتیک سیستم CHP با مولد میکروتوربین گاز ..... ۴۰
- شکل (۲-۳) شماتیک سیستم CHP با مولد میکروتوربین ..... ۴۲
- شکل (۳-۳) حجم کنترل کمپرسور ..... ۴۸
- شکل (۴-۳) حجم کنترل رکوپراتور ..... ۴۹
- شکل (۵-۳) حجم کنترل محفظه احتراق ..... ۵۰
- شکل (۶-۳) حجم کنترل توربین و ژنراتور ..... ۵۱
- شکل (۷-۳) حجم کنترل مبدل حرارتی سیستم ..... ۵۲
- شکل (۱-۴) شماتیک سیستم مورد بررسی (CHP) ..... ۵۵
- شکل (۲-۴) تغییرات راندمان الکتریکی سیکل با تغییر در نسبت فشار کمپرسور ..... ۵۸
- شکل (۳-۴) تغییرات راندمان الکتریکی سیکل با تغییر در دمای ورودی توربین ..... ۵۹
- شکل (۴-۴) تغییرات راندمان الکتریکی سیکل با توجه به تغییر در نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین ..... ۶۰
- شکل (۵-۴) تغییرات در راندمان قانون اول سیکل نسبت به تغییر در نسبت فشار کمپرسور ..... ۶۱
- شکل (۶-۴) تغییرات در راندمان قانون اول سیکل نسبت به تغییر در دمای ورودی توربین ..... ۶۲
- شکل (۷-۴) تغییرات در راندمان قانون اول نسبت به تغییر در نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین ..... ۶۳
- شکل (۸-۴) تغییرات در راندمان اگزرژی نسبت به تغییر در نسبت فشار کمپرسور ..... ۶۴
- شکل (۹-۴) تغییرات در راندمان اگزرژی سیکل نسبت به تغییر در دمای ورودی توربین ..... ۶۵
- شکل (۱۰-۴) تغییرات در راندمان اگزرژی سیستم نسبت به تغییر در نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین ..... ۶۷
- شکل (۱۱-۴) تغییرات در راندمان حرارتی سیستم نسبت به تغییر در نسبت فشار کمپرسور ..... ۶۸

- شکل (۴-۱۲) تغییرات در راندمان حرارتی سیستم نسبت به تغییر در دمای ورودی توربین..... ۶۹
- شکل (۴-۱۳) تغییر در راندمان حرارتی سیکل نسبت به تغییر در نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین..... ۷۰
- شکل (۴-۱۴) جریان‌های اگزورژی ورودی، خروجی و تخریب اگزورژی اجزای سیکل..... ۷۱
- شکل (۴-۱۵) پتانسیل بهبود اجزای سیکل..... ۷۲
- شکل (۴-۱۶) تغییرات در راندمان الکتریکی سیکل نسبت به تغییر دمای محیط..... ۷۴
- شکل (۴-۱۷) شماتیک سیستم CHP به همراه چیلر جذبی برای سرمایش هوای ورودی به کمپرسور..... ۷۶

## فهرست جداول

- جدول (۱-۱) ظرفیت الکتریکی CHP نصب شده تا سال ۲۰۰۹ میلادی ..... ۲۲
- جدول (۲-۱) مشخصات کلی میکروتوربین‌ها ..... ۲۴
- جدول (۳-۱) مزایا و معایب میکروتوربین‌ها ..... ۲۷
- جدول (۴-۱) ویژگی‌های میکروتوربین‌های سازندگان مختلف بر اساس سیستم تولید همزمان ..... ۲۹
- جدول (۵-۱) ویژگی‌ها و هزینه‌های میکروتوربین‌های رکوپراتوردار و ساده بر اساس سیستم‌های تولید همزمان ..... ۳۰
- جدول (۱-۴) پارامترهای عملکردی سیستم CHP ..... ۵۵

## فهرست علائم:

اگرژی ویژه	$e$
نرخ اگرژی	$\dot{E}$
آنتالپی ویژه	$h$
دبی جرمی	$\dot{m}$
فشار	$P$
نرخ حرارت	$\dot{Q}$
آنتروپی ویژه	$s$
دما	$T$
نرخ کار	$\dot{W}$
<b>علائم یونانی</b>	
راندمان	$\eta$
<b>زیرنویس‌ها</b>	
حالت مرده	0
نقاط سیکل ...	۱ و ۲ و ۳ ...
به شکل حرارت	heat
قانون اول	I
مبدل حرارتی داخلی	IHE
قانون دوم	II
ورودی	in
به طور خالص	net
خروجی	out
کندانسور	c
اوپراتور	e
پمپ	P
توربین	T



۱ فصل  
اول؛  
مقدمه و  
مرور کلی

نیاز به انرژی الکتریکی در جامعه کنونی با توجه به انواع مصارف (خانگی، تجاری، صنعتی و کشاورزی) نیازی روزافزون می‌باشد. در کشور ما نیز این نیاز دارای رشد سالیانه متوسط حدود ۸٪ می‌باشد [۱]. جهت تامین انرژی نقاط مصرف می‌بایست انرژی الکتریکی در نیروگاه‌ها، تولید و توسط خطوط انتقال توزیع و به نقاط مصرف رسانده شود. اما اگر جهت تامین بخشی از بار شبکه بتوان انرژی الکتریکی را در محل مصرف تولید کرد، صرفه جویی قابل توجهی در کلیه بخشهای مذکور حاصل خواهد شد. سابقه تولید انرژی به میزان مورد نیاز در محل مصرف به بعد از دهه ۷۰ میلادی بازمی‌گردد. تولید انرژی در محل مصرف به تولید پراکنده معروف است که عبارت است از تولید برق در محل مصرف یا در نزدیکی آن با استفاده از سیستمهای تولید برق نسبتاً کوچک که ظرفیت آنها معمولاً کمتر از ۲۵ مگاوات می‌باشد. مهمترین عواملی که سبب شد در این چند دهه توجه ویژه‌ای به تولید پراکنده شود را می‌توان به صورت زیر خلاصه نمود:

- نیاز به تجدید ساختار در صنعت برق.
  - کیفیت برق و مسائل قابلیت اطمینان.
  - رشد اقتصاد جهانی و جمعیت.
  - رشد سریع تکنولوژی و ظهور فناوریهای پربازده.
  - آلودگی هوا و محیط زیست ناشی از سوزاندن سوختهای فسیلی در تکنولوژیهای قبلی که هم راندمان پایین‌تری داشتند و هم آلودگی زیادی تولید می‌کردند.
  - لزوم صرفه جویی در مصرف انرژی با توجه به رو به زوال بودن منابع سوخت فسیلی
- از سوی دیگر تولید پراکنده مزایای بالقوه‌ای دارد که از آن جمله می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

- تولید برق با کیفیت بالا و امکان استفاده از گرمای حاصله به صورت همزمان
- صرفه جویی زیاد در مصرف انرژی.
- کاهش تلفات و آزادسازی ظرفیت خطوط انتقال انرژی.
- بهبود پروفیل ولتاژ.
- امکان استفاده از منابع انرژی اولیه متنوع مانند بیوگاز، گاز طبیعی و ...
- صرفه جویی اقتصادی برای مصرف کننده نهایی.
- افزایش امنیت تأمین انرژی برای مصرف کننده نهایی خصوصاً در صنایع.
- انتشار آلاینده‌های زیست محیطی پایین.

احداث واحدهای تولید پراکنده، ضمن کاهش تلفات شبکه و بهبود پروفیل ولتاژ و پایداری سیستم، به نحو قابل توجهی هزینه تمام شده احداث نیروگاه محلی را با توجه به صرفه جویی در عدم احداث پست تبدیل ولتاژ کاهش داده و درآمد حاصل از فروش برق به وزارت نیرو نیز جبران کننده سرمایه گذاری اولیه و کاهش دوره بازگشت سرمایه برای سرمایه گذار بخش خصوصی خواهد بود. از سوی دیگر، اکثر سازندگان باتجربه و مشهور موتورهای دیزل گازوئیل سوز در سالهای اخیر به ساخت موتورهای گازسوز روی آورده‌اند تا جایی که می توان تعداد زیادی سازنده معروف اروپایی، امریکایی و ژاپنی فعال در این زمینه را نام برد. تعداد قابل توجه سازندگان این موتورها و رقابت بوجود آمده بین آنها منجر به پیشرفت روزافزون در شاخصه‌های فنی طراحی و ساخت موتورهای گازسوز شده است. از آن جمله می توان به راندمان بالا، عمر طولانی، پایین بودن آلاینده‌گی زیست محیطی، بهبود شرایط پشتیبانی، خدمات پس از فروش خوب و هزینه پایین تعمیر و نگهداری و قطعات یدکی اشاره کرد به طوری که این موتورها را حتی در مقایسه با توربین‌های گازی برتری بخشیده و تنوع سازندگان، قدرت انتخاب خوبی برای علاقمندان سرمایه‌گذاری در این حوزه‌ها ایجاد نموده است. با حرکت بیشتر به سمت مصرف کنندگان کوچک بویژه در بخش خانگی، میزان مصرف هر واحد کاهش یافته و با توجه به اهمیت موضوع استقلال واحدهای مختلف از یکدیگر، تولید انرژی در مقیاس بسیار کوچک (در حد

چند کیلووات) حائز اهمیت خواهد بود. بدین ترتیب، وجود تکنولوژی تولید در مقیاس‌های کوچک نیز اهمیت دوچندان خواهد یافت که این موضوع در برنامه‌های تحقیقاتی و تولیدی کشورهای مختلف به چشم می‌خورد. بدین ترتیب، جهت افزایش تولید پراکنده در کشور، حرکت به سمت تولید در مقیاس‌های بسیار کوچک، موضوعی بسیار حیاتی است. از جمله تکنولوژی‌های موجود در سطح دنیا که امروزه مورد توجه بسیار قرار گرفته است، تکنولوژی "میکروتوربین‌ها" است. حدود ۲۰ سال است که مطالعات مختلفی در دنیا جهت افزایش راندمان و صرفه جویی در مصرف انرژی انجام می‌شود که نتیجه‌ی آن ساخت و تولید سیستم‌های CHP<sup>۱</sup> و CCHP<sup>۲</sup> بوده است. شرح کلی نحوه عملکرد دستگاه‌های فوق در واقع پیشنهاد کاهش اتلاف انرژی در دودکش‌های نیروگاه و کاهش اتلاف در انتقال انرژی الکتریکی به محل مصرف و ایجاد شرایط استفاده از اتلافات اجباری جهت مصارف مختلف در محل تولید انرژی الکتریکی و یا به عبارت دیگر احداث نیروگاه‌های کوچک در نزدیک‌ترین فاصله به محل مصرف است که نتیجه آن افزایش راندمان استفاده از انرژی است.

## ۱-۲ سیستم‌های CHP و CCHP

سیستم (CHP تولید همزمان برق و حرارت) شامل یک موتور احتراقی با پایه گازسوز و یا یک توربین گاز (میکرو توربین) و کوپله کردن آن با یک ژنراتور است. عملکرد عمومی این سیستم بدین‌گونه است، که موتور گازسوز ژنراتور را به حرکت در آورده و انرژی الکتریکی تولید می‌نماید و بخشی از انرژی حرارتی تولید شده در موتور و دودکش توسط تجهیزات خاص در زمستان جهت مصارف گرمایشی مورد استفاده قرار می‌گیرند. میزان برق و حرارت تولیدی این نیروگاه‌ها با راندمان حدود ۴۰٪ است [۲].

سیستم CCHP (تولید همزمان برق و حرارت و برودت) نیز شامل یک موتور احتراقی با پایه گازسوز و یا یک توربین گازسوز و یک مولد برق و انرژی حرارتی است، اما با این تفاوت که از انرژی

<sup>۱</sup> Combined Heating And Power

<sup>۲</sup> Combined Heating, Cooling And Power

حرارتی تولیدی در تابستان می توان جهت تولید سرما استفاده نمود. میزان برق تولیدی این نیروگاهها با راندمان حدود ۴۰٪ و میزان برودت تولیدی با راندمان حدود ۳۰٪ است [۲].

تفاوت بین دو سیستم CHP و CCHP در این است که سیستم CCHP علاوه بر تولید برق و حرارت، برودت نیز برای مصارف سرمایشی تولید می کند.

### ۱-۲-۱ عملکرد

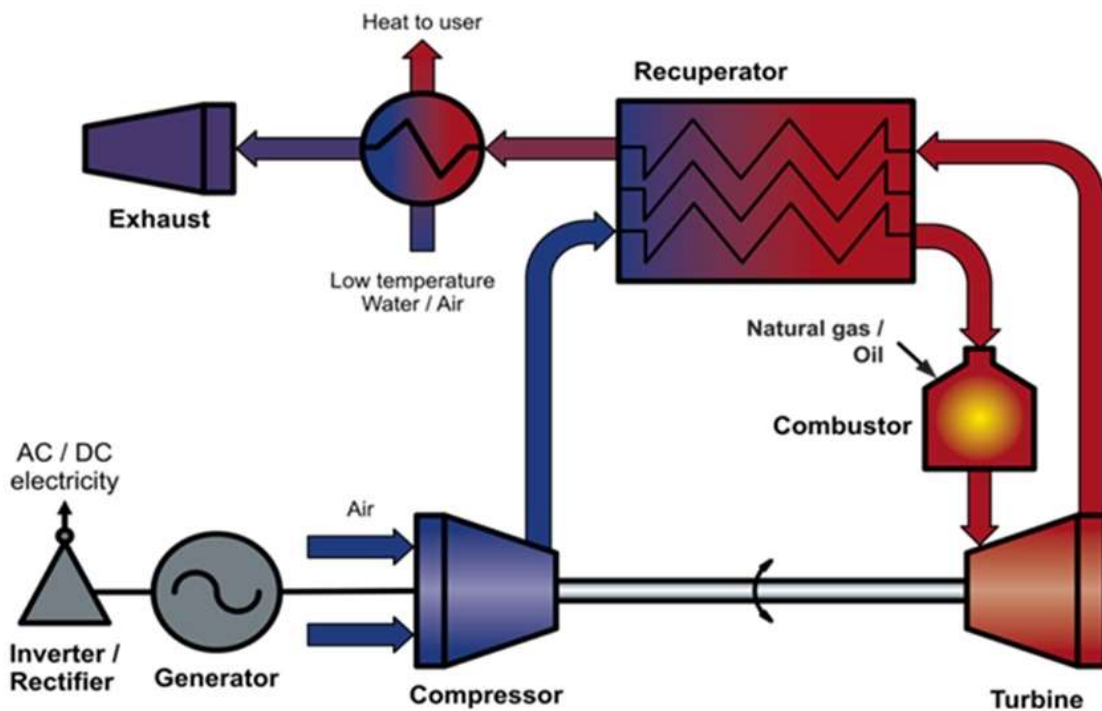
توسعه های اخیر در این سیستمها بحث کاهش اتلافات انتقال و استفاده از گرمایش و سرمایش این سیستمها است، بدین گونه که با تولید و توزیع و مصرف انرژی در محل مصرف کننده هزینه ها و اتلافات را کاهش می دهد. این سیستمها به دو بخش عمده از نظر عملکرد تقسیم می شوند که شامل محرک اصلی و سوخت مورد استفاده در این سیستمها است. این سیستمها از محرکهای متفاوتی استفاده می کنند که در ادامه بررسی می شود. سوخت مورد استفاده در این سیستمها شامل گاز، فوتوولتاییکها، بایومس، باد، ژنراتور توربین آب و سیستم طراحی شده بر اساس گاز فشار پایین است [۳].

### ۲-۲-۱ ظرفیت

از نظر ظرفیت تفاوتی بین دو سیستم CHP و CCHP وجود ندارد. این سیستمها محدوده وسیعی از ظرفیت بین ۱ KW تا ۵۰۰MW را پوشش می دهند. بیشترین مورد استفاده از این سیستمها با ظرفیت بیشتر از ۱MW در صنایع است. این سیستمها یا ظرفیت کمتر از ۱KW برای مصارف خانگی، تا حدود ۱۰ MW برای بیمارستانها و دانشگاهها، تا حدود ۳۰۰MW برای منطقه ای از شهر مورد استفاده قرار می گیرد [۳].

### ۳-۱ شماتیک سیستم CHP

در شکل (۱-۱) نمونه‌ای از یک سیستم CHP نشان داده شده که از توربین گاز، ژنراتور، کمپرسور، محفظه احتراق و دو مبدل حرارتی تشکیل شده است. توربین گاز بوسیله گاز طبیعی درایور می‌شود و انرژی مکانیکی باعث تولید انرژی الکتریکی در ژنراتور می‌شود. از گاز خروجی از توربین ابتدا برای پیش گرمایش هوای ورودی به توربین استفاده می‌شود و پس از آن از گازهای خروجی برای گرمایش آب برای مصارف گرمایشی استفاده می‌شود [۴].



شکل (۱-۰) شماتیک عملکرد سیستم CHP

### ۴-۱ اجزا

سیستم‌های تولید پراکنده از اجزای مختلفی تشکیل می‌شوند. اجزای اصلی این سیستم‌ها شامل محرک اصلی و فناوری حرارتی فعال است که هر کدام بسته به نوع عملکرد سیستم انواع مختلفی

دارند. این سیستم‌ها بسته به نوع محرک مورد استفاده اجزای دیگری نیز دارند که در ادامه بررسی می‌شود.

## ۱-۵ محرک اصلی

محرک اصلی مهمترین جزء سیستم‌های تولید پراکنده است. انواع مختلفی از محرک‌ها برای سیستم‌های تولید همزمان استفاده می‌شود. محرک‌های مختلف بسته به ظرفیت تولیدی برای مصارف مختلف سیستم‌های تولید پراکنده به کار می‌روند. محرک‌های مورد استفاده در سیستم‌های تولید پراکنده شامل موتورهای احتراق داخلی رفت و برگشتی<sup>۱</sup>، توربین بخار<sup>۲</sup>، توربین احتراق<sup>۳</sup>، پیل سوختی<sup>۴</sup>، موتور استرلینگ<sup>۵</sup> و میکروتوربین‌ها<sup>۶</sup> است. موتورهای احتراق داخلی رفت و برگشتی، توربین بخار و توربین احتراقی بیشترین سهم محرک اصلی در سیستم CHP را در حال حاضر دارا می‌باشند. سلول سوختی و موتور استرلینگ و میکروتوربین‌ها، به دلیل جدیدتر بودن تکنولوژی آنها نسبت به سایر محرک‌ها محرک‌های ایده‌آلی برای آینده هستند. در ادامه انواع محرک‌ها برای سیستم‌های تولید پراکنده بررسی می‌شود.

### ۱-۵-۱ توربین بخار

توربین بخار رایج‌ترین نوع محرک اصلی است و در صنایع کاربرد زیادی دارد. در شکل (۱-۲) نمایی از توربین بخار نشان داده شده است [۵]. توربین‌های بخار به دو دسته ی توربین‌های فشار پستی<sup>۷</sup> و توربین‌های متراکم<sup>۸</sup> تقسیم می‌شوند. در توربین فشار پستی فشار پایانی فرایند برابر فشار

---

<sup>1</sup> Reciprocating engines

<sup>2</sup> Steam Turbines

<sup>3</sup> Gas turbines

<sup>4</sup> Fuel cells

<sup>5</sup> Stirling Engine

<sup>6</sup> Micro-turbine

<sup>7</sup> Backpressure turbines

<sup>8</sup> condensing turbines

اتمسفر است و برای سایت‌هایی که نیاز به فشار میانی دارند مناسب است. در توربین‌های متراکم فشار پایانی فرایند کمتر از فشار اتمسفر است. این توربین‌ها با هر نوع سوختی کار می‌کنند. مزایای این توربین‌ها شامل عمر بالا و قابلیت اعتماد بالاست. معایب این توربین‌ها شامل بازده الکتریکی پایین و همچنین زمان راه‌اندازی بالا است. این نوع توربین‌ها رایج‌ترین نوع برای مقیاس بزرگ و صنعت است [۳].



شکل (۲-۰) نمایی از توربین بخار

### ۱-۵-۲ موتورهای داخلی رفت و برگشتی

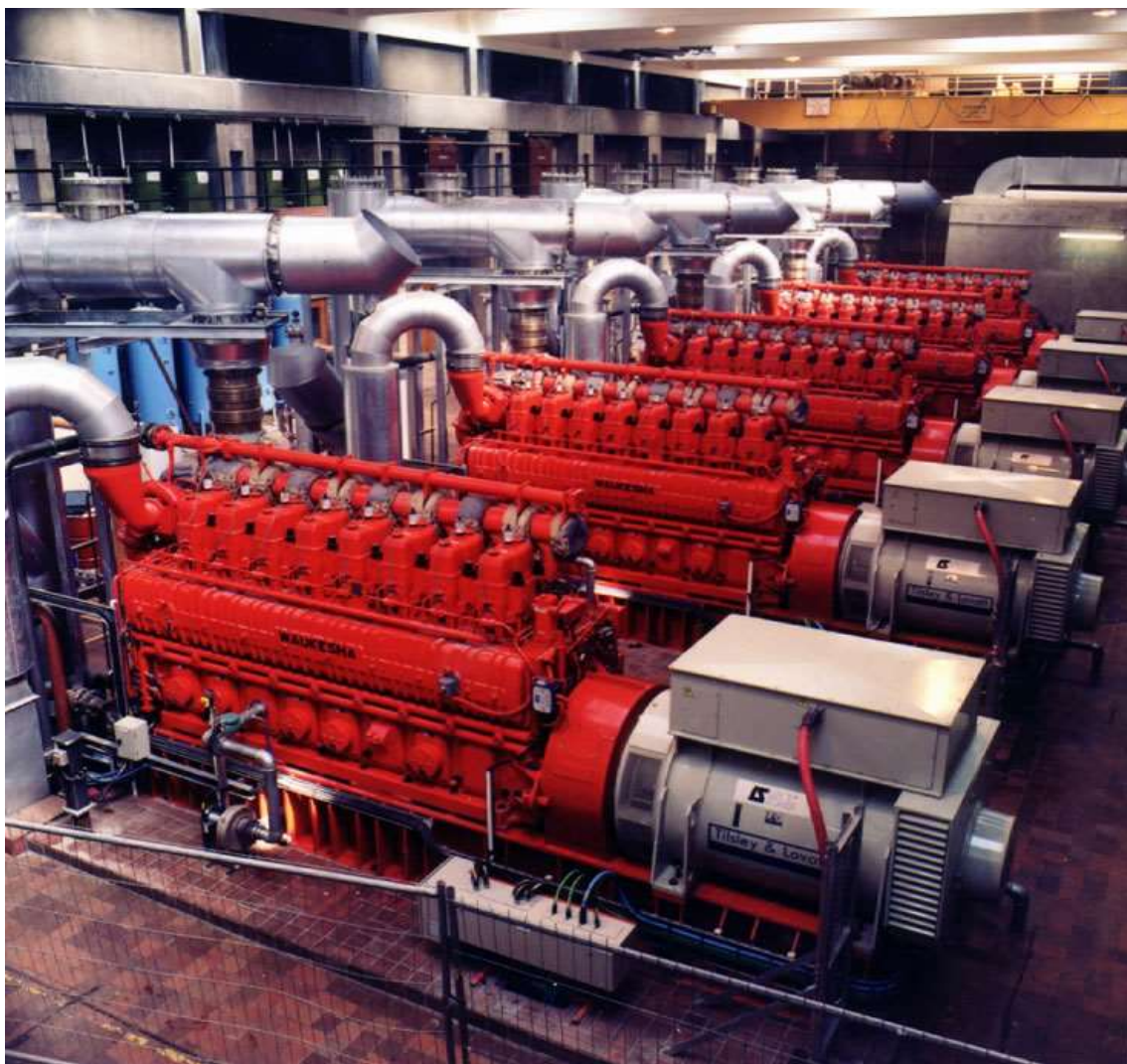
موتورهای داخلی رفت و برگشتی به دو دسته اشتعال جرقه‌ای<sup>۱</sup> و اشتعال تراکمی<sup>۲</sup> تقسیم می‌شوند. نمایی از موتور داخلی رفت و برگشتی در شکل (۱-۳) نشان داده شده است [۶]. سوخت اصلی موتورهای اشتعال جرقه‌ای گاز طبیعی و اشتعال تراکمی دیزل است. این موتورها ارزان‌ترین

<sup>۱</sup> Spark ignition

<sup>۲</sup> Compression ignition



هزینه‌ی سرمایه‌گذاری اولیه را نسبت به دیگر محرک‌ها دارند. این موتورها زمان راه‌اندازی کمی دارند. راندمان بالا و تولید قدرت یکنواخت از دیگر مزیت‌های این نوع موتورهاست. این نوع موتورها رایج‌ترین نوع برای استفاده‌ی با ظرفیت زیر 1mw است. معایب این موتورها لرزش زیاد است که نیاز به جذب لرزه دارند. محافظ برای کاهش صدا و نیاز به تعمیر و نگهداری مداوم تعداد زیادی از قطعات محرک نیز از دیگر معایب این نوع از موتورهاست [۷].



شکل ۳-۰) نمایی از موتور داخلی رفت و برگشتی

### ۱-۵-۳ توربین احتراق

توربین احتراق یک ماشین دوار است که بر اساس انرژی گازهای ناشی از احتراق کار می‌کند. در شکل (۱-۴) نمایی از توربین احتراق نشان داده شده است [۸]. هر توربین گاز شامل یک کمپرسور برای فشرده کردن هوا، یک محفظه احتراق برای مخلوط کردن هوا با سوخت و محترق کردن آن و یک توربین برای تبدیل کردن انرژی گازهای داغ و فشرده به انرژی مکانیکی است. بخشی از انرژی مکانیکی تولیدشده در توربین، صرف چرخاندن کمپرسور خود توربین شده و باقی انرژی، بسته به کاربرد توربین گاز، ممکن است ژنراتور برق را بچرخاند. این توربین‌ها برای رنج‌های با ظرفیت بالا مورد استفاده قرار می‌گیرند و برای ظرفیت کمتر از 1mw به علت راندمان الکتریکی پایین و هزینه بالا به‌ازای هر kw برق تولیدی اقتصادی نیستند. نصب این توربین‌ها راحت‌تر از توربین بخار است و همچنین فضای کمتری اشغال می‌کند و هزینه‌ی اولیه و هزینه‌ی تعمیر و نگهداری پایین‌تری نسبت به توربین‌های رفت و برگشتی دارند. عیب عمده این محرک‌ها راندمان الکتریکی پایین است. توربین‌های بخار و احتراقی هر دو برای ظرفیت‌های بالا استفاده می‌شوند و به دلیل راندمان پایین برای ظرفیت‌های پایین مورد استفاده قرار نمی‌گیرند [۹].



شکل (۴-۰) نمایی از توربین احتراق

#### ۱-۵-۴ میکروتوربین

میکروتوربین‌ها برای مقیاس کوچک استفاده می‌شوند. در شکل (۱-۵) نمایی از میکروتوربین نشان داده شده است [۱۰]. سوخت اصلی این محرک‌ها گاز است ولی از سایر سوخت‌ها نیز می‌تواند استفاده کنند. این توربین‌ها یک بخش محرک دارند و همچنین بدلیل داشتن یاتاقان هوایی نیاز به روانکار روغن ندارند. عیب عمده‌ی این محرک‌ها هزینه اولیه بالا نسبت به موتورهای رفت و برگشتی و راندمان پایین و حساسیت نسبت به تغییر شرایط محیط است. از مزایای میکروتوربین‌ها می‌توان به آلودگی صوتی کمتری که نسبت به محرک‌های دیگر تولید می‌کند اشاره کرد. همچنین میکروتوربین‌ها به این علت که دمای احتراق پایین‌تر نسبت به سایر محرک‌ها فعالیت می‌کنند NOx کمتری نیز تولید می‌کنند [۳].



شکل (۵-۰) نمایی از میکروتوربین

### ۵-۵-۱ موتور استرلینگ

موتور استرلینگ یک موتورحرارتی است که اختلاف زیادی با موتورهای احتراق داخلی در اتومبیل دارد که در سال ۱۸۱۶ توسط رابرت استرلینگ اختراع شد. در شکل (۶-۱) نمایی از موتور استرلینگ نشان داده شده است [۱۱]. موتور استرلینگ قابلیت بازدهی بیشتری نسبت به موتورهای بنزینی و دیزلی دارد. موتورهای استرلینگ از چرخه استرلینگ استفاده می‌کند که مشابه چرخه‌های استفاده شده در موتورهای احتراق داخلی نیست. گاز استفاده شده در داخل موتورهای استرلینگ هیچ وقت موتور را ترک نمی‌کند و مانند موتورهای دیزل و بنزینی سوپاپ دود که گازهای پر فشار را تخلیه می‌کند و محفظه احتراق وجود ندارد. به همین علت موتورهای استرلینگ بسیار بی صدا هستند. چرخه استرلینگ از یک منبع حرارتی خارجی که می‌تواند هر چیزی از بنزین و انرژی خورشیدی تا

حرارت ناشی از پوسیدگی گیاهان باشد استفاده کند و هیچ احتراقی داخل سیلندره‌های موتور رخ نمی‌دهد. موتور استرلینگ موتور احتراق خارجی است که برای سیستم CHP هنوز در حال مطالعه و تحقیقات است. این محرک با سوخت‌های زیادی می‌تواند کار کند. این محرک آلودگی کمی تولید می‌کند و صدای کمی ایجاد می‌کند و همچنین راندمان بالا از دیگر مزایای این محرک است ولی بدلیل تکنولوژی جدید و در حال مطالعه بودن و هزینه‌ی نسبتاً بالا به ندرت مورد استفاده قرار می‌گیرد [۳].



شکل (۶-۰) نمایی از موتور استرلینگ

### ۱-۵-۶ پیل سوختی

پیل سوختی مولد قدرت جمع و جوری است که هیچ بخش محرکی ندارد. در شکل (۱-۷) نمایی از پیل سوختی نشان داده شده است [۱۲]. بوسیله‌ی هیدروژن و اکسیژن برق تولید می‌کند و همچنین گرما را برای مقیاس وسیعی می‌تواند تولید کند. بیشترین بازار این نوع محرک‌ها بخش حمل

و نقل است. این محرک‌ها راندمان الکتریکی بالایی دارند. پنج تکنولوژی عمده پیل سوختی عبارت است از غشاء تبادل پروتون<sup>۱</sup>، قلیایی<sup>۲</sup>، اسید فسفریک<sup>۳</sup>، کربنات مذاب<sup>۴</sup> و اکسید جامد<sup>۵</sup> [۳].



شکل (۷-۰) نمایی از پیل سوختی

## ۶-۱ فناوری حرارتی فعال<sup>۶</sup>

فرق عمده بین سیستم CCHP و CHP با سیستم‌های معمولی تولید گرمایش و سرمایش علاوه بر تولید برق است. این سرمایش به وسیله‌ی چیلرهای جذبی<sup>۷</sup> و خشک کن رطوبت گیر<sup>۸</sup> انجام می‌شود. این سیستم‌ها می‌توانند بوسیله‌ی بخار، آب داغ و گاز خروجی از محرک اصلی کار کنند [۳].

<sup>1</sup> Proton exchange membrane fuel cell (PEMFC)

<sup>2</sup> Alkaline fuel cell (AFC)

<sup>3</sup> Phosphoric acid fuel cell (PAFC)

<sup>4</sup> Molten carbonate fuel cells (MCFC)

<sup>5</sup> Solid oxide fuel cell (SOFC)

<sup>6</sup> Thermally activated technologies

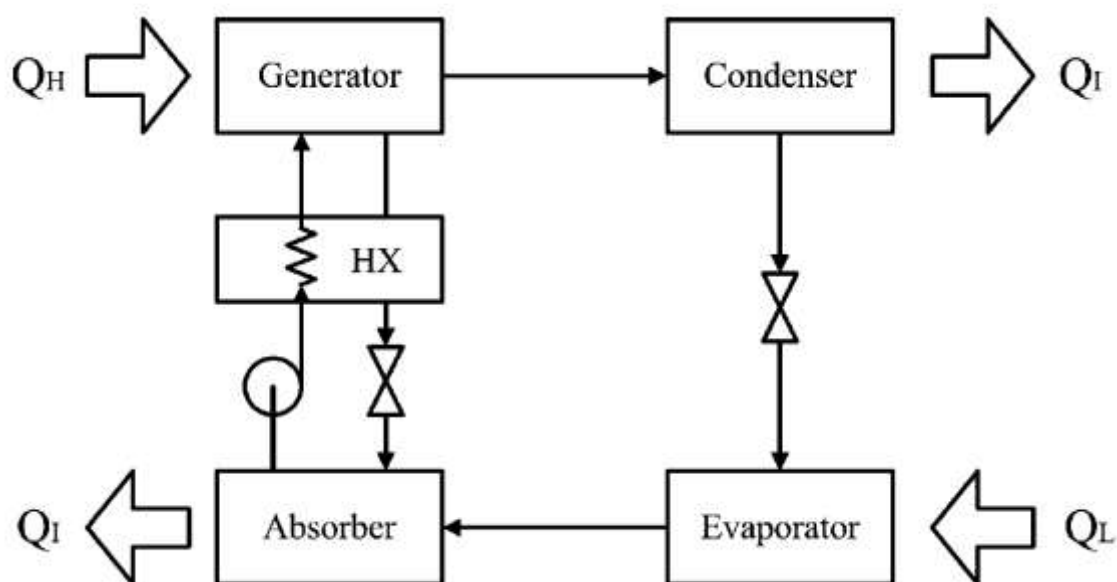
<sup>7</sup> Absorption adsorption

<sup>8</sup> Desiccant dehumidifiers

## ۱-۶-۱ چیلر جذبی

این نوع سیستم‌های جذبی به طور گسترده در سیستم‌های CCHP بکار می‌رود. این چیلرها بسیار شبیه چیلرهای تراکمی بخار هستند بدین گونه که چیلرهای تراکمی بخار از وسایل دورانی (موتور الکتریکی و توربین بخار و...) برای رسیدن به فشار بخار مبرد استفاده می‌کنند ولی چیلرهای جذبی از گرما برای فشرده‌سازی بخار مبرد به فشار بالا استفاده می‌کند. این چیلرها هیچ بخش متحرکی ندارند [۲].

شکل (۲-۱) چرخه جذب را در چیلرهای جذبی نشان می‌دهد [۳].



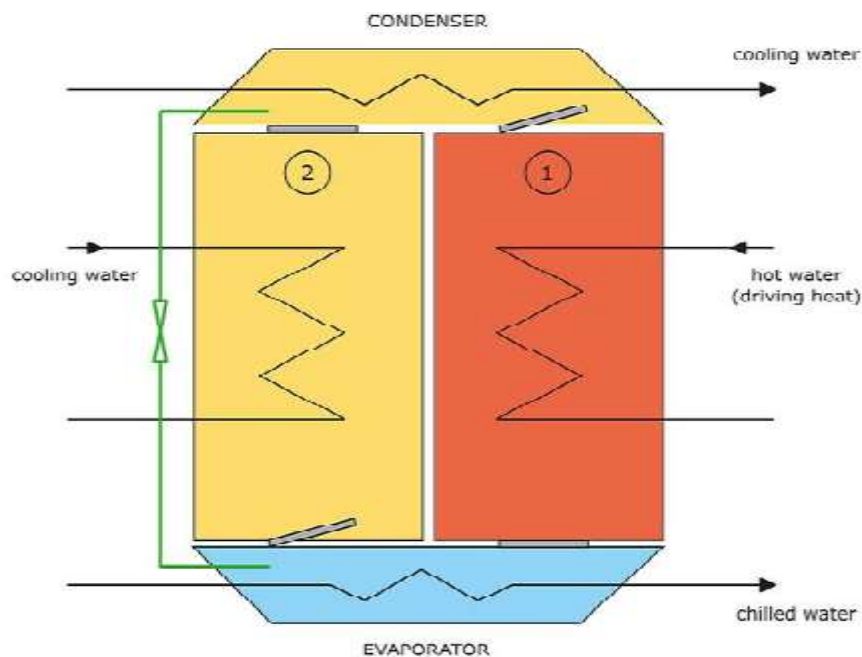
شکل (۲-۱) چرخه جذب در چیلر جذبی

نحوه عملکرد چیلر جذبی بدین گونه است که بعد از اواپراتور در چیلر قدرت سرمایشی تولید می‌شود. بخار تولید شده در اواپراتور به وسیله‌ی مایع جاذب در جذب کننده جذب می‌شود. جاذبی که سرمایشش گرفته شده بوسیله‌ی پمپ به ژنراتور برده می‌شود و بوسیله‌ی گرمایی که از بخار یا گاز یا آب داغ می‌گیرد بخار جدا شده و به کندانسور می‌رود و مبرد جاذب به جذب کننده بر

می‌گردد. رایج‌ترین جذب برای جذب کننده آب آمونیاک و لیتیوم برومید آب است. هزینه ی نصب این چیلرها بین  $140 \$/kw$  تا  $290 \$/kw$  است.

### ۱-۶-۲ چیلر جذبی سطحی<sup>۱</sup>

این نوع چیلرها دوست‌دار محیط زیست و ابزاری موثر برای منابع با درجه حرارت پایین هستند. این سیستم‌ها مانند سیستم تراکمی بخار است با این تفاوت که سیستم تراکمی بخار نیاز به تجهیزات تراکمی بخار دارد ولی سیستم جذبی از حرارت برای فعالیت بستر جذب ثابت استفاده می‌کند و به این طریق تا حدود ۹۰ درصد از انرژی مورد نیاز ورودی را کاهش می‌دهد. ساختار چیلر جذبی سطحی به این صورت است که یک اواپراتور در پایین و یک کندانسور در بالا و ۲ مرکز جذب در وسط دستگاه قرار می‌گیرد. بین ۲ محفظه جذب در پیچه یا شیری است که از اختلاف فشار جلوگیری کند و همچنین بین ۲ محفظه با کندانسور و اواپراتور نیز شیر برای جلوگیری از اختلاف فشار وجود دارد [۳]. در شکل (۱-۳) شماتیکی از چیلر جذبی سطحی نشان داده شده است [۱۳].



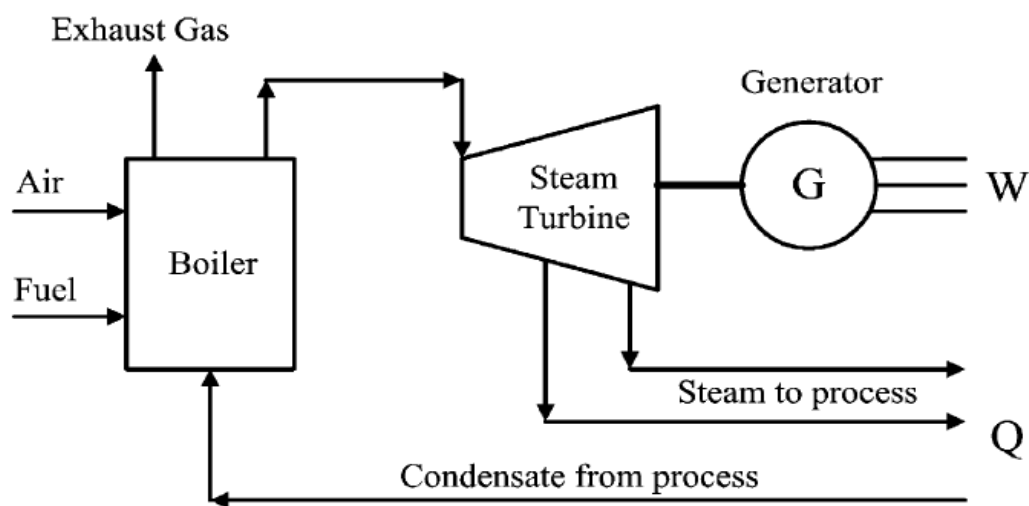
شکل (۱-۳) شماتیک عملکرد چیلر جذبی سطحی

<sup>1</sup> Absorption chiller

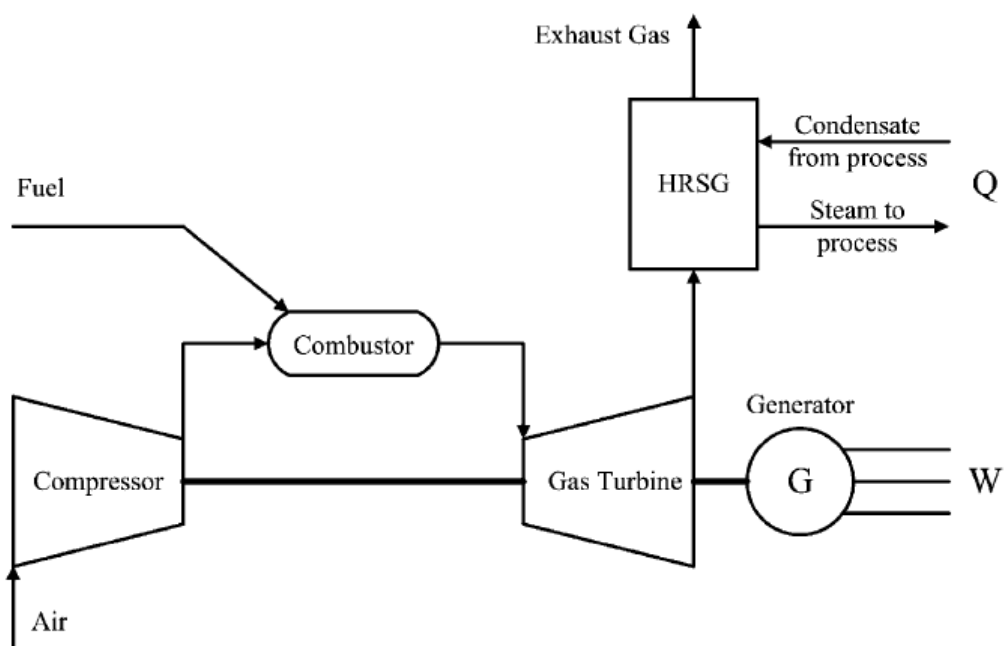


## ۷-۱ مدل‌های مختلف سیستم CHP

۲ مدل رایج برای سیستم CHP وجود دارد که یکی بر اساس بویلر-توربین بخار و دیگری بر اساس توربین احتراقی است. در شکل‌های (۴-۱) و (۵-۱) شماتیک سیستم‌های بویلر-توربین بخار و توربین احتراقی به ترتیب نشان داده شده است [۳].

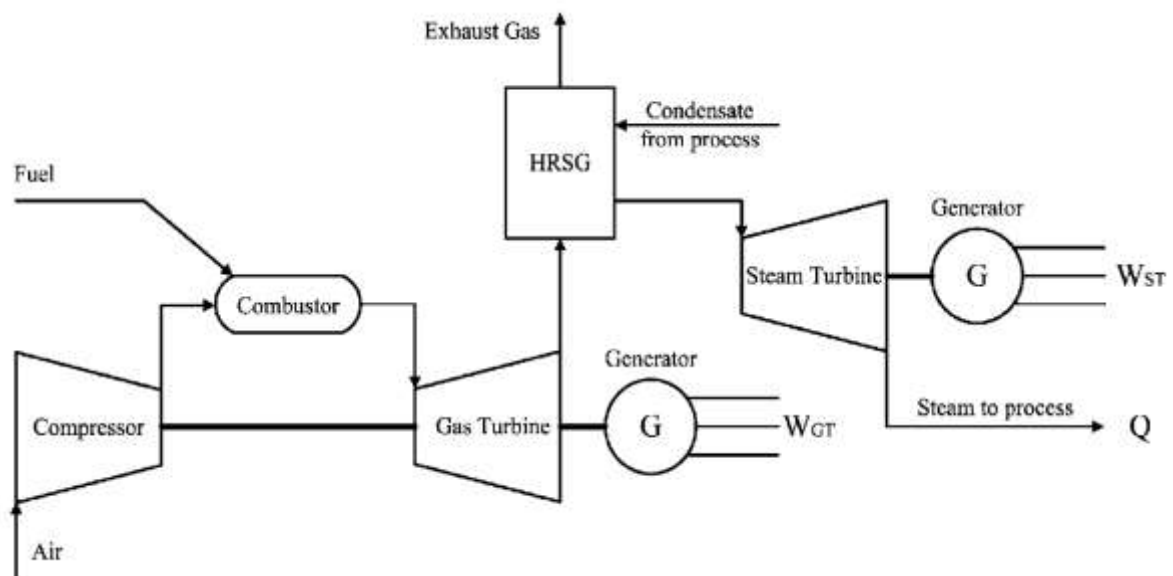


شکل (۴-۱) شماتیک سیستم CHP بویلر-توربین بخار



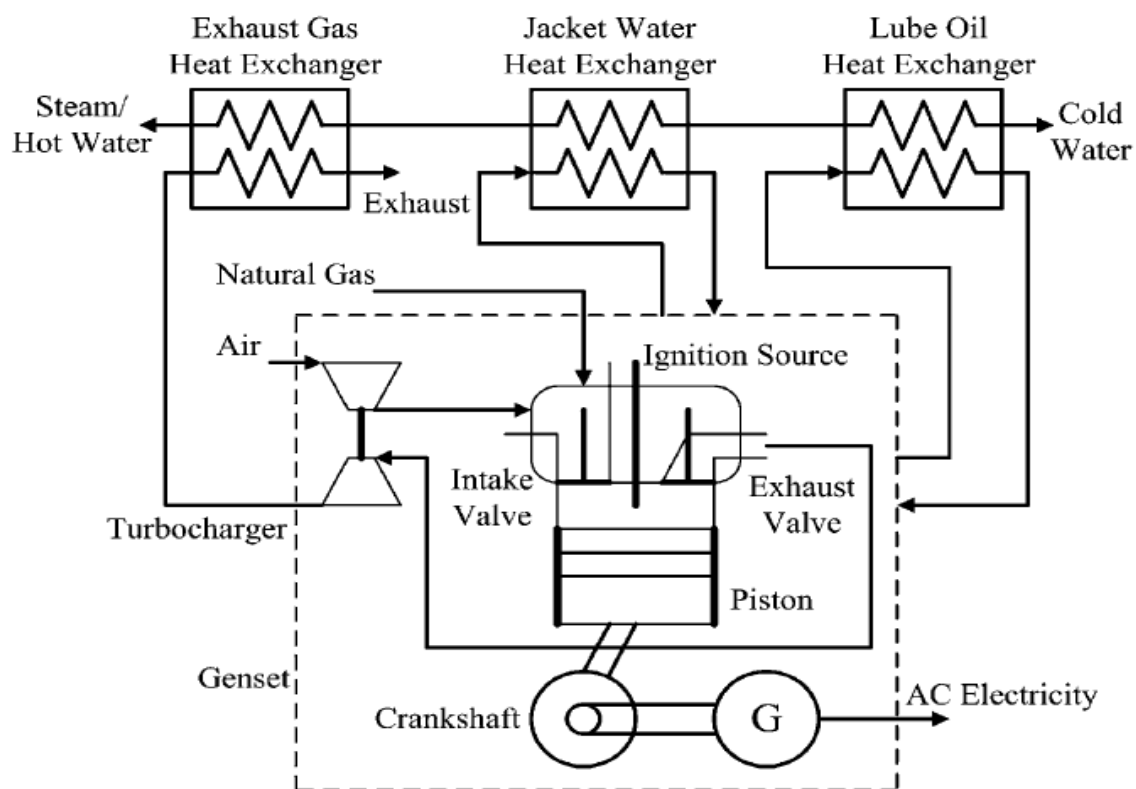
شکل (۵-۱) شماتیک سیستم CHP با توربین احتراق

مدل بویلر-توربین بیشترین استفاده را در سیستم CHP دارد. دو سوم انرژی زمانی که از بخار بعد توربین استفاده نشود و برای چگالیده شدن به برج خنک کن برود از دست می‌رود. مدل توربین احتراقی مدل جدیدتری نسبت به مدل قبلی است. یک مدل ارتقا یافته مدل ترکیبی توربین گاز است (CCGT) که از یک توربین بخار و یک توربین گاز در پیکر بندی تشکیل شده است. این سیستم امروزه بیشترین استفاده را در نیروگاه‌های بزرگ تولید برق داراست. قابلیت اعتماد سیکل ۸۰ تا ۸۵ درصد، در دسترس بودن سالیانه ۷۷ تا ۸۵ درصد، طول عمر سیکل ۱۵ تا ۲۵ سال، بازده الکتریکی ۳۵ تا ۴۵ درصد و بازده کل سیکل ۷۰ تا ۸۸ درصد است. شکل (۶-۱) مدل ترکیبی توربین گاز را نشان می‌دهد [۳].



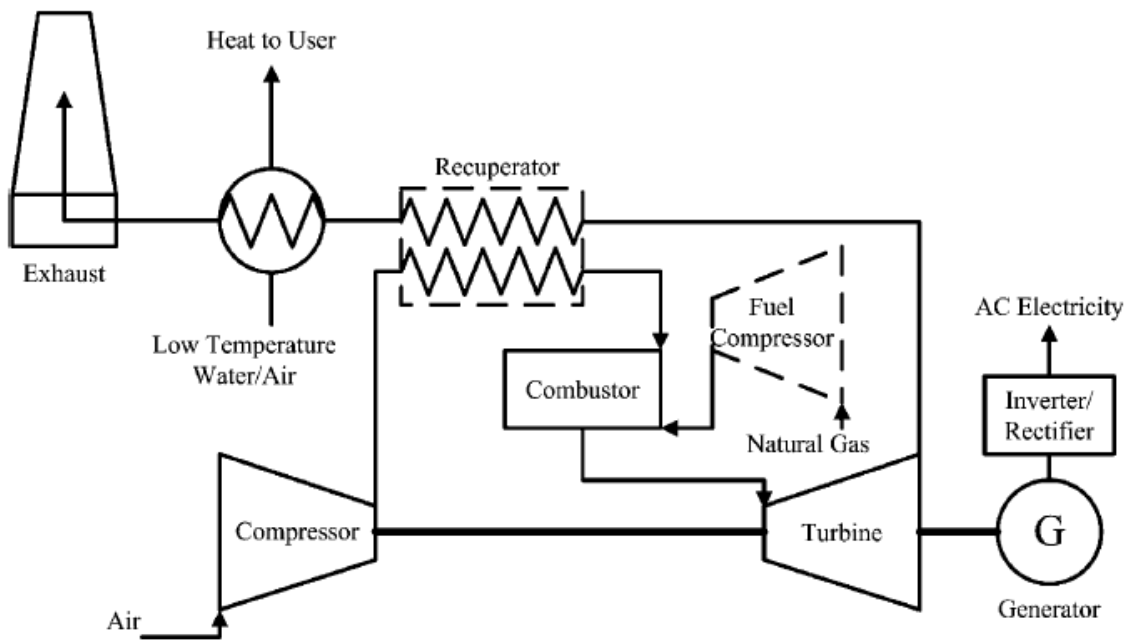
شکل (۶-۱) شماتیک سیستم CHP مدل ترکیبی توربین گاز

سیستم با موتور رفت و برگشتی برای مقیاس کوچک محبوب است. مایع خنک کننده، روغن روانکار و گاز خروجی از موتور سه گزینه‌ی بازیافت گرما هستند که می‌توانند آب داغ لازم برای مبدل به منظور سرمایشی یا گرمایشی را تولید کنند. شکل (۷-۱) شماتیک سیستم با موتور رفت و برگشتی را نشان می‌دهد [۳].



شکل (۷-۱) شماتیک سیستم CHP با موتور رفت و برگشتی

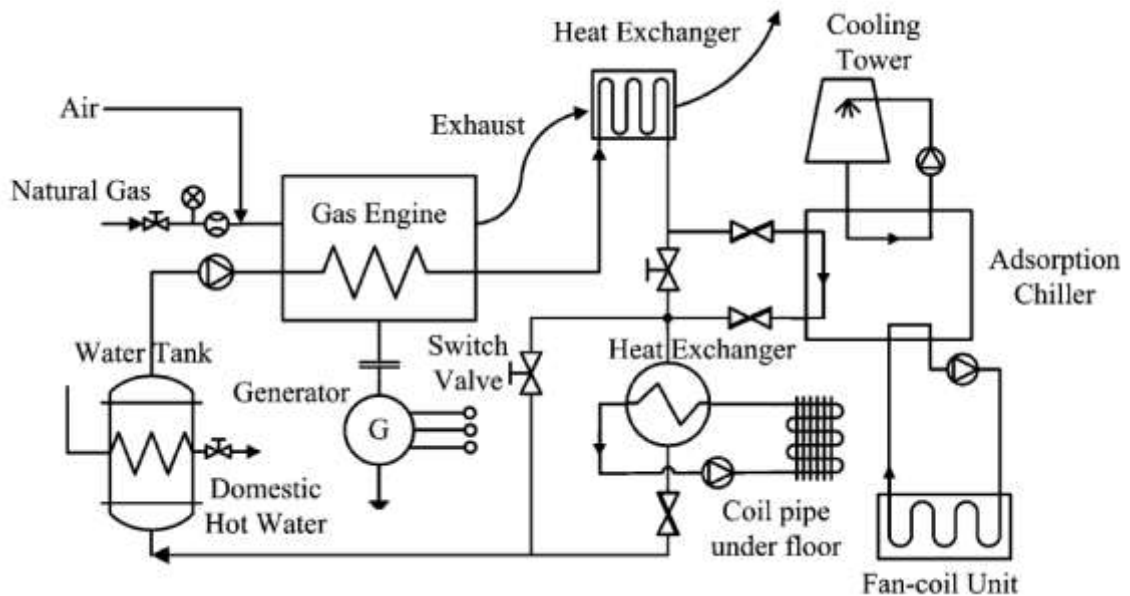
میکرو توربین‌ها از سال ۲۰۰۱-۲۰۰۲ وارد بازار تجاری شدند و به سرعت جزو محرک‌های ایده‌آل برای سیکل‌های با مقیاس کوچک شدند. شکل (۸-۱) شماتیک سیستم با میکروتوربین را نشان می‌دهد [۳].



شکل (۸-۱) شماتیک سیستم CHP با محرک میکروتوربین

### ۸-۱ نمونه‌ای از سیستم CCHP

در شکل (۹-۱) نمونه‌ای از سیستم CCHP مشاهده می‌شود [۳].



شکل (۹-۱) شماتیک یک سیستم CCHP

نحوه عملکرد این سیستم بدین گونه است که آب ژاکت خنک کننده‌ی موتور در مبدل توسط گاز خروجی از موتور تا ۵۸۰ درجه گرم می‌شود. سپس آب بازگرمایش شده از چیلر جذبی سطحی عبور می‌کند تا آب سرد مورد نیاز برای سرمایش فضا در تابستان را فراهم کند یا وارد مبدل حرارتی می‌شود که آب گرم لازم برای گرمایش فضا را تامین کند. سپس آب ژاکت وارد برج آب می‌شود تا آب گرم داخلی را تامین کند سپس وارد موتور می‌شود. بازده الکتریکی این سیستم حدود ۲۱/۴٪ است.

### ۹-۱ دسته بندی سیستم‌های CHP و CCHP براساس قدرت

سیستم‌های تولید پراکنده از نظر قدرت به چهار دسته تقسیم می‌شوند که عبارت است از [۳]:

#### ۱-۹-۱ میکرو سیستم (زیر 20kw)

میکرو سیستم‌ها برای توان تا ۲۰KW هستند که محرک اصلی آنها می‌تواند موتورهای رفت و برگشتی یا موتور استرلینگ باشد.

#### ۲-۹-۱ سیستم‌های کوچک (20 kW– 1MW)

این محدوده قدرت بزرگترین بازار برای سیستم‌های تولید پراکنده می‌باشد که میتوان تمام محرک‌ها را در آن یافت. میکروتوربین‌ها بزرگترین رقیب موتورهای احتراق داخلی در این رنج قدرت هستند.

#### ۳-۹-۱ سیستم‌های متوسط (1MW– 10MW)

این محدوده قدرت برای صنعت است و سرمایش در آن مطرح نمی‌باشد بلکه هدف اصلی الکتریسیته و گرمایش است. موارد مورد استفاده این سیستم‌ها در بیشتر موارد کارخانجات متوسط و بزرگ است.

## ۱-۹-۴ سیستم‌های بزرگ (بالای 10MW)

در این محدوده قدرت معمولاً از توربین بخار به عنوان محرک استفاده می‌شود و برای نیروگاه‌های بزرگ استفاده می‌شود. برق و حرارت تولیدی این سیستم‌ها برای استفاده در یک مجموعه‌ی بسیار بزرگ همچون یک شهر می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد.

## ۱-۱۰ مروری بر تجربیات جهانی

امروزه استفاده از سیستم‌های تولید پراکنده و همزمان برق و حرارت در کشورهای مختلف جهان افزایش یافته و انتظار می‌رود که میزان نصب این سیستم‌ها روند صعودی روزافزون خود را حفظ نماید. ظرفیت الکتریکی نیروگاه‌های تولید همزمان برق و حرارت در برخی از کشورهای جهان که در جدول (۱-۱) به چشم می‌خورد، نشان دهنده اهمیت است که کشورهای مختلف برای این موضوع قائلند [۱۴].

جدول (۱-۱۰) ظرفیت الکتریکی CHP نصب شده تا سال ۲۰۰۹ میلادی

نام کشور	قدرت نصب شده (مگاوات)	نام کشور	قدرت نصب شده (مگاوات)
استرالیا	۱۸۶۴	ایتالیا	۵۸۹۰
اتریش	۳۲۵۰	ژاپن	۸۷۲۳
بلژیک	۱۸۹۰	کره	۴۵۲۲
برزیل	۱۳۱۶	لیتوانی	۱۰۴۰
بلغارستان	۱۱۹۰	مکزیک	۲۸۳۸
کانادا	۶۷۶۵	هلند	۷۰۶۰
چین	۲۸۱۵۳	لهستان	۸۳۱۰
جمهوری چک	۵۲۰۰	پرتغال	۱۰۸۰
دانمارک	۵۶۹۰	رومانی	۵۰۵۰
استونی	۱۶۰۰	روسیه	۶۵۱۰۰
فنلاند	۵۸۳۰	سنگاپور	۱۶۰۲
فرانسه	۶۶۰۰	اسلواکی	۵۴۱۰

۶۰۴۵	اسپانیا	۲۰۸۴۰	آلمان
۳۴۹۰	سوئد	۲۴۰	یونان
۷۳۷۸	تایوان	۲۰۵۰	مجارستان
۷۹۰	ترکیه	۱۰۰۱۲	هند
۵۴۴۰	انگلیس	۱۲۰۳	اندونزی
۸۴۷۰۷	امریکا	۱۱۰	ایرلند

### ۱۱-۱ سیستم مورد بررسی

سیستم مورد بررسی در این تحقیق یک سیستم CHP با مولد میکروتوربین همراه با پیش گرم کن داخلی است. به همین منظور در ادامه به معرفی مشخصات و ویژگی‌های میکروتوربین پرداخته شده است.

### ۱۲-۱ مشخصات عمومی میکروتوربین‌ها

مهمترین مزیت‌های میکروتوربین‌ها سادگی ساختار و کوچکی ابعاد آنها می باشد. کوچکی ابعاد میکروتوربین‌ها باعث شده یک مولد بسیار مناسب برای مصارف خانگی و در حدوده قدرت بالاتر برای بیمارستان‌ها، دانشگاه‌ها، ادارات و غیره باشد. میکروتوربین‌ها اغلب برای مکان‌های تجاری و ساختمان‌های بزرگ مانند هتل‌ها، مراکز آموزشی و اداری مورد استفاده قرار می گیرند. به گونه‌ای که تاکنون تنها شرکت Capstone ۲۴۰۰ میکروتوربین برای مصرف کنندگان تولید کرده است. سیستم میکروتوربین‌ها بر اساس مصرف و تولید انرژی شامل سه نوع می‌باشد که بطور خلاصه در زیر شرح داده شده‌اند:

- ۱- میکروتوربین‌های دارای رکوپراتور، به دلیل استفاده از گرمای خروجی اگزوز توربین، دارای بازده بیشتری می باشند.
- ۲- میکروتوربین‌های بدون رکوپراتور (دارای سیکل ساده) دارای بازدهی کمتری هستند اما در مقابل دارای قیمت پایین تری نیز می باشند.

۳- میکروتوربین‌ها بر اساس سیستم‌های تولید همزمان (CHP) مشخصات عمومی میکروتوربین‌ها در جدول (۲-۱) آورده شده است [۱۵].

جدول (۲-۰) مشخصات کلی میکروتوربین‌ها

دسترس از نظر تجاری	قابل دسترس
گستره توان	۲۵ الی ۵۰۰ کیلووات
سوخت	دیزل، هیدروژن، پروپان و گاز طبیعی
بازدهی الکتریکی	۲۰ الی ۳۰ درصد
اثرات زیست محیطی	انتشار کم NOX

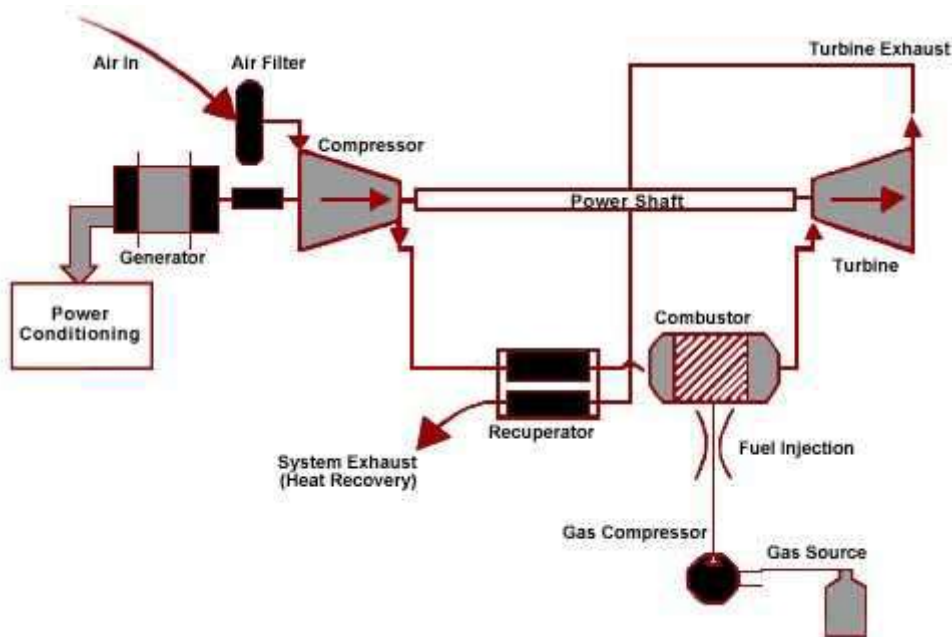
#### ۱-۱۲-۱ میکروتوربین‌های دارای رکوپراتور

اجزاء اصلی میکروتوربین‌هی رکوپراتوردار عبارت است :

- ۱- کمپرسور و توربین شعاعی تک مرحله ای
- ۲- ژنراتور مغناطیسی دائمی سرعت بالا (بالتر از ۱۲۰۰۰۰ دور بر دقیقه)
- ۳- رکوپراتور
- ۴- محفظه احتراق
- ۵- تجهیزات رگولاتور ولتاژ تولیدی و مبدل‌ها

در شکل (۱۲-۱) اجزای اصلی میکروتوربین نشان داده شده است [۱۴].





شکل (۱۲-۱) اجزای اصلی میکروتوربین

#### ۱-۱۲-۱ سیستم عملکردی میکروتوربین رکوپراتوردار

همان‌طور که در شکل بالا مشخص است، هوای ورودی پس از گذر از فیلتر وارد کمپرسور و پس از فشرده شدن، از قسمت رکوپراتور عبور می‌کند. در این قسمت دمای هوا به واسطه دمای گازهای خروجی از توربین افزایش پیدا می‌کند. هوا پس از گرم شدن وارد محفظه احتراق و پس از ترکیب با سوخت، مشتعل می‌گردد. هوای مشتعل و داغ با سرعت زیاد به توربین وارد شده و پس از برخورد به پره‌های توربین باعث به گردش در آوردن پره‌های توربین می‌شود. سپس در انتها گازهای داغ از آگزوز وارد قسمت رکوپراتور شده و سیکل به طور پیوسته تکرار می‌گردد. بخشی از نیروی تولید شده توسط توربین صرف چرخاندن کمپرسور هوا و باقی مانده از طریق یک شفت رابط به ژنراتور منتقل می‌شود. و برق تولیدی توسط ژنراتور پس از تنظیم شدن به مصرف می‌رسد. بنابراین میکروتوربین‌ها سیستم‌های بسیار ساده‌ای هستند که معمولاً تنها دارای یک جزء متحرک می‌باشند. این جزء متحرک یک شافت سرعت بالا است که کمپرسور، چرخ توربین و ژنراتور را تحمل می‌کند. این شافت به جای سوار شدن بر روی یاتاقان روغنکاری شده که در اکثر توربین‌های احتراقی مورد استفاده قرار می‌گیرد،

بر روی یاتاقان هوایی سوار شده است. این امر باعث کاهش هزینه تعمیرات و پیچیدگی فنی می‌گردد. البته میکروتوربین‌ها بطور کلی شامل دو نوع تک شافتی و دو شافتی می‌باشند. در مدل تک شافتی، یک توربین، کمپرسور و ژنراتور را می‌چرخاند در حالی که در مدل‌های دو شافتی، توربین گرداننده کمپرسور بر روی یک شافت و توربین گرداننده ژنراتور بر روی شافت دیگر واقع شده است. در مدل‌های دو شافتی می‌توان با استفاده از یک توربین جداگانه برای ژنراتور و استفاده از جعبه دنده و به کار بردن ژنراتورهای سنکرون معمولی (مثلا با سرعت گردش ۳۶۰۰ دربر دقیقه) فرکانس مناسب برای مصرف کننده را مستقیما تولید نمود. در این نوع میکروتوربین‌ها فشارها کمتر و عمر ماشین طولانی‌تر خواهد بود. البته معمولا هزینه این نوع میکروتوربین‌ها بیشتر از نوع تک شافتی می‌باشد. مدل‌های تک شافتی معمولا برای بهره‌برداری در سرعت چرخش بسیار بالا ( در برخی مدل‌ها بیش از ۱۰۰۰۰۰ دور بر دقیقه ) طراحی می‌گردند و جریان متناوب تولید شده توسط ژنراتور آنها دارای فرکانس بسیار بالایی می‌باشد. در ژنراتورهای سرعت بالای مدل‌های تک شافتی، معمولا یک ماده مغناطیس دائم (Samarium-Cobalt) به کار می‌رود و لازم است که خروجی فرکانس بالای آن (در رنج ۱۰۰۰ تا ۳۰۰۰ هرتز) به فرکانس مطلوب ( ۵۰ یا ۶۰ هرتز) تبدیل شود. لازم به ذکر است که اکثر میکروتوربین‌ها از نوع تک شافتی می‌باشند و ژنراتورهای فرکانس بالا که تکنولوژی جدیدتری هستند، مورد استفاده قرار می‌گیرند [۱۵].

### ۱-۱۲-۲ میکروتوربین‌های ساده

این دسته از میکروتوربین‌ها در مقایسه با اجزای میکروتوربین‌های دسته اول رکوپراتور ندارند و چون حرارت خروجی گازهای حاصل از احتراق توربین را برای پیش گرم کردن هوای محفظه احتراق بازیافت نمی‌کنند، مصرف سوخت بالاتری نسبت به میکروتوربین‌های رکوپراتوردار دارند و در نتیجه بازدهی آنها نیز کمتر و در حدود ۱۵ درصد می‌باشد. سیستم عملکرد این میکروتوربین‌ها مشابه با میکروتوربین‌های رکوپراتوردار است [۱۵].

مزایا و معایب عمومی استفاده از میکروتوربین‌ها در جدول (۱-۳) نشان داده شده است [۱۶].

جدول ۳-۰ مزایا و معایب میکروتوربین‌ها

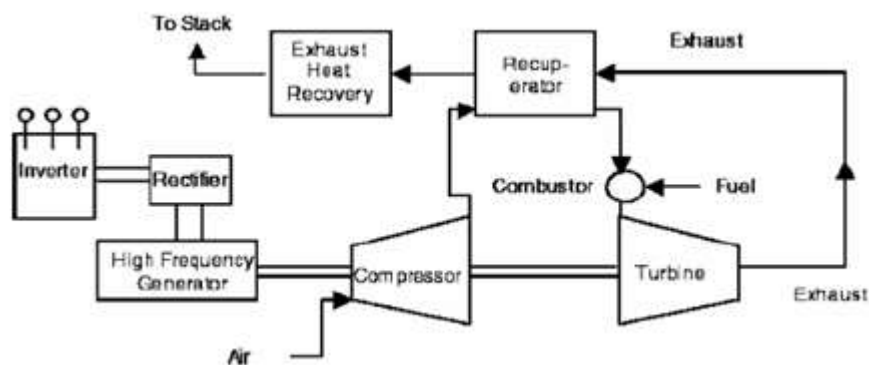
مزایا	معایب
تعداد کم قطعات متحرک	هزینه سرمایه‌گذاری بالا
اندازه کوچک	بازدهی کم/ نرخ گرمای بالاتر
وزن سبک	
بازدهی مناسب	
آلاینده‌گی کم	
استفاده از سوخت‌های زاید	
فاصل طولانی تعمیرات	
عمل در فشارهای کم گاز	

### ۱-۱۳ میکروتوربین‌ها بر اساس سیستم تولید همزمان برق و گرما

در کاربردهای CHP با استفاده از یک مبدل حرارتی دیگر (بجز رکوپراتور) گرمای موجود در گازهای احتراقی خروجی، به سیستم آب داغ منتقل می‌گردد. این گرمای خروجی می‌تواند در مصارف در گرمایش آب شرب، در چیلرهای جذبی و تجهیزات رطوبت زدایی خشک کن، گرمایش فضاها، گرمایش فرآیندها و سایر اماکن و ساختمان‌ها به کار گرفته شود. البته در بعضی از میکروتوربین‌هایی که در CHP به کار می‌روند، از رکوپراتور استفاده نمی‌شود، در این صورت دمای خروجی، بالاتر است [۱۳].

در شکل (۱-۱۳) اجزای یک میکروتوربین رکوپراتوردار بر اساس سیستم CHP نشان داده شده

است.



شکل (۱-۱۳) شماتیک یک سیستم تولید همزمان با میکروتوربین - این سیستم‌ها دارای یک مبدل حرارتی دیگر بجز رکوپراتور هستند.

### ۱-۱۳-۱ راندمان میکروتوربین‌ها در سیستم‌های CHP

راندمان نیروگاه‌های حرارتی عبارتست از انرژی الکتریکی تولید شده تقسیم بر مقدار سوخت

مصرف شده [۱۳].

در مورد سیستم‌های CHP تعریف راندمان چنین است:

۱- راندمان کلی: عبارتست از مجموع انرژی الکتریکی و انرژی حرارتی مفید تولید شده تقسیم بر مقدار سوختی که توسط سیستم CHP مصرف می‌شود. راندمان کلی سیستم‌های CHP بیش از ۷۰ درصد است.

۲- راندمان تولید برق: عبارتست از انرژی الکتریکی تولید شده تقسیم بر سوخت مصرف شده. همانطور که گفته شد میکروتوربین‌ها از سوخت‌های متفاوتی می‌توانند استفاده کنند، همچنین در سیستم‌های تولید همزمان، می‌توانند هم دارای رکوپراتور و هم بدون رکوپراتور باشند.

## ۱-۱۳-۲ ویژگی‌های میکروتوربین‌های سازندگان متفاوت با سوخت‌های متفاوت بر اساس

### سیستم تولید همزمان

در جدول (۴-۱) ویژگی‌های میکروتوربین‌های سازندگان مختلف بر اساس سیستم تولید همزمان

مشاهده می‌گردد [۱۷].

جدول (۴-۰) ویژگی‌های میکروتوربین‌های سازندگان مختلف بر اساس سیستم تولید همزمان

TURB EC	ELIOT/BOW MAN	CAPSTON			شرکت‌های سازنده
گاز طبیعی	گاز طبیعی، پروپان، بوتان و LPG	گاز طبیعی	بیوگاز	سوخت دیزلی	گاز طبیعی (پروپان گازی)
۱۰۵	۸۰	۲۸	۳۰	۳۰	۳۰
ظرفیت (الکتریکی - کیلووات)					
۳۰	۲۸	۲۵	۲۶	۲۵	۲۶
بازدهی الکتریسیته LHV (%)					
۷۸	۷۵	۹۱	۹۱	۹۰	۹۱
بازدهی کلی (%) LHV					
۷۰۰۰۰	۹۶۰۰۰	۹۶۰۰۰	۹۶۰۰۰	۹۶۰۰۰	۹۶۰۰۰
سرعت موتور (RPM)					
۱۶۷	۱۳۶	۸۵	۸۵	۸۵	۸۵
خروجی گرمایی (کیلووات)					
۳۵۰	۲۸۸	۱۲۳/۹۱	۱۲۶/۹۱	۱۲۷/۲۹	۱۲۷/۳۹
ورودی سوخت (کیلووات)					

ویژگی‌ها و هزینه‌های میکروتوربین‌های رکوپراتوردار و ساده بر اساس سیستم‌های تولید همزمان

در جدول (۵-۱) مشاهده می‌شود [۱۷].

جدول (۵-۰) ویژگی‌ها و هزینه‌های میکروتوربین‌های رکوپراتوردار و ساده بر اساس سیستم‌های تولید

همزمان

سال	راندمان الکتریکی (%)	راندمان کلی (%)	هزینه نصب (کیلووات/یورو)	هزینه تعمیرات (کیلووات ساعت/سنت)	آلاینده‌گی NOX (PPM)
میکروتوربین بدون رکوپراتور					
تا سال ۲۰۰۰	۲۰-۱۷	۸۰-۷۰	۱۰۰۰-۸۰۰	۱-۰,۵	<۹
تا سال ۲۰۱۰	۲۳-۲۰	۸۰-۷۰	۷۰۰-۴۵۰	۰,۲-۰,۱	
میکروتوربین رکوپراتوردار					
تا سال ۲۰۰۰	۳۰-۲۳	۷۵-۶۵	۱۳۰۰-۱۰۵۰	۱-۰,۵	<۹
تا سال ۲۰۱۰	۴۲-۳۸	۸۰-۷۰	۸۵۰-۵۵۰	۰,۲-۰,۱	

در فصل بعدی به تعدادی از کارهای انجام شده در زمینه‌ی سیستم‌های تولید پراکنده پرداخته

شده است.

۲ فصل

دوم؛

مروری بر

کارهای

گذشته

در این فصل به تعدادی از کارهایی که در زمینه‌ی سیستم‌های تولید پراکنده انجام شده، پرداخته شده است. کارهای انجام شده در زمینه سیستم‌های تولید پراکنده به بخش‌های مختلفی تقسیم می‌شوند. این بخش‌ها شامل:

- نوع سیستم اعم از CHP و CCHP
- نوع محرک سیستم شامل توربین گاز، توربین بخار، میکرو توربین، موتور استرلینگ، سلول سوختی و ...
- نوع سیستم خنک کننده
- سوخت مورد استفاده سیستم
- آنالیز انجام شده روی سیستم

تحقیقات انجام گرفته بر روی سیستم‌های تولید پراکنده اهداف زیر را دنبال می‌کنند.

- تحقیقات در زمینه‌ی افزایش راندمان سیکل یا کار خروجی از سیستم
- تحقیقات در زمینه‌ی توجیه اقتصادی سیکل
- تحقیقات در زمینه‌ی شبیه سازی سیکل با استفاده از نرم‌افزار مربوطه
- تحقیقات در زمینه‌ی آلاینده‌ی زیست محیطی سیستم
- تحقیقات در زمینه بهینه‌سازی و مدیریت سیستم‌های مورد نظر

در ادامه به برخی از کارهای انجام شده در زمینه سیستم‌های تولید پراکنده اشاره شده است.

ماگو<sup>۱</sup> و همکاران [۱۸] بهبود عملکرد سیستم CCHP را بررسی کردند. برای بهبود این سیستم‌ها روش‌های مختلفی وجود دارد از جمله کاهش مصرف انرژی مورد نیاز سیستم، کاهش هزینه‌های فرایند، کاهش گازهای آلاینده خروجی سیستم. آنها این سه روش را برای یک سیستم CCHP بررسی

<sup>1</sup> Mago



کردند و به این نتیجه رسیدند که مصرف انرژی تا ۷/۵٪ و هزینه‌های فرایندی سیستم تا ۴/۵٪ و گازهای گلخانه‌ای سیستم را تا ۱۴/۸٪ کاهش می‌دهند.

آنا<sup>۱</sup> و همکاران [۱۹] عملکرد یک سیستم CCHP برای یک ساختمان اداری بزرگ تحت شرایط عملکردی مختلف را بررسی کردند. در این تحقیق سه فاکتور هزینه نگهداری سیستم، مصرف انرژی و گازهای آلاینده تولیدی سیستم را برای یک نمونه شهری در شیکاگو امریکا بر اساس سه نوع نیاز از جمله نیاز الکتریکی مجموعه، نیاز گرمایشی و تغییرات فصلی بررسی کردند. نتیجه این تحقیق بدین گونه شد که هزینه نگهداری سیستم حدود ۲/۵٪، هزینه انرژی ۱۲/۱٪ و تولید آلاینده‌ها حدود ۴۰/۶٪ کاهش داشت.

یان<sup>۲</sup> و همکاران [۲۰] بهترین حالت استفاده از گاز طبیعی برای صنایع در چین را از نظر اقتصادی و آلاینده‌گی بررسی کردند. در این بررسی یک سیستم CCHP را برای یک شهر در چین در نظر گرفتند. پس از بررسی به این نتیجه رسیدند که راندمان سیستم بین حدود ۳۳ تا ۵۰/۳ درصد متغیر است بسته به حالت‌های عملکردی متفاوت. همچنین بر اساس افزایش گازهای گلخانه‌ای از جمله دی اکسید کربن در جهان، سوخت گاز طبیعی را که آلاینده‌گی کمتری دارد به عنوان سوخت سیستم در نظر گرفتند.

آدریوس<sup>۳</sup> و همکاران [۲۱] چند سیستم CHP را با استفاده از آنالیز انرژی و انرژی و اقتصادی بررسی کردند. سیستم‌های مورد بررسی شامل توربین بخار با سوخت زیست توده، توربین گاز و سیستم CHP با تبدیل بیومس به گاز بود. آنها آنالیز را با استفاده از برنامه CEES انجام دادند. نتیجه بررسی نشان داد که تبدیل بیومس به گاز راندمان کل سیستم را کاهش می‌دهد که این کاهش ناشی تخریب انرژی سیستم است زمانی که از هوا به عنوان اکسید کننده استفاده می‌شود همچنین نشان داد که

---

<sup>1</sup> Anna

<sup>2</sup> Yan

<sup>3</sup> Audrius

هزینه انرژی در توربین بخار بیومس بسیار بالاست. توربین بخار نیز بیشترین بازده انرژی را با کمترین هزینه در این بین داراست.

مسعود<sup>۱</sup> و همکاران [۲۲] یک سیستم میکرو بخار CCHP برای مصرف مسکونی از نظر انرژی و انرژی بررسی کردند. پارامترهای مورد بررسی در این تحقیق دما و فشار ورودی توربین و تاثیر آن بر روی سیکل و دیگر اجزا بود. همچنین سیکل را با استفاده از الگوریتم ژنتیک مورد بررسی قرار دادند تا بازده ماکسیمم سیکل را بدست آورند که بیشترین راندمان حاصل ۶۱/۱٪ بود. آنالیز انرژی نیز نشان داد که بیشترین تخریب انرژی در ژنراتور بخار ایجاد می شود.

چن<sup>۲</sup> [۲۳] و همکاران استفاده از سیستم تولید همزمان برق و حرارت و برودت را در یکی از شهرهای چین بررسی کردند. هدف از این بررسی امکان کاهش مصرف سوخت سیستم و کاهش هزینه های مربوط به آلاینده های سیستم بود. نتیجه تحقیقشان نشان داد که کاهش مصرف تا ۳۵/۵٪، بازده انرژی قابل حصول تا ۵۴/۳٪ و همچنین آلاینده دی اکسید کربن سیستم را تا ۰/۵۲ میلیون تن در سال می توان کاهش داد.

آرناب<sup>۳</sup> [۲۴] و همکاران بر روی ترکیب سلول سوختی اکسید جامد با توربین گاز یا توربین بخار را به منظور یک سیستم ترکیبی تولید برق و حرارت و برودت بررسی کردند. دلیل انتخاب آنها از سلول سوختی اکسید جامد به علت راندمان بالای تولید برق این سیستم است. بررسی آنها نشان داد که استفاده از ترکیب این سیستم ها راندمان کلی سیستم را تا ۹۰/۵٪ بالا می برد.

رن<sup>۴</sup> [۲۵] و همکاران یک سیستم میکرو CHP را برای یک ساختمان مسکونی از نظر اقتصادی و زیست محیطی تحت شرایط عملکردی متفاوت بررسی کردند. آنها در این تحقیق دو مدل محرک سلول سوختی و موتور گازسوز را از لحاظ مصرف سوخت و آلاینده های دی اکسید کربن بررسی کردند. نتیجه این بررسی نشان داد که سیستم با محرک سلول سوختی از هر دو نظر مصرف سوخت و

---

<sup>1</sup> Masood

<sup>2</sup> Chen

<sup>3</sup> Arnab

<sup>4</sup> Ren

آلایندگی عملکرد بهتری از موتور گازی دارد. با استفاده از این محرک نشان دادند که هزینه انرژی تا ۲۶/۲٪ و تولید دی اکسید کربن تا ۹/۲٪ بصورت سالیانه کاهش می‌یابد.

جیوانی<sup>۱</sup> [۲۶] و همکاران یک سیستم میکرو CHP را که از گرمایش آن برای خشک کن استفاده می‌شود را به طور تجربی آزمایش کردند. نتایج آزمایش نشان داد که استفاده از این سیستم مصرف انرژی را تا ۲۱/۲٪ و گازهای گلخانه‌ای تولیدی را تا ۳۸/۶٪ کاهش می‌دهد.

پدرو<sup>۲</sup> [۲۷] و همکاران پتانسیل استفاده از سیستم ترکیب میکروتوربین و سیکل ارگانیک رانکین را بررسی کردند. آنها در بررسیشان دو مدل سیستم ترکیب میکروتوربین با سیکل رانکین با سیستم میکروتوربین ساده را در ۱۶ منطقه بررسی کردند قدرت‌های مورد استفاده برای میکروتوربین ۳۰ ، ۶۵ و ۲۰۰ کیلووات بود. نتایج بررسی‌ها نشان داد که استفاده از میکروتوربین در بعضی از نقاط صرفه اقتصادی ندارد ولی سیستم ترکیبی جایگزین مناسبی برای شبکه برق است. همچنین نتایج نشان دادند که میکروتوربین با ظرفیت کم راندمان بالاتری دارد.

محمد<sup>۳</sup> [۲۸] و همکاران میکروتوربین با سوخت بیوگاز را از لحاظ عملکردی با چند نوع قدرت خروجی بررسی کردند. در این بررسی از توربین‌های با ظرفیت ۳۰ ، ۶۵ و ۲۰۰ کیلووات استفاده شد. نتایج نشان داد که سیستمی که ظرفیت کمتری دارد و با تمام ظرفیت کار می‌کند بیشترین راندمان را داراست. همچنین نتایج نشان داد که سیستم‌ها با تغییر شرایط محیطی عملکردشان متفاوت است بدین‌گونه که راندمان سیستم‌ها در مناطق سرد کاهش می‌یابد.

مرت<sup>۴</sup> [۲۹] و همکاران یک سیستم CHP را در ادمیر ترکیه از لحاظ انرژی و اقتصادی آنالیز کردند. دلیل استفاده از آنالیز انرژی و اقتصادی این بود که علاوه بر تحلیل انرژی سیستم، سیستمی از نظر اقتصادی نیز مورد بررسی قرار می‌گرفت. سیستم مورد بررسی سیستمی با ظرفیت الکتریکی

---

<sup>1</sup> Giovanni

<sup>2</sup> Pedro

<sup>3</sup> mohamad

<sup>4</sup> Mert

۳۹/۵ مگاوات و ظرفیت بخار تولیدی ۸۰ تن بر ساعت بود. این آنالیز نشان داد که بیشترین تخریب انرژی در محفظه احتراق صورت می‌گیرد.

آنا [۳۰] و همکاران یک سیستم میکروتوربین گاز را در پرتغال از لحاظ اقتصادی بررسی کردند. آنها در این بررسی از متد بهینه‌سازی عددی استفاده کردند. در این روش از هفت متغیر از جمله عملکرد توربین گاز، توان الکتریکی و قدرت حرارتی استفاده کردند. نتایج نشان داد بیشترین تاثیر در عملکرد سیستم مربوط به نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی توربین و بازده پیش گرم‌کن داخلی است.

آرش<sup>۱</sup> و همکاران [۳۱] یک سیستم CHP که ترکیبی از میکروتوربین گاز و سلول سوختی اکسید جامد بود را مورد بررسی قرار دادند. در این بررسی از آنالیز انرژی، انرژی، اقتصادی و زیست محیطی استفاده کردند. همچنین سیستم را با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه‌سازی کردند. در بهینه‌سازی از ۸ پارامتر طراحی سیستم استفاده شد که شامل راندمان انرژی سیستم، نرخ هزینه‌های کلی (شامل هزینه سرمایه‌گذاری و نگهداری سیستم)، قدرت خروجی سیستم و... می‌شد. نتایج نشان داد چگالی جریان پیل سوختی مهمترین عامل برای تعادل بین هزینه‌ها و راندمان سیستم بود.

پوریا<sup>۲</sup> [۳۲] و همکاران آنالیز انرژی از گزرژی زیست محیطی را بر روی یک سیستم CCHP ترکیب توربین گاز و سیکل ارگانیک رانکین انجام دادند. آنها این سیستم ترکیبی را با سیستم مشابه CHP بررسی کردند که نشان داد راندمان انرژی در CCHP بالاتر از CHP است. همچنین کربن دی اکسید تولیدی در CCHP کمتر از مدل مشابه در CHP است. آنالیز انرژی نیز نشان داد که محفظه احتراق بیشترین تخریب انرژی را بدلیل تفاوت زیاد بین دمای سوخت و دمای شعله داراست. همچنین تحقیقات نشان داد نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی توربین و بازده ایزنتروپیک توربین بر

---

<sup>1</sup> Arash

<sup>2</sup> Pouria

روی راندمان انرژی و محیط زیستی تاثیر گذار است. همچنین افزایش دمای ورودی توربین هزینه‌های زیست محیطی را کاهش می‌دهد.

فلاویو<sup>۱</sup> [۳۳] و همکاران یک سیستم CHP با میکروتوربین گاز ۱۰۰ کیلوواتی را مورد آزمایش تجربی قرار دادند. آنها سیستم را در شرایط مختلف از جمله قدرت خروجی متغیر، نرخ جریان و دماهای عملکردی متفاوت مورد بررسی قرار دادند. نتیجه نشان داد برای قدرت بین ۴۰ تا ۱۰۰ کیلووات حداکثر راندمان الکتریکی حدود ۲۹٪ است. همچنین آنالیز مبدل حرارتی نشان داد که برای دماهای مختلف ورودی و خروجی آب و همچنین نرخ جریان مختلف بیشترین قدرت حرارتی بازیافت شده ۱۶۰ کیلووات و حداکثر مقدار ذخیره انرژی ۲۴/۲٪ بود.

فردوس<sup>۲</sup> [۳۴] و همکاران عملکرد یک سیستم CHP و CCHP با مولد توربین گاز را از نظر نظری برای مناطق گرم سیری بررسی کردند. موارد مورد بررسی شامل انرژی، اقتصادی و زیست محیطی بود. نتایج نشان داد زمان بازگشت سرمایه برای سیستم CCHP کمتر از CHP است و همچنین سیستم CCHP صرفه‌جویی در مصرف سوخت بیشتری نسبت به سیستم CHP دارد. از نظر زیست محیطی هر دو سیستم نسبت به سیستم‌های معمولی آلاینده‌گی کمتری بخصوص تولید Nox داراست.

آمیتاوا<sup>۳</sup> [۳۵] و همکاران آنالیز انرژی و انرژی را برای یک سیستم تولید پراکنده با مولد توربین گاز ۱۰۰ کیلوواتی که با سوخت بیومس کار می‌کند را بررسی کردند. در این بررسی عملکرد سیکل را در نسبت فشارهای مختلف کمپرسور و همچنین دماهای متفاوت ورودی توربین انجام دادند. نتایج نشان داد راندمان حرارتی سیستم زمانی ماکسیمم است که نسبت فشار کمترین باشد. همچنین در نسبت فشار ثابت راندمان حرارتی با افزایش دمای ورودی توربین افزایش می‌یابد.

---

<sup>1</sup> Flavio

<sup>2</sup> Firdaus

<sup>3</sup> Amitava

پانتالیو<sup>۱</sup> [۳۶] و همکاران یک سیستم CHP ۱۰۰ کیلوواتی را در ایتالیا که از محرک میکروتوربین استفاده می‌کند را بررسی کردند. این سیستم از دو نوع سوخت گاز طبیعی و بیومس جامد استفاده می‌کند. هدف از این بررسی بدست آوردن نسبتی از ترکیب سوخت برای دست یابی به راندمان بالاتر با توجه به هزینه‌ها بود. نتیجه بررسی‌ها نشان داد با ترکیب ۷۰ درصد بیومس جامد و ۳۰ درصد گاز طبیعی می‌توان به راندمان مورد نظر و همچنین هزینه کمتر سیستم دست یافت.

فردوس [۳۷] و همکاران اثر دمای محیط بر روی یک سیستم CHP با مولد توربین گاز در محیط سرد را بررسی کردند. نتایج بررسی نشان داد که با افزایش دمای محیط راندمان الکتریکی سیستم کاهش می‌یابد ولی حرارت بازیافت شده از گاز خروجی در مبدل افزایش پیدا می‌کند.

تفاوت کاری که در ادامه بررسی می‌شود با کارهایی که در گذشته انجام شده به خروجی سیستم برمی‌گردد. بطوری که در کارهای گذشته بصورت پراکنده به عوامل تاثیرگذار بر خروجی سیکل مشابه پرداختند در صورتی که در ادامه به بررسی همه‌ی عوامل تاثیرگذار برای افزایش راندمان سیستم اعم از راندمان‌های انرژی، انرژی، حرارتی و الکتریکی می‌پردازیم. کاری که در ادامه مورد بررسی قرار می‌گیرد در ادامه‌ی کارهای گذشته است بدین صورت که علاوه بر کارهای گذشته‌ای که در این زمینه انجام شده، تمام موارد خروجی سیستم که به عنوان هدف (افزایش راندمان‌های سیستم) برای ما مهم است را در بر می‌گیرد. ضرورت انجام این کار افزایش کارایی و بهره‌وری سیستم است.

در فصل بعدی سیستم مورد مطالعه در این تحقیق را مدل‌سازی شده است.

---

<sup>1</sup> Pantaleo

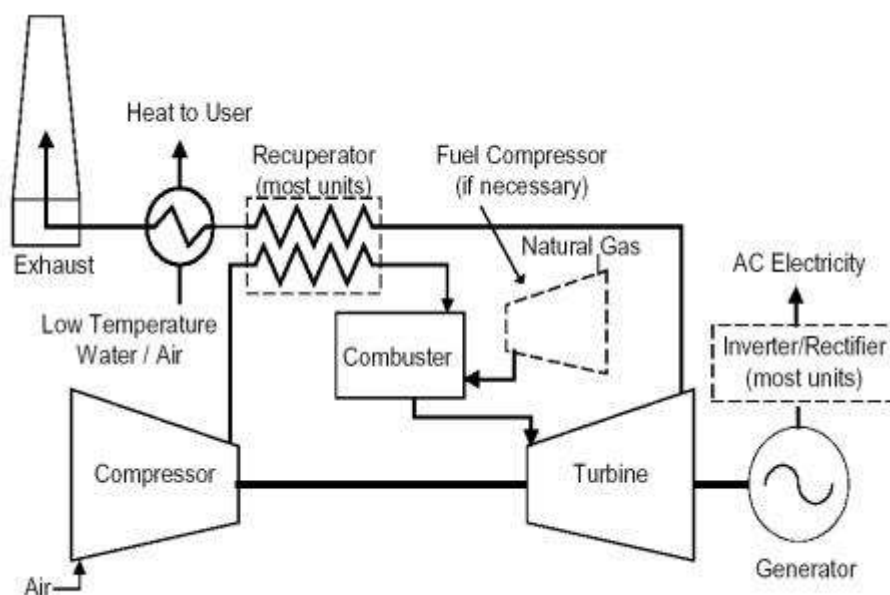
۳ فصل

سوم؛

مدل سازی

### ۱-۳ مقدمه

سیستم مورد بررسی برای مدل سازی یک سیستم CHP با مولد میکروتوربین گاز همراه با پیش گرم کن داخلی است. در شکل (۱-۳) شماتیکی از سیستم مورد بررسی نشان داده شده است [۱]. مدل سازی سیستم مورد نظر توسط برنامه ی EES انجام شد. ورودی های سیستم در این مدل سازی شامل دما و فشار سیال عامل، دبی سیال عامل و سوخت سیستم، کار مصرفی کمپرسور و کار تولیدی توربین است. خروجی های مورد نظر در این بررسی شامل راندمان های انرژی، اگزرژی، الکتریکی و حرارتی است. هدف از آنالیز سیستم این است که پارامترهایی از سیستم که بر روی راندمان های سیستم تاثیرگذار است را بیابیم.



شکل (۱-۰) شماتیک سیستم CHP با مولد میکروتوربین گاز

### ۲-۳ اجزای سیستم CHP با مولد میکروتوربین

اجزای اصلی سیستم CHP با مولد میکروتوربین شامل: توربین، کمپرسور، رکوپراتور، محفظه احتراق و مبدل حرارتی می باشد. برای سیستم تولید پراکنده با مولد میکروتوربین رکوپراتور اختیاری



می‌باشد. در سیستم مورد بررسی از رکوپراتور نیز استفاده شده است. استفاده از رکوپراتور باعث بالا رفتن راندمان الکتریکی سیستم می‌شود.

### ۳-۳ فرضیات

فرضیات انجام شده در سیستم مورد بررسی به شرح زیر است:

- سیستم در حالت پایا قرار دارد.
- افت فشار و اتلافات حرارتی در مبدل و لوله‌ها ناچیز است.
- تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز است.
- مبدل‌ها غیر همسو هستند.

### ۴-۳ روابط انرژی حاکم بر اجزا

با توجه به فرضیات انجام شده موازنه جرم و انرژی برای حجم کنترل به ترتیب برابر است با

[۳۸]:

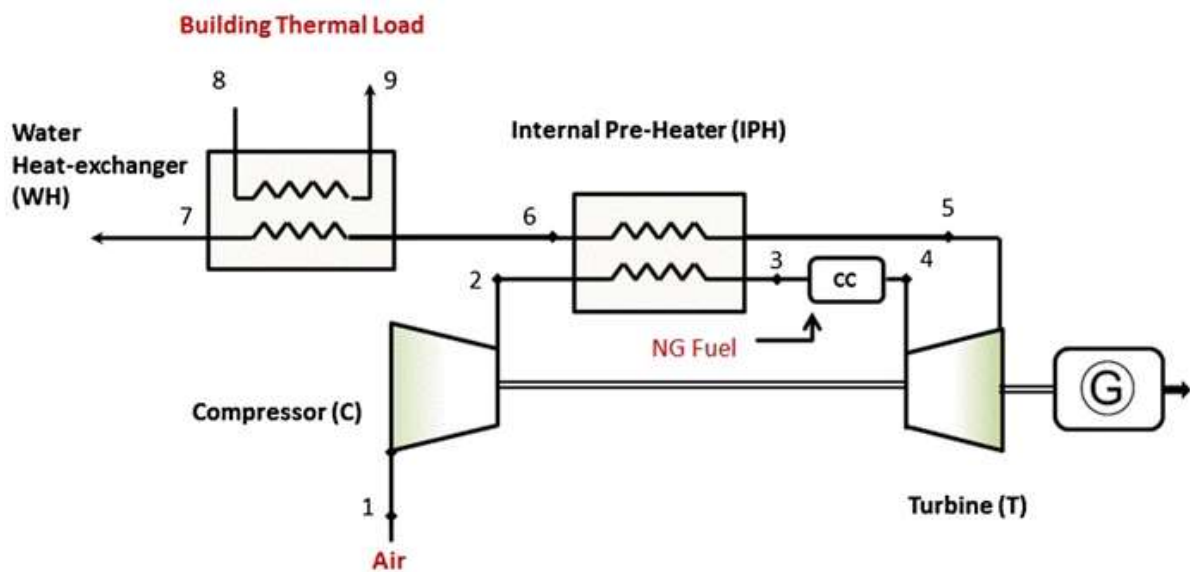
$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (۱-۳)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (۲-۳)$$

در روابط بالا  $\dot{m}$  دبی جری سیال،  $\dot{Q}$  حرارت ورودی،  $\dot{W}$  کار خروجی،  $h$  آنتالپی و زیر نویس  $in$  و

$out$  به معنای ورودی و خروجی می‌باشد.

برای درک بهتر روابط هر جز شماتیکی از سیستم را در شکل (۲-۳) زیر می‌آوریم.



شکل (۲-۰) شماتیک سیستم CHP با مولد میکروتوربین

### ۳-۴-۱ کمپرسور

هوای ورودی به کمپرسور در دمای 297K و فشار 1.013bar قرار دارد. دمای خروجی از

کمپرسور از رابطه‌ی (۳-۳) بدست می‌آید [۳۰].

$$T_2 = T_1 \left[ 1 + \frac{RC \left( \frac{\gamma_A - 1}{\gamma_A} \right) - 1}{\eta_c} \right] \quad (3-3)$$

در این رابطه  $\eta_c$  بازده ایزنتروپیک کمپرسور است و همچنین  $\gamma_A$  ضریب پلیتروپیک است و  $RC$

نیز نرخ فشار کمپرسور است.

فشار خروجی از کمپرسور برابر است با:

$$P_2 = R_C \cdot P_1 \quad (4-3)$$

کار مورد نیاز کمپرسور برابر است با:

$$\dot{W} = \dot{M}_a \cdot C_{Pa} (T_2 - T_1) \quad (5-3)$$

دبی جرمی هوا برابر است با:

$$\dot{M}_a = \frac{\dot{w}}{(1+f)C_{pg}(T_4-T_5)-C_{pa}(T_2-T_1)} \quad (6-3)$$

در رابطه بالا  $f$  برابر نسبت سوخت به هوا و  $C_{pa}$  و  $C_{pg}$  به ترتیب برابر گرمای ویژه در فشار ثابت هوا و گازهای حاصل از احتراق است.

### ۳-۴-۲ محفظه احتراق

سوخت مورد نظر گاز طبیعی استاندارد و راندمان احتراق ۹۸٪ در نظر گرفته شده است.

نرخ دبی جرمی سوخت مورد نظر برابر است با [۳۰]:

$$\dot{M}_{Fuel} = \dot{M}_a \cdot f \quad (7-3)$$

نرخ جرمی سوخت به هوا برابر است با:

$$F = \frac{C_{pg}(T_4-T_1)-C_{pa}(T_3-T_1)}{LHV \cdot 0.98 - C_{pg}(T_4-T_1)} \quad (8-3)$$

در رابطه (۸-۳) LHV ارزش حرارتی پایین سوخت مورد نظر است.

دبی جرمی گاز خروجی از محفظه احتراق برابر است با:

$$\dot{M}_G = \dot{M}_{Fuel} + \dot{M}_a = (1 + F) \cdot \dot{M}_a \quad (9-3)$$

### توربین ۳-۴-۳

با توجه به اینکه افت فشار پی در پی در محفظه احتراق و مبدل حرارتی رخ می‌دهد نرخ فشار

توربین  $R_t$  کوچکتر از نرخ فشار کمپرسور  $r_c$  است [۳۰].

نرخ فشار توربین برابر است با:

$$R_T = \frac{p_4}{p_5} = r_c \left( \frac{p_3}{p_2} \frac{p_4}{p_3} \frac{p_6}{p_5} \frac{p_7}{p_6} \right) \quad (10-3)$$

دمای گاز خروجی از توربین برابر است با:

$$T_5 = T_4 (1 - \eta_T (1 - r_T^{1-y_g/y_g})) \quad (11-3)$$

در رابطه (۱۱-۳)  $\eta_T$  بازده ایزنتروپیک توربین است که برابر است با:

$$\eta_t = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (12-3)$$

کار تولیدی توربین برابر است با:

$$\dot{W}_T = \dot{M}_G \cdot \dot{C}_{Pg} (T_4 - T_5) \quad (13-3)$$

### ۳-۴-۴ رکوپراتور

همانطور که گفته شد رکوپراتور با پیش گرمایش هوای ورودی به محفظه احتراق باعث افزایش راندمان الکتریکی میکروتوربین می‌شود. این جز بر اساس انتقال حرارت بین هوای ورودی به محفظه احتراق و گاز خروجی از توربین عمل می‌کند [۳۰].

دمای ورودی به محفظه احتراق برابر است با:

$$T_3 = T_2 + \epsilon_{IPH} (T_5 - T_2) \quad (14-3)$$

در این رابطه  $\epsilon_{IPH}$  اثر مبدل حرارتی است که برابر است با:

$$\epsilon = \frac{c_h (T_{h in} - T_{h out})}{c_{min} (T_{h in} - T_{c in})} \quad (15-3)$$

در رابطه (۱۵-۳)  $c_h$  ظرفیت گرمایی سیال گرم،  $c_{min}$  ظرفیت گرمایی کمتر بین دو سیال سرد و گرم است.

پس از انتقال حرارت بین جریان هوا و گازهای خروجی از توربین دمای خروجی گاز پس از انتقال حرارت در مبدل برابر است با:

$$T_6 = T_5 - \frac{C_{Pa} (T_3 - T_2)}{C_{Pg} (1 + F)} \quad (16-3)$$

### ۳-۴-۵ مبدل حرارتی

از گاز خروجی پیش گرم کن برای گرمایش آب، برای مصارف گرمایشی استفاده می‌شود [۳۰].

حرارت مورد نیاز برای گرمایش آب برابر است با:

$$\dot{Q} = \dot{M}_W \cdot C_{PW} (T_9 - T_8) \quad (17-3)$$

در این رابطه  $C_{PW}$  ظرفیت گرمایی ویژه آب در فشار ثابت است.

در نهایت دمای گازی که به سمت اگزوز هدایت می‌شود برابر است با:

$$T_7 = T_6 - \left( \frac{\dot{M}_W C_{PW} (T_9 - T_8)}{\dot{M}_G C_{PG}} \right) \quad (18-3)$$

در رابطه (۱۸-۳)  $\dot{m}_w$  نرخ جرمی آب است.

### ۵-۳ قدرت خالص مکانیکی و الکتریکی سیستم

قدرت مکانیکی خالص سیستم برابر است با تفاوت بین قدرت تولیدی در توربین و قدرت مصرفی

کمپرسور [۳۹].

قدرت خالص سیستم برابر است با:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_C \quad (19-3)$$

قدرت الکتریکی تولیدی با بازده الکتریکی ژنراتور در ارتباط است که حدود ۰,۹۳ و یا بیشتر

است.

قدرت الکتریکی سیستم برابر است با:

$$\dot{W}_{El} = \dot{W}_{Net} \cdot 0.93 \quad (20-3)$$

### ۶-۳ روابط ارزیابی سیکل

پارامترهای ارزیابی ترمودینامیکی سیکل شامل بازده استفاده سوخت<sup>۱</sup> و نرخ قدرت به حرارت

است.<sup>۲</sup>

<sup>1</sup> Fuel-utilization (energetic) efficiency

<sup>2</sup> Power-to-heat ratio (energetic) efficiency

### ۳-۶-۱ بازده قدرت الکتریکی

بازده الکتریکی سیستم برابر است با قدرت الکتریکی تولیدی به سوخت مصرفی سیستم برای

سیستم مورد نظر بازده الکتریکی برابر است با [۲۸]:

$$\eta_{el} = \frac{\dot{W}_{el}}{Q_{feul}} \quad (۳-۲۱)$$

### ۳-۶-۲ بازده مبدل حرارتی اگزوز

بازده مبدل حرارتی اگزوز برابر است با انرژی بازیافت شده در مبدل به سوخت مصرفی سیستم.

بازده مبدل حرارتی اگزوز سیستم مورد نظر برابر است با [۲۸]:

$$\eta_{he} = \frac{\dot{Q}_{he}}{Q_{feul}} \quad (۳-۲۲)$$

### ۳-۶-۳ بازده انرژی سیستم

بازده انرژی سیستم برابر است با مجموع قدرت الکتریکی تولیدی و انرژی بازیافت شده در مبدل

حرارتی اگزوز به سوخت مصرفی سیستم.

بازده انرژی در سیستم مورد نظر برابر است با [۲۸]:

$$\eta_e = \frac{\dot{Q}_{he} + \dot{W}_{el}}{Q_{feul}} \quad (۳-۲۳)$$

### ۳-۶-۴ آنالیز اگزوزی سیستم

نرخ اگزوزی در تمام خطوط جریان که روابط ترمودینامیکی و مولی آنها معلوم است را میتوان

یافت و همچنین میزان تخریب اگزوزی در یک جزء از موازنه اگزوزی بدست میآید.

موازنه‌ی اگزوزی برای یک حجم کنترل برابر است با [۳۱]:

$$\sum \dot{E}_{in} = \sum \dot{E}_{out} + \dot{E}_d + \dot{W}_{out} \quad (۳-۲۴)$$

در رابطه  $\dot{E}_d$  نرخ تخریب اگزوزی اجزا است،  $\dot{E}_{in}$  و  $\dot{E}_{out}$  به ترتیب اگزوزی ورودی و خروجی به

حجم کنترل است.  $\dot{W}_{out}$  نیز کار خروجی حجم کنترل است.

همچنین از نظر اگزوزی محصول جریان و سوخت داریم [۳۱]:

$$\dot{E}_{\text{fuel}} = \dot{E}_{\text{product}} + \dot{E}_d \quad (25-3)$$

در رابطه (۲۵-۳)  $\dot{E}_{\text{fuel}}$  و  $\dot{E}_{\text{product}}$  به ترتیب انرژی سوخت و انرژی تولیدی حجم کنترل است. راندمان انرژی

راندمان انرژی سیستم برابر است با انرژی محصولات خروجی به انرژی ورودی سیستم.

راندمان انرژی سیستم برابر است با [۳۱]:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\dot{E}_{\text{product}}}{\dot{E}_{\text{fuel}}} \quad (26-3)$$

با توجه به تعریف بالا راندمان انرژی برای سیستم chp برابر است با [۳۱]:

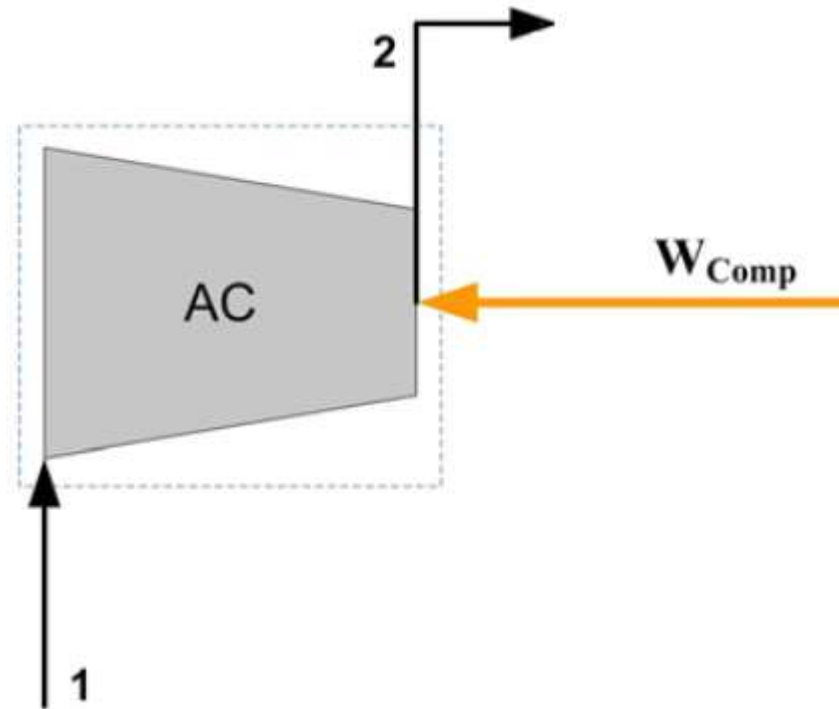
$$\eta_{\text{ex chp}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}} + \dot{E}_{\text{xheating}}}{\dot{E}_{\text{xfuel}}} \quad (27-3)$$

در رابطه (۲۷-۳)  $\dot{W}_{\text{net}}$  کار خالص تولیدی سیستم است که برابر اختلاف کار تولیدی توربین و کار مصرفی کمپرسور است.

۷-۳ روابط انرژی اجزاء

۳-۷-۱ کمپرسور هوا

در شکل (۳-۳) حجم کنترل کمپرسور نشان داده شده است [۲۹].



شکل (۳-۰) حجم کنترل کمپرسور

موازنه انرژی کمپرسور برابر است با:

$$\dot{E}_1 + \dot{W}_{\text{comp}} = \dot{E}_2 + \dot{E}_{\text{d.ac}} \quad (28-3)$$

در رابطه (۲۸-۳)  $\dot{E}_{\text{d.ac}}$  نرخ تخریب انرژی کمپرسور است.  $\dot{E}_1$  و  $\dot{E}_2$  به ترتیب انرژی جریان

ورودی و خروجی کمپرسور است.

تخریب انرژی کمپرسور برابر است با:

$$\dot{E}_{\text{d.ac}} = \dot{E}_1 + \dot{W}_{\text{comp}} + \dot{E}_2 \quad (28-3)$$

راندمان انرژی کمپرسور برابر است با:

$$\varepsilon = \dot{E}_2 - \dot{E}_1 / \dot{W}_C \quad (29-3)$$

پتانسیل بهبود کمپرسور نشان می‌دهد از هر جز تا چه مقدار انرژی را با تغییر شرایط می‌توان

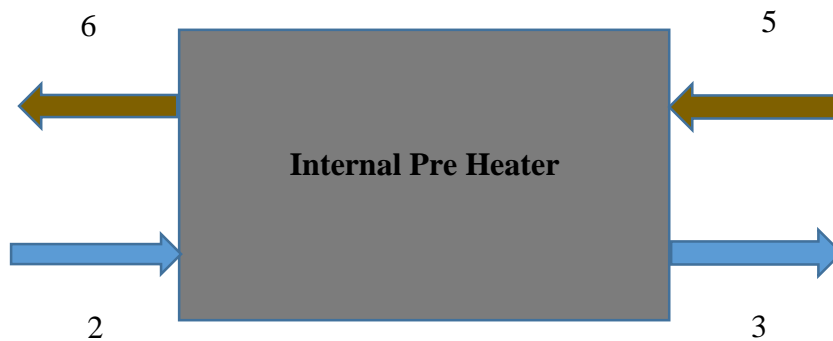
بازیافت کرد. پتانسیل بهبود کمپرسور برابر است با:

$$I_{\text{pot}} = (1 - \varepsilon) \cdot \dot{E}_{\text{Dac}} \quad (30-3)$$



## رکوپراتور

در شکل (۳-۴) حجم کنترل رکوپراتور نشان داده شده است [۲۹].



شکل (۴-۰) حجم کنترل رکوپراتور

موازنه انرژی رکوپراتور برابر است با:

$$\dot{E}_2 + \dot{E}_5 = \dot{E}_3 + \dot{E}_6 + \dot{E}_{D\text{ IPH}} \quad (۳۱-۳)$$

در رابطه (۳۱-۳)  $\dot{E}_{D\text{ IPH}}$  نرخ تخریب انرژی پیش گرم کن داخلی است.

تخریب انرژی رکوپراتور برابر است با:

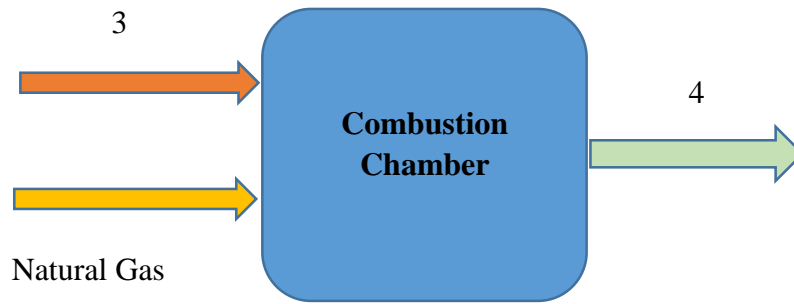
$$\dot{E}_{D\text{ IPH}} = \dot{E}_2 + \dot{E}_5 - \dot{E}_3 - \dot{E}_6 \quad (۳۲-۳)$$

راندمان انرژی رکوپراتور برابر است با:

$$\eta = \frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_2}{\dot{E}_5 - \dot{E}_6} \quad (۳۳-۳)$$

## ۲-۷-۳ محفظه احتراق

در شکل (۳-۵) حجم کنترل محفظه احتراق نشان داده شده است [۲۹].



شکل (۵-۰) حجم کنترل محفظه احتراق

موازنه انرژی محفظه احتراق برابر است با:

$$\dot{E}_3 + \dot{E}_{NG} = \dot{E}_4 + \dot{E}_{DCC} \quad (3-34)$$

در رابطه  $\dot{E}_{DCC}$  و  $\dot{E}_{NG}$  به ترتیب نرخ تلفات انرژی محفظه احتراق و نرخ انرژی سوخت است.

تخریب انرژی محفظه احتراق برابر است با:

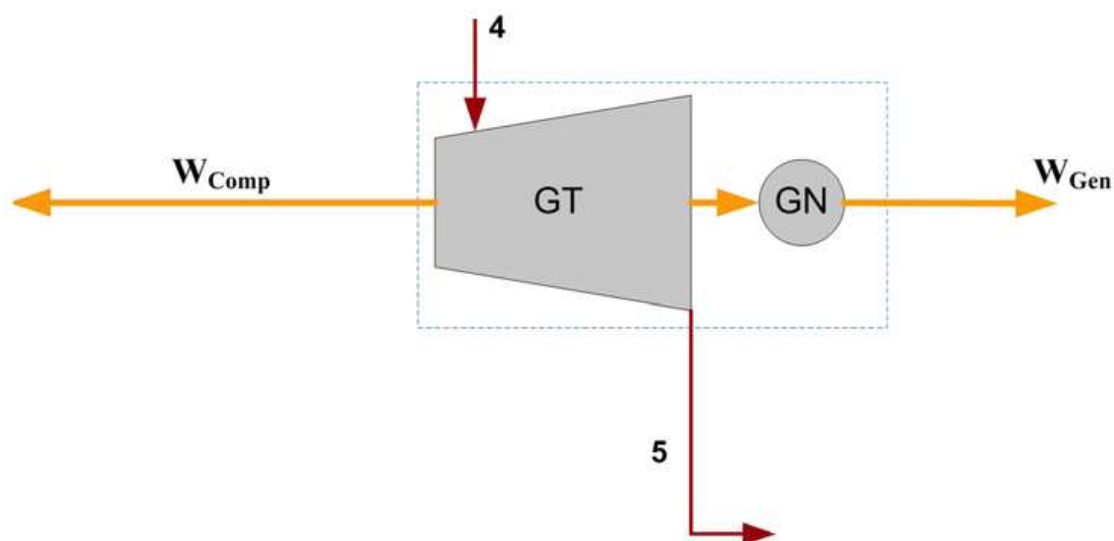
$$\dot{E}_{DCC} = \dot{E}_3 + \dot{E}_{NG} - \dot{E}_4 \quad (3-35)$$

راندمان انرژی محفظه احتراق برابر است با:

$$\eta = \frac{\dot{E}_4}{\dot{E}_3 + \dot{E}_{NG}} \quad (3-36)$$

### ۳-۷-۳ توربین

در شکل (۳-۶) حجم کنترل توربین و ژنراتور نشان داده شده است [۲۹].



شکل (۶-۰) حجم کنترل توربین و ژنراتور

موازنه انرژی حجم کنترل توربین و ژنراتور برابر است با:

$$\dot{E}_4 = \dot{E}_5 + \dot{W}_{COMP} + \dot{W}_{GEN} + \dot{E}_{DGT} \quad (36-3)$$

در رابطه (۳۶-۳)  $\dot{E}_{DGT}$  و  $\dot{W}_{GEN}$  به ترتیب نرخ کار تولیدی ژنراتور و نرخ تخریب انرژی توربین است.

تخریب انرژی حجم کنترل توربین و ژنراتور برابر است با:

$$\dot{E}_{DGT} = \dot{E}_4 - \dot{E}_5 - \dot{W}_{COMP} - \dot{W}_{GEN} \quad (37-3)$$

راندمان انرژی حجم کنترل توربین و ژنراتور برابر است با:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{COMP} + \dot{W}_{GEN}}{\dot{E}_4 - \dot{E}_5} \quad (38-3)$$

### ۴-۷-۳ مبدل حرارتی

در شکل (۷-۳) حجم کنترل مبدل حرارتی سیستم نشان داده شده است [۲۹].



شکل (۷-۰) حجم کنترل مبدل حرارتی سیستم

موازنه انگرژی مبدل حرارتی برابر است با:

$$\dot{E}_6 + \dot{E}_8 = \dot{E}_7 + \dot{E}_9 + \dot{E}_{DHE} \quad (39-3)$$

در رابطه  $\dot{E}_{DHE}$  نرخ تخریب انگرژی مبدل حرارتی است.

تخریب انگرژی مبدل حرارتی برابر است با:

$$\dot{E}_{DHE} = \dot{E}_6 + \dot{E}_8 - \dot{E}_7 - \dot{E}_9 \quad (40-3)$$

راندمان انگرژی مبدل حرارتی برابر است با:

$$\eta = \frac{\dot{E}_9 - \dot{E}_8}{\dot{E}_6 - \dot{E}_7} \quad (41-3)$$

در این فصل به مدل سازی سیستم مورد بررسی پرداختیم و روابط جرم، انرژی و انگرژی مورد

نیاز برای تحلیل سیستم ارائه گردید. با استفاده از ورودی‌های سیستم و روابط ذکر شده سیستم مورد

نظر توسط برنامه EES شبیه سازی سازی شد و رفتار سیستم با توجه به پارامترهای مختلف سیستم

بررسی شد تا نتایج مختلف با تغییرات پارامترهای مختلف به دست آید.

در فصل بعدی نتایج شبیه سازی سیستم با استفاده از نرم افزار بیان شده است.

۴ فصل

چهارم؛

نتایج و

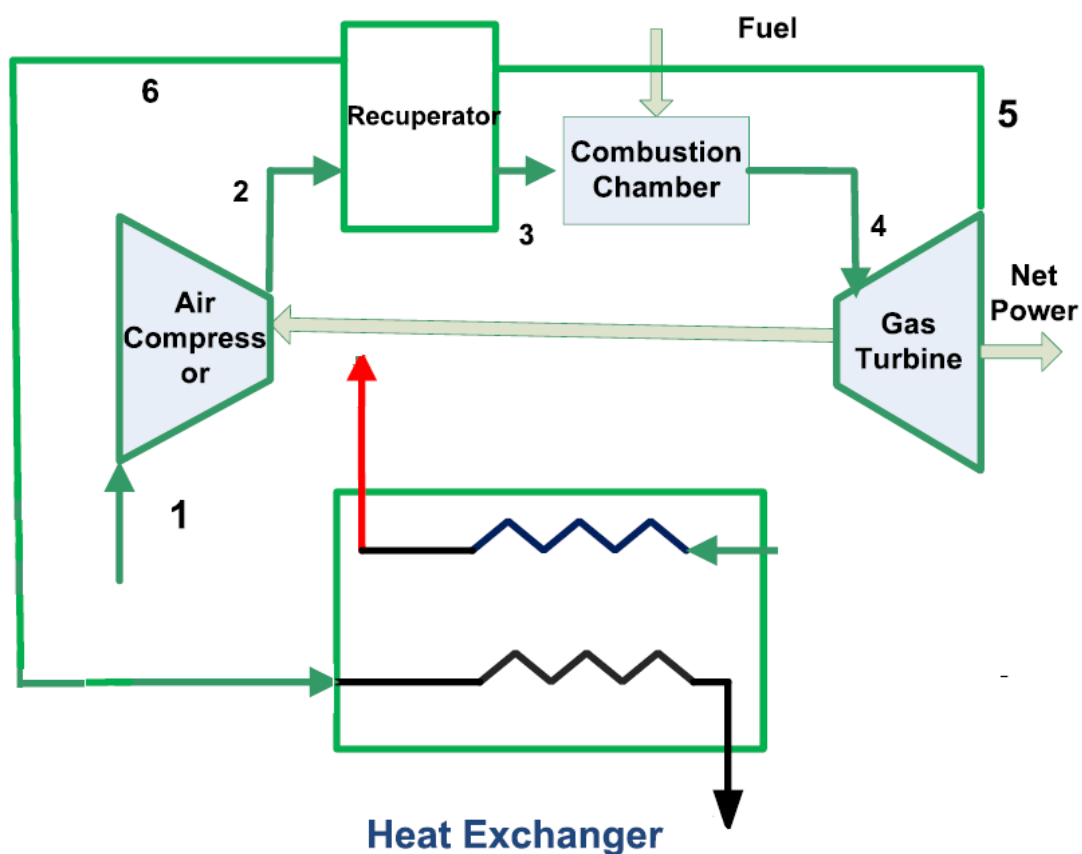
بحث

#### ۱-۴ نتایج و بحث

در این فصل نتایج و نمودارها نشان داده شده و عملکرد سیکل مورد تجزیه و تحلیل قرار خواهد گرفت. سیکل مورد بررسی را با استفاده از نرم‌افزار مربوطه شبیه‌سازی کرده و مورد آنالیز انرژی و انرژی‌گذرایی قرار دادیم. نتایج تحقیقات نشان داد عمده تغییرات عملکردی سیستم وابسته به دو پارامتر است. پارامتر اول نسبت فشار کمپرسور و پارامتر دوم دمای ورودی توربین است. به این ترتیب عملکرد سیکل با توجه به این دو متغیر بررسی شده است. بررسی‌ها نشان دادند این دو متغیر بر روی مواردی چون راندمان الکتریکی سیکل، راندمان انرژی سیکل، راندمان انرژی و راندمان حرارتی سیکل تاثیر گذارند به همین علت بررسی رفتار این دو عامل برای بررسی سیکل مهم است. در ادامه ابتدا به معرفی سیکل و سپس تغییر رفتار سیکل با توجه به دو مورد بیان شده می‌پردازیم.

#### ۲-۴ سیستم مورد بررسی

سیستم مورد بررسی شکل (۱-۴) یک سیستم CHP با مولد میکروتوربین گاز همراه با پیش گرم کن داخلی است [۴۰]. اندیس‌های موجود در شکل (۱-۴) برای درک بهتر جریان‌های سیستم است. از گرمای خروجی این سیستم برای گرمایش آب استفاده می‌شود.



شکل (۱-۰) شماتیک سیستم مورد بررسی (CHP)

این سیستم با توان الکتریکی خروجی ۳۶ مگاوات و بخار آب خروجی ۶۰ کیلوگرم بر ثانیه فعالیت می‌کند. در این سیکل نسبت فشار کمپرسور ۱۱ و دمای ورودی توربین ۱۳۷۷ درجه کلوین است. پارامترهای عملکردی سیستم در جدول (۱-۴) نشان داده شده است [۲۹].

جدول (۱-۰) پارامترهای عملکردی سیستم CHP

شرایط	پارامترهای عملکردی سیستم
۲۹۸	T0(K)
۱۰۱	P0(Bar)
۲۹۸	T1

---

۱۰۱	P1
۱۲۰	$\dot{M}_{air}(\frac{kg}{s})$
۱۱	Compressor ratio
۳	$\dot{M}_{Fuel}(\frac{kg}{s})$
۲۹۸	$T_{Fuel}(k)$
۱۰۰۰	$P_{Fuel}(bar)$
۱۳۷۷	T4(k)
۱۱۵۰	P4(bar)
۱۰	Turbine ratio
۹۰	$\eta_{Turbine}(\%)$
۹۰	$\eta_{Iph}(\%)$
۳۱۰	T8(k)
۳۰۰	P8(bar)
۶۰	$\dot{M}_{Water}(\frac{kg}{s})$
۵۴۰	T7

---

#### ۳-۴ نسبت فشار کمپرسور

با توجه به اینکه در سیکل مورد نظر نسبت فشار کمپرسور ۱۱ است، برای بررسی عملکرد سیکل نسبت فشار کمپرسور را بین ۵ تا ۱۴ متغیر قرار دادیم تا عملکرد سیکل را با توجه به این تغییر مشاهده کنیم. دلیل انتخاب این رنج بخاطر متداول بودن آن است. نمی توان این پارامتر را خیلی زیاد



یا خیلی کم در نظر گرفت زیرا در صورت بزرگ کردن زیاد آن کار مصرفی کمپرسور بشدت افزایش می‌یابد و با کاهش زیاد آن تخریب اگزورژی زیاد می‌شود. از آن جایی که نسبت فشار کمپرسور قابل تغییر نسبت یعنی از همان ابتدا باید درست انتخاب شود، این نکته برای ما حائز اهمیت است که مقدار درست برای عملکرد بهتر سیکل انتخاب شود. نتایج نشان داد با تغییر در نسبت فشار کمپرسور عملکرد سیکل نیز تغییر می‌کند. این تغییرات شامل، راندمان قانون اول و دوم سیکل، کار مصرفی کمپرسور و توان الکتریکی تولیدی است که در ادامه نتایج را با نمودارهای مربوطه بررسی می‌کنیم.

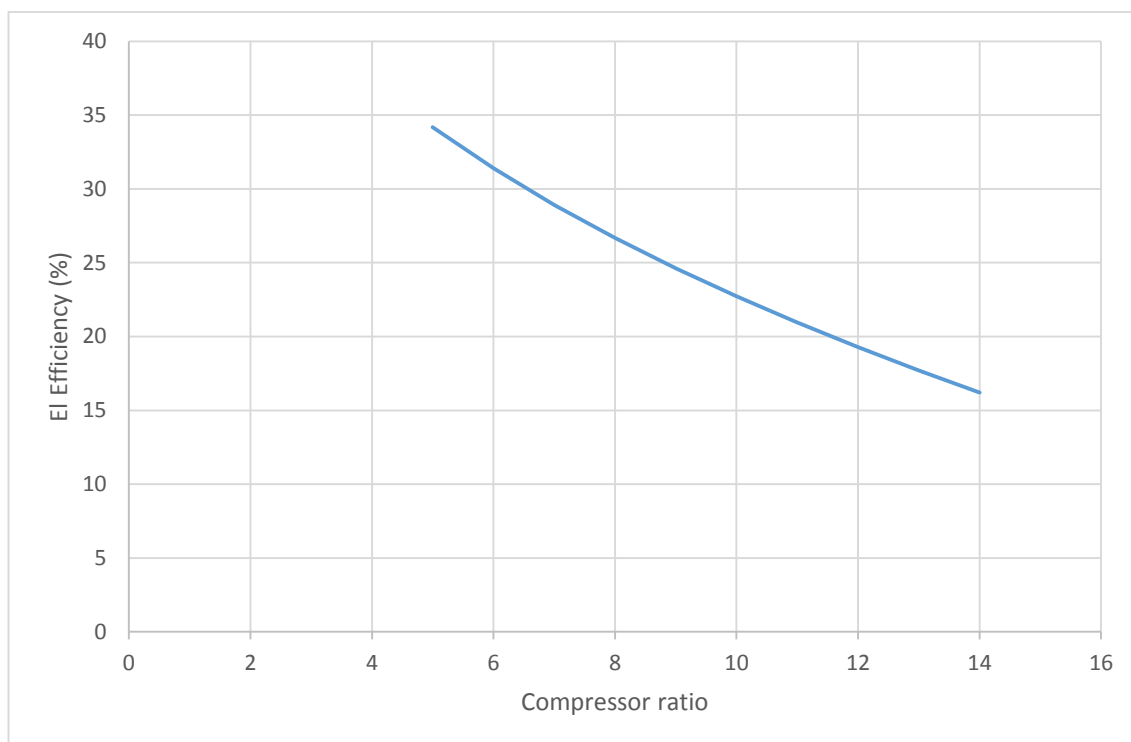
#### ۴-۴ دمای ورودی توربین

در سیکل مورد نظر ما دمای ورودی توربین ۱۳۷۷ درجه کلوین است. برای بررسی عملکرد سیکل نسبت به این پارامتر دمای ورودی توربین را در چهار دمای متفاوت بررسی کردیم. دماهای مورد بررسی شامل ۱۱۷۷، ۱۲۷۷، ۱۳۷۷ و ۱۴۷۷ درجه کلوین است. دماهای معمول برای ورودی توربین برای سیستم مورد نظر در محدوده‌ی بین ۱۰۰۰ تا ۱۵۰۰ درجه کلوین است. برای بررسی دما این محدودیت وجود داشت که دمای سیکل از حدود ۹۵۰ درجه کلوین کمتر و از حدود ۱۵۰۰ درجه کلوین بیشتر نمی‌توانست باشد. این محدودیت به توانایی فعالیت توربین در آن دماها برمی‌گردد به گونه‌ای که اگر دمای ورودی توربین از ۱۵۰۰ درجه کلوین بیشتر شود توربین قادر به تحمل این مقدار گرما نیست و اگر کمتر از ۹۵۰ درجه کلوین کمتر شود توربین قادر به حرکت نیست.

#### ۵-۴ راندمان الکتریکی

در این قسمت عملکرد سیکل را با توجه به تغییر دو پارامتر بیان شده بررسی می‌کنیم. ابتدا به بررسی تغییر در راندمان الکتریکی سیکل می‌پردازیم. همانطور که قبلاً بیان شد راندمان الکتریکی سیکل بیانگر کار الکتریکی تولیدی به سوخت مصرفی است. کار الکتریکی تولیدی سیکل برابرست با ۰,۹۳ کار تولیدی خالص سیکل که کار خالص تولیدی نیز برابر است با تفاضل کار تولیدی توربین و

کار مصرفی کمپرسور. در شکل (۲-۴) عملکرد راندمان الکتریکی سیکل نسبت به تغییر در نسبت فشار کمپرسور مشاهده می‌شود. در این تغییرات دمای ورودی توربین ۱۳۷۷ درجه کلوین ثابت در نظر گرفته شده است.

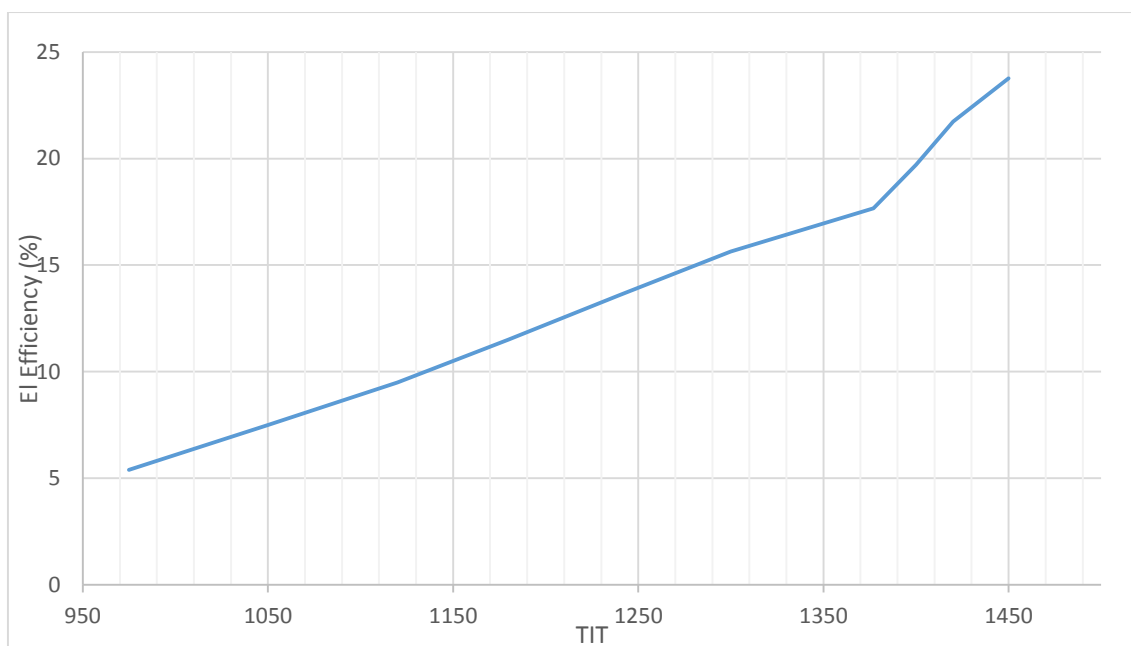


شکل (۲-۰) تغییرات راندمان الکتریکی سیکل با تغییر در نسبت فشار کمپرسور

همانطور که در شکل (۲-۴) مشاهده می‌شود با افزایش نسبت فشار کمپرسور راندمان الکتریکی سیکل کاهش می‌یابد. علت این موضوع این است که با افزایش نسبت فشار کمپرسور کار مصرفی کمپرسور افزایش می‌یابد. در عین حال کار تولیدی توربین ثابت است در نتیجه کار خالص تولیدی کاهش و راندمان الکتریکی سیکل کاهش می‌یابد. راندمان الکتریکی سیکل مورد بررسی با نسبت فشار کمپرسور ۱۱ حدود ۲۵٪ بود که با توجه به شکل با تغییر نسبت فشار کمپرسور بین ۵ تا ۱۴ راندمان الکتریکی سیکل از حدود ۳۵٪ تا ۱۵٪ در تغییر است. با توجه به شکل (۲-۴) به نظر می‌رسد که هر

چه نسبت فشار کمپرسور کمتر باشد راندمان الکتریکی بیشتری به ما می‌دهد. اما باید عوامل دیگر را هم بررسی کرد که بینیم کاهش نسبت فشار کمپرسور امری مطلوب است یا خیر.

در شکل (۳-۴) عملکرد راندمان الکتریکی سیکل را با توجه به تغییر در دمای ورودی توربین نشان می‌دهد. دمای ورودی توربین از ۹۵۰ تا ۱۴۵۰ درجه کلون متغیر است و نسبت فشار کمپرسور ۱۱ در نظر گرفته شده است.

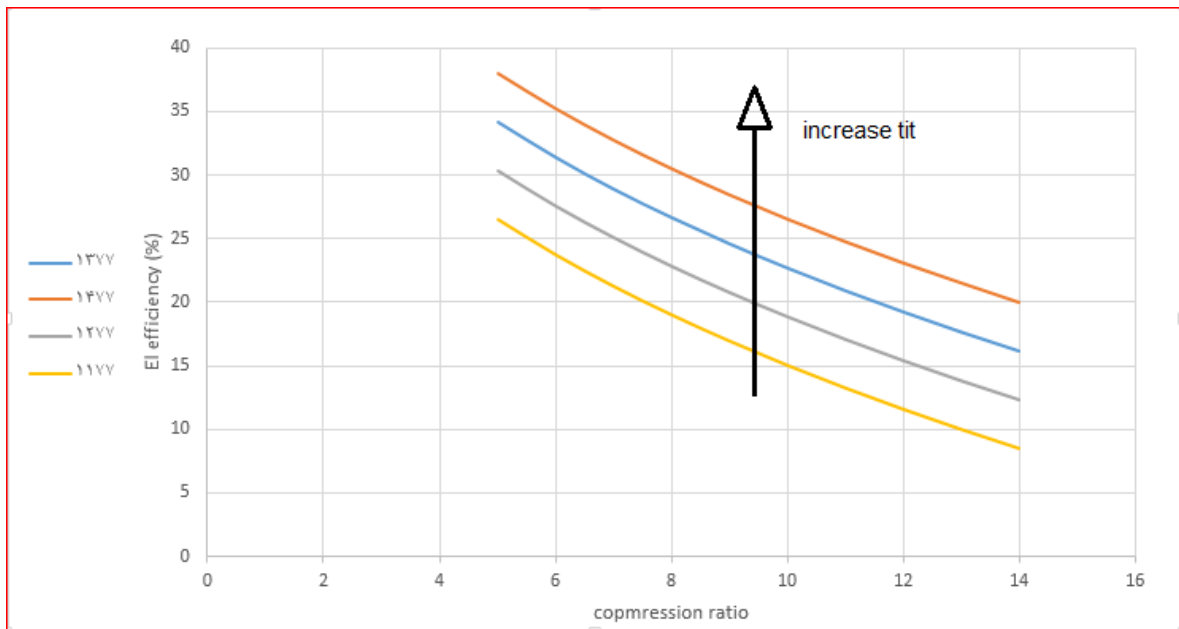


شکل (۳-۴) تغییرات راندمان الکتریکی سیکل با تغییر در دمای ورودی توربین

با توجه به شکل (۳-۴) نشان می‌دهد که با افزایش دمای ورودی توربین راندمان الکتریکی سیکل افزایش می‌یابد. دلیل این افزایش این است که با افزایش دمای ورودی توربین کار تولیدی توربین افزایش می‌یابد در حالی که کار مصرفی کمپرسور ثابت است. در نتیجه کار خالص تولیدی افزایش و راندمان سیکل افزایش می‌یابد. نتیجه این شکل نشان می‌دهد که افزایش دمای ورودی توربین امری مطلوب برای افزایش کارایی سیکل است.

شکل (۴-۴) عملکرد راندمان الکتریکی سیکل را نسبت به هر دو پارامتر نسبت فشار کمپرسور و

دمای ورودی توربین نشان می‌دهد.



شکل (۴-۵) تغییرات راندمان الکتریکی سیکل با توجه به تغییر در نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی

#### توربین

همانطور که گفته شد با افزایش نسبت فشار کمپرسور راندمان الکتریکی کاهش و با افزایش دمای

ورودی توربین راندمان الکتریکی سیکل افزایش می‌یابد. با توجه به شکل (۴-۴) نشان می‌دهد که

کاهش نسبت فشار کمپرسور و افزایش دمای توربین امری ایده آل برای افزایش راندمان الکتریکی

سیکل است. اما باید توجه کرد که آیا تغییر این دو پارامتر برای افزایش راندمان سیکل بر روی موارد

دیگر هم تاثیر گذار است یا به عبارت دیگر تغییر این پارامترها برای بهبود راندمان الکتریکی سیکل

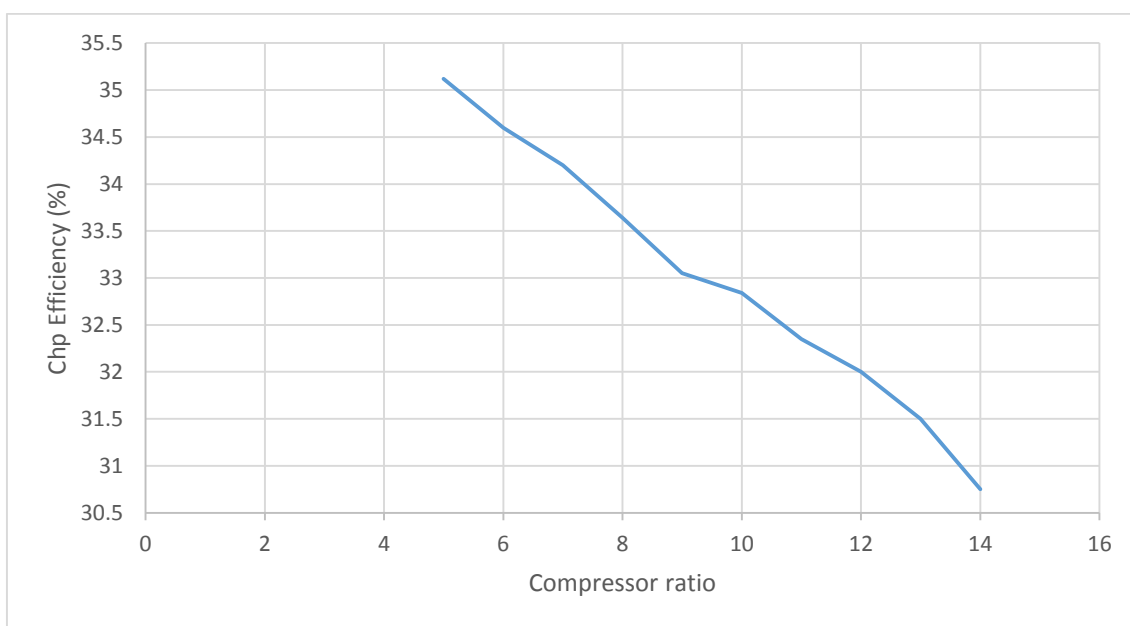
توجیه پذیر است یا خیر که در ادامه بررسی می‌کنیم.

## ۴-۶ راندمان قانون اول

در این قسمت به بررسی رفتار دو پارامتر مورد بررسی بر روی راندمان قانون اول سیکل می‌پردازیم. همانطور که قبلاً گفته شد راندمان قانون اول سیکل از مجموع گرمای حرارتی در مبدل حرارتی و کار الکتریکی سیستم به سوخت مصرفی بدست می‌آید.

در شکل (۴-۵) رفتار قانون اول سیکل نسبت به تغییر در نسبت فشار کمپرسور نشان داده شده

است.

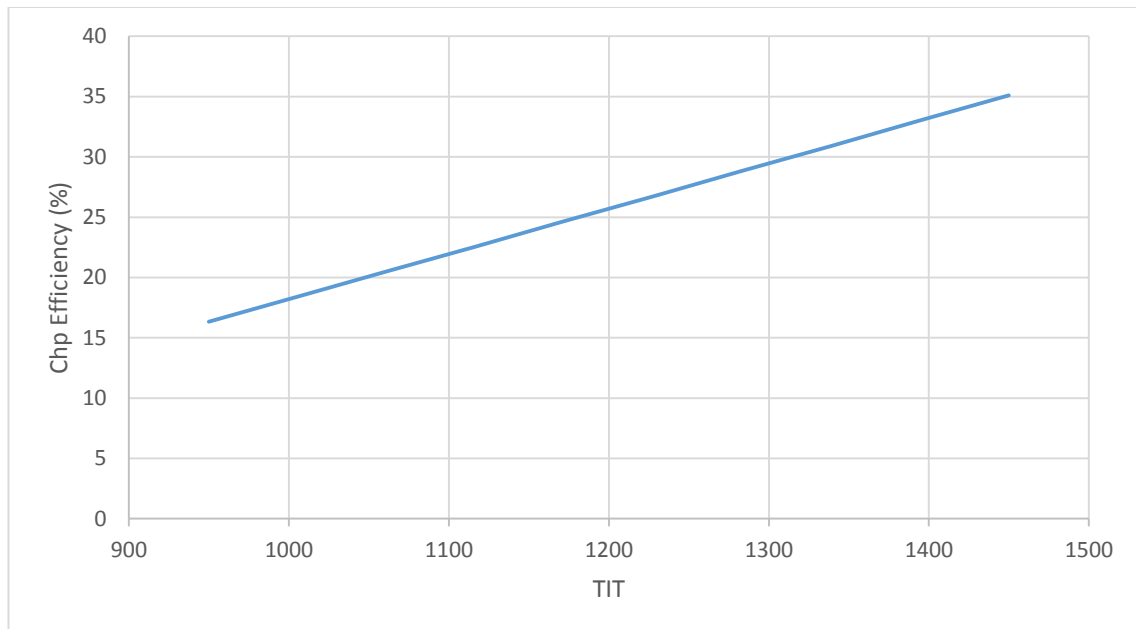


شکل (۴-۵) تغییرات در راندمان قانون اول سیکل نسبت به تغییر در نسبت فشار کمپرسور

توجه به شکل (۴-۵) نشان می‌دهد که افزایش نسبت فشار کمپرسور راندمان انرژی سیکل را کاهش می‌دهد. دلیل این امر این است که با افزایش نسبت فشار کمپرسور کار مصرفی کمپرسور افزایش و در نتیجه با ثابت بودن کار تولیدی توربین کار خالص سیستم کاهش می‌یابد و همچنین گرمای انتقالی مبدل تغییر محسوسی نمی‌کند زیرا دمای ورودی توربین ثابت است که در نتیجه راندمان الکتریکی سیکل کاهش می‌یابد.

شکل (۴-۶) تغییرات راندمان انرژی سیکل نسبت به تغییر در دمای ورودی توربین را نشان

می‌دهد.

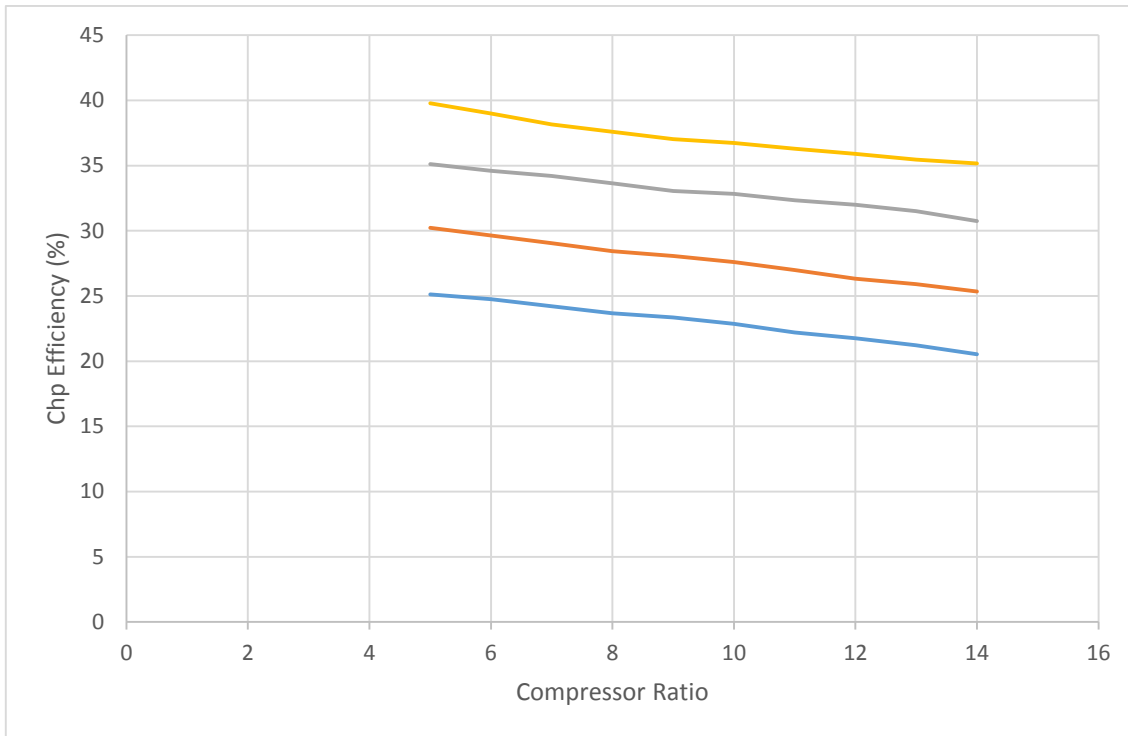


شکل (۴-۶) تغییرات در راندمان قانون اول سیکل نسبت به تغییر در دمای ورودی توربین

توجه به شکل (۴-۶) نشان می‌دهد که افزایش دمای ورودی توربین راندمان انرژی سیکل را افزایش می‌دهد. دلیل این امر این است که با افزایش دمای ورودی توربین گرمای انتقالی مبدل افزایش می‌یابد، زیرا دمای سیال عامل افزایش می‌یابد. همچنین کار الکتریکی سیکل نیز با افزایش دما افزایش می‌یابد. پس با افزایش دمای ورودی توربین هر دو عامل گرمای مبدل حرارتی و کار الکتریکی افزایش می‌یابد که در نتیجه راندمان انرژی سیکل افزایش پیدا می‌کند.

شکل (۴-۷) به بررسی هر دو عامل نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین بر روی راندمان

انرژی سیکل می‌پردازد.



شکل (۷-۰) تغییرات در راندمان قانون اول نسبت به تغییر در نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین

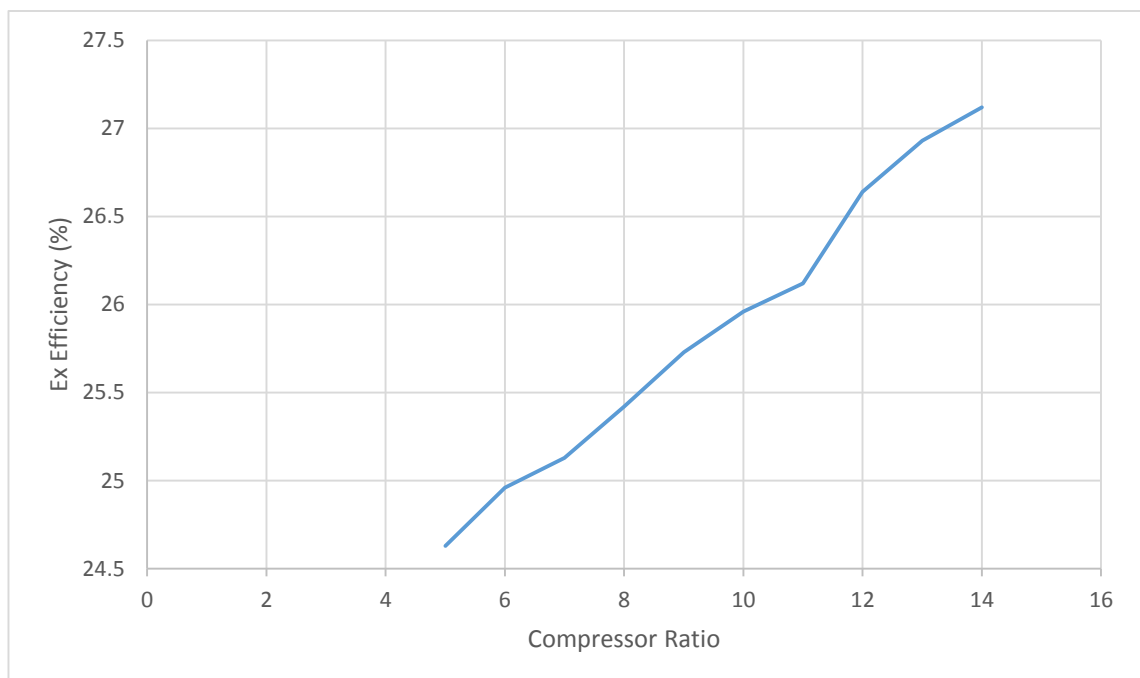
همانطور که در شکل (۷-۴) مشاهده می‌شود با افزایش نسبت فشار کمپرسور راندمان انرژی سیکل کاهش و با افزایش دمای ورودی توربین راندمان انرژی سیکل افزایش می‌یابد. نتیجه شکل و نشان می‌دهد که رفتار راندمان انرژی سیکل و راندمان الکتریکی سیکل نسبت به دو پارامتر نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین مشابه هم است. یعنی با کاهش نسبت فشار کمپرسور و افزایش دمای ورودی توربین راندمان الکتریکی و راندمان انرژی سیکل هر دو افزایش می‌یابد.

#### ۷-۴ راندمان قانون دوم

در این قسمت رفتارهای نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین را بر روی راندمان دوم ترمودینامیک بررسی می‌کنیم. همان‌طور که در قسمت‌های قبل گفته شد اگر راندمان قابلیت کاردهی اجزا یا سیستم است که رابطه‌ی نزدیکی با تخریب انرژی آن جزء دارد. به این ترتیب که هر چه آن جزء تخریب انرژی کمتری داشته باشد قابلیت کاردهی آن بیشتر است. هدف ما همواره این است که

تخریب اگزرژی اجزا را به حداقل برسانیم تا توانایی انجام کار بیشتری داشته باشیم. در ادامه رفتار دو پارامتر مورد بررسی را بر روی راندمان اگزرژی سیستم بررسی می‌کنیم. برای یک سیستم راندمان اگزرژی برابر است با اگزرژی محصولات خروجی سیستم به اگزرژی ورودی که در مورد سیستم مورد بررسی برابر است با اگزرژی گرمایشی در مبدل حرارتی به اضافه‌ی کار خالص تولیدی سیستم به اگزرژی سوخت مصرفی سیستم.

در شکل (۸-۴) رفتار دو متغیر نسبت فشار کمپرسور و راندمان اگزرژی سیستم مشاهده می‌شود.



شکل ۸-۴ تغییرات در راندمان اگزرژی نسبت به تغییر در نسبت فشار کمپرسور

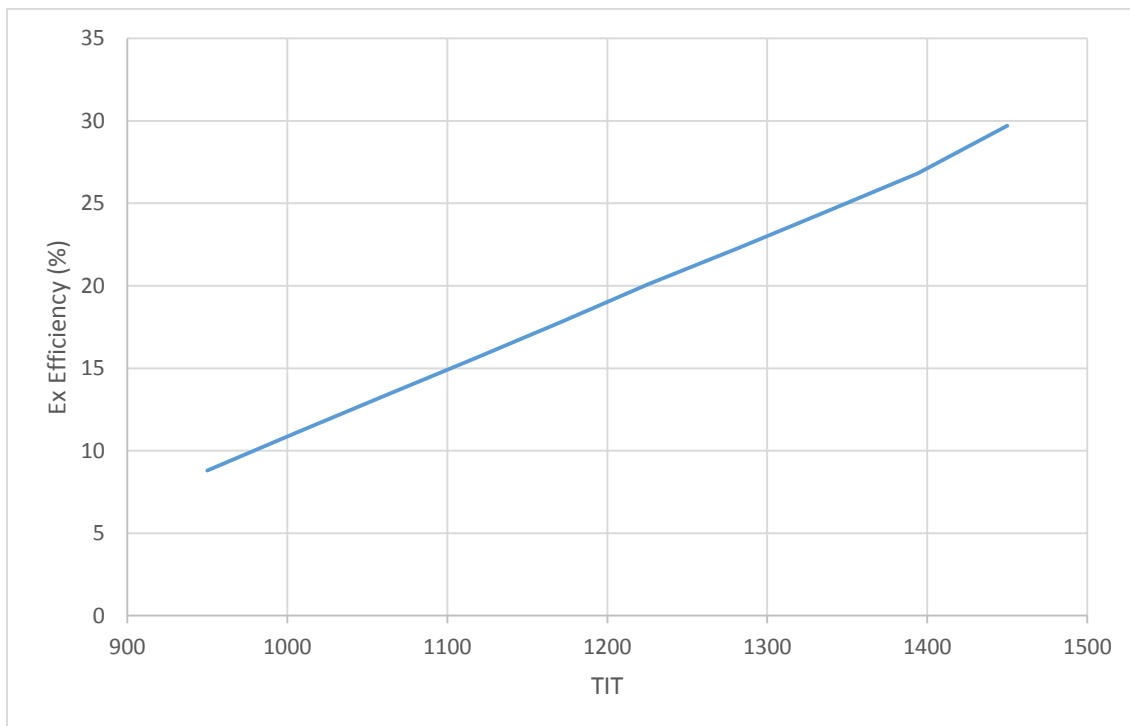
توجه به شکل (۸-۴) نشان می‌دهد که با افزایش نسبت فشار کمپرسور راندمان اگزرژی سیستم افزایش می‌یابد. مطلوب برای سیستم افزایش راندمان اگزرژی است که این امر با افزایش نسبت فشار کمپرسور افزایش می‌یابد. دلیل افزایش راندمان اگزرژی با افزایش نسبت فشار کمپرسور این است با افزایش نسبت فشار کمپرسور تخریب اگزرژی سیستم کاهش می‌یابد در نتیجه راندمان اگزرژی افزایش پیدا می‌کند. دلیل کاهش تخریب اگزرژی سیستم با افزایش نسبت فشار کمپرسور این است



که با افزایش نسبت فشار کمپرسور دمای هوای خروجی از کمپرسور افزایش پیدا می‌کند و این افزایش باعث می‌شود تفاضل دمایی سیال عامل بعد از کمپرسور با دیگر اجزا کم شود. این کاهش تفاضل دما باعث کاهش تخریب اگزرژی در کل مجموعه می‌شود. با کاهش تخریب اگزرژی سیستم کار خالص تولیدی افزایش می‌یابد و همچنین بدلیل ثابت بودن دمای ورودی توربین اگزرژی گرمایشی مبدل تغییر چندانی نمی‌کند پس راندمان افزایش می‌یابد.

در شکل (۹-۴) رفتار پارامتر دمای ورودی توربین و راندمان اگزرژی سیستم نشان داده شده

است.



شکل ۹-۴ تغییرات در راندمان اگزرژی سیکل نسبت به تغییر در دمای ورودی توربین

همان طور که در شکل (۹-۴) مشخص است با افزایش دمای ورودی توربین راندمان اگزرژی سیستم افزایش می‌یابد. دلیل این افزایش راندمان این است که کار خالص تولیدی و اگزرژی مبدل حرارتی افزایش می‌یابد که این امر بدلیل کاهش تخریب اگزرژی در کل سیستم با افزایش دمای

ورودی توربین است. کاهش تخریب انرژی سیستم با افزایش دمای ورودی توربین بخصوص در خود توربین به این علت است که با افزایش دمای ورودی توربین تفاضل دمایی بین ورودی و خروجی توربین کاهش محسوسی پیدا می‌کند که این کاهش تفاضل دما باعث کاهش تخریب انرژی می‌شود. راندمان انرژی سیستم در شرایط ثابت یعنی نسبت فشار کمپرسور ۱۱ حدود ۲۵٪ است که توجه به شکل نشان می‌دهد با تغییر دمای ورودی توربین از ۹۵۰ تا ۱۴۵۰ درجه کلون راندمان انرژی از حدود ۸ تا ۳۰ درصد تغییر می‌کند که مقدار قابل توجهی است.

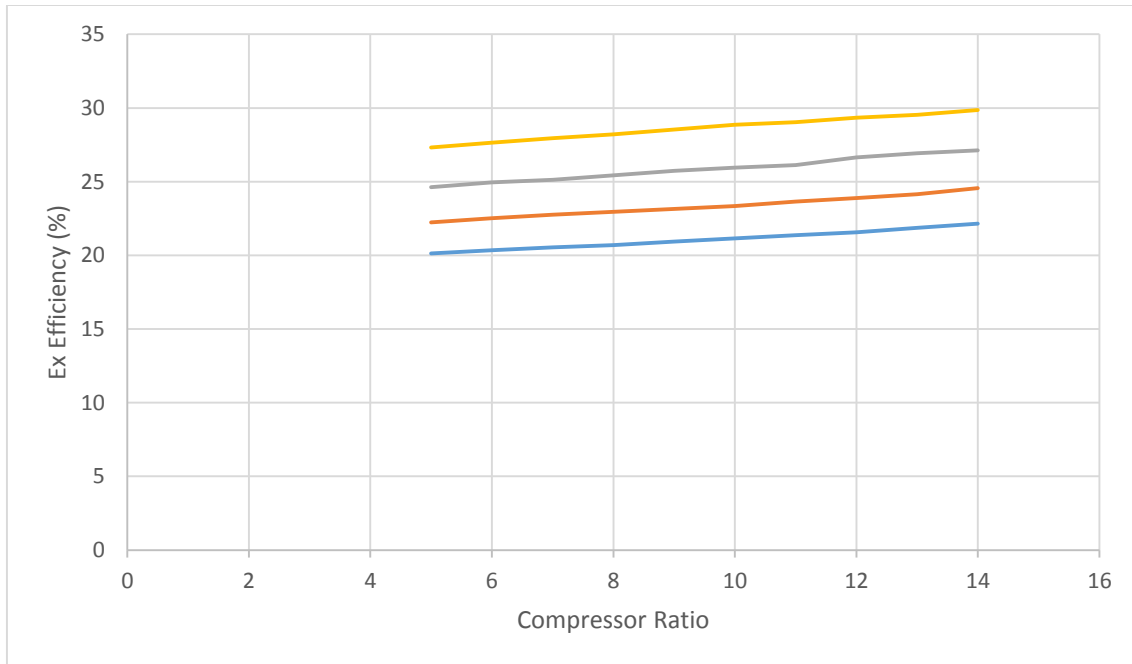
در جدول (۲-۴) تغییرات راندمان انرژی سیکل نسبت به تغییرات دمای ورودی توربین در نسبت فشار کمپرسور ثابت ۱۱ به همراه میزان تخریب انرژی کل سیستم نشان داده شده است.

جدول (۲-۴) تغییرات در راندمان انرژی سیکل نسبت به تغییر دمای ورودی توربین در نسبت فشار

#### کمپرسور ثابت ۱۱

راندمان انرژی سیستم (%)	تخریب انرژی سیستم (kw)	دمای ورودی توربین
۸/۸	۱۱۹۵۶۷	۹۷۵
۱۱/۱۲	۱۱۶۵۱۶	۱۰۵۰
۱۳/۳۵	۱۱۳۴۶۲	۱۱۲۰
۱۵/۶	۱۱۰۴۰۸	۱۱۸۰
۱۷/۸۴	۱۰۷۳۵۱	۱۲۴۰
۲۰/۰۸	۱۰۴۲۹۴	۱۳۰۰
۲۲/۳۳	۱۰۱۲۳۴	۱۳۷۷
۲۴/۵۸	۹۸۱۷۳	۱۴۰۰
۲۶/۸۲	۹۵۱۱۱	۱۴۲۰
۲۹/۰۷	۹۲۰۴۷	۱۴۵۰

در شکل (۲-۴) رفتار هر دو پارامتر دمای ورودی توربین و نسبت فشار کمپرسور نسبت به راندمان اگزرژی سیستم نشان داده شده است.



شکل (۱۰-۴) تغییرات در راندمان اگزرژی سیستم نسبت به تغییر در نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین

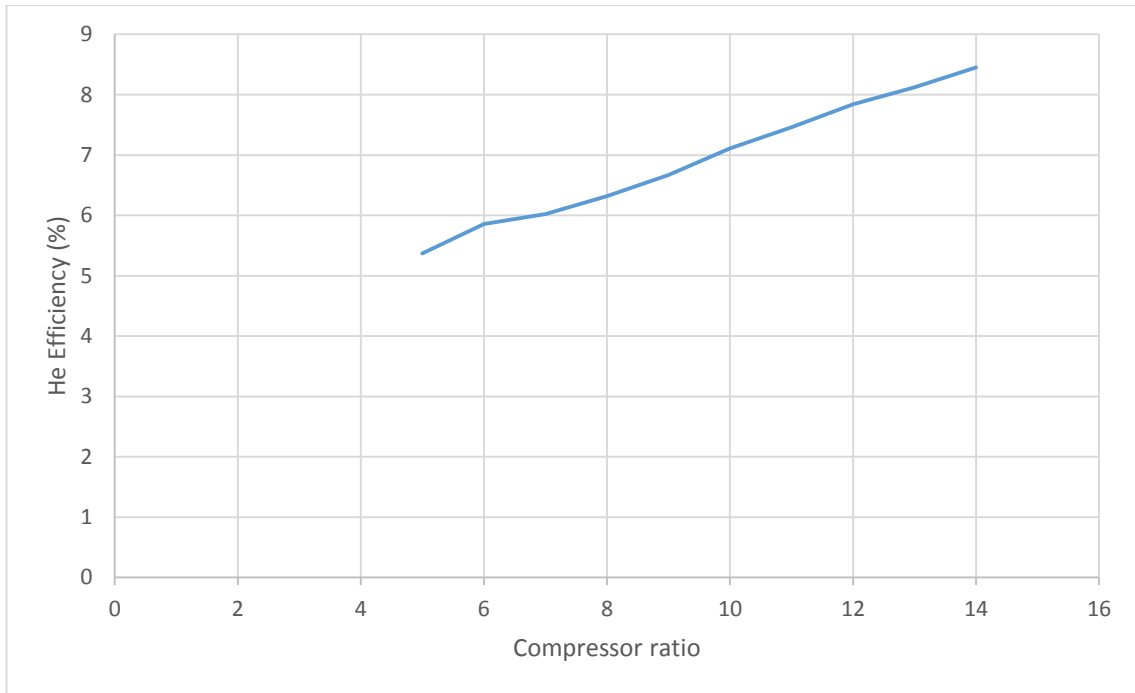
توجه به شکل (۱۰-۴) نشان می‌دهد که با افزایش در هر دو پارامتر راندمان اگزرژی سیستم افزایش می‌یابد. این شکل نشان می‌دهد که امر مطلوب برای سیستم از نظر راندمان اگزرژی افزایش مقدار هر دو پارامتر است که سبب بهبود راندمان اگزرژی و کاهش تلفات اگزرژی سیستم می‌شود.

#### ۴-۷-۱ راندمان حرارتی

در این قسمت به بررسی رفتار سیستم با تغییر در پارامترهای نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین بر راندمان حرارتی سیکل می‌پردازیم. راندمان حرارتی سیکل عبارت است از گرمای بازیافت شده در مبدل حرارتی به سوخت مصرفی سیستم.

شکل (۱۱-۴) رفتار راندمان حرارتی سیستم را نسبت به تغییر در پارامتر نسبت فشار کمپرسور

نشان می‌دهد.



شکل (۱۱-۰) تغییرات در راندمان حرارتی سیستم نسبت به تغییر در نسبت فشار کمپرسور

توجه به شکل (۱۱-۴) نشان می‌دهد در دمای سیال ورودی توربین ثابت با افزایش نسبت فشار

کمپرسور راندمان حرارتی سیکل افزایش می‌یابد. دلیل این عملکرد این است که با افزایش نسبت فشار

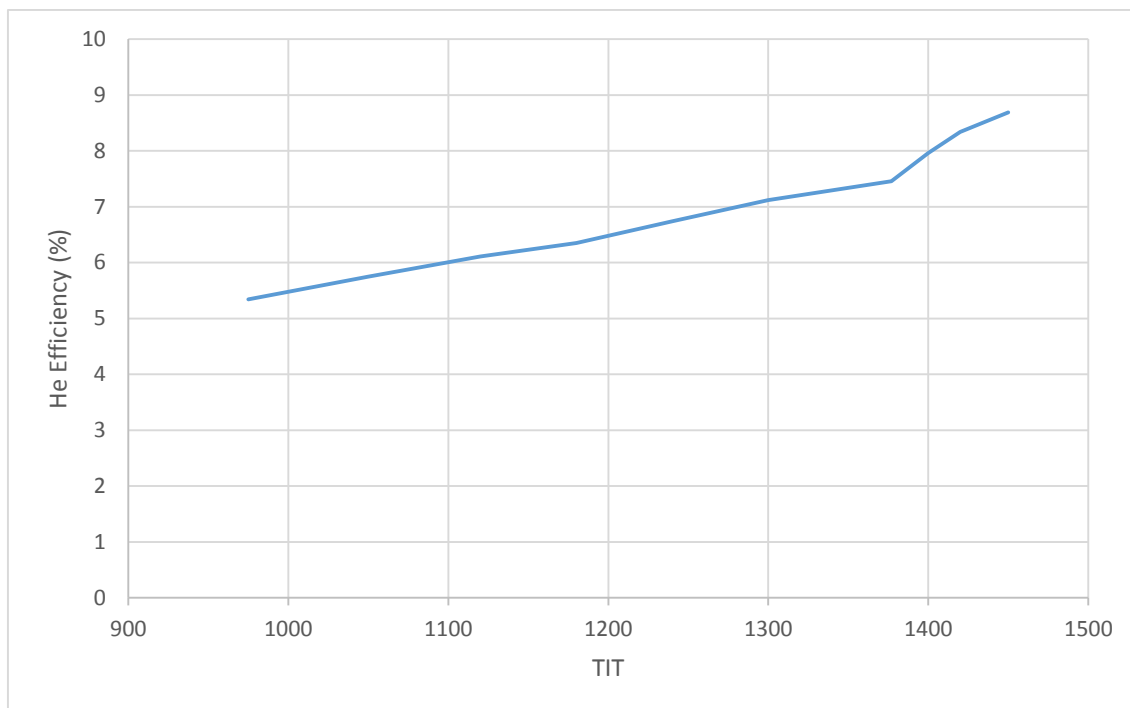
کمپرسور دمای سیال خروجی از کمپرسور افزایش می‌یابد در نتیجه با افزایش دمای سیال در سیکل

و با ثابت بودن سوخت مصرفی بازیافت گرما در مبدل حرارتی افزایش پیدا کرده و در نتیجه راندمان

حرارتی افزایش می‌یابد.

شکل (۱۲-۴) رفتار راندمان حرارتی سیستم نسبت به تغییر در پارامتر دمای سیال ورودی

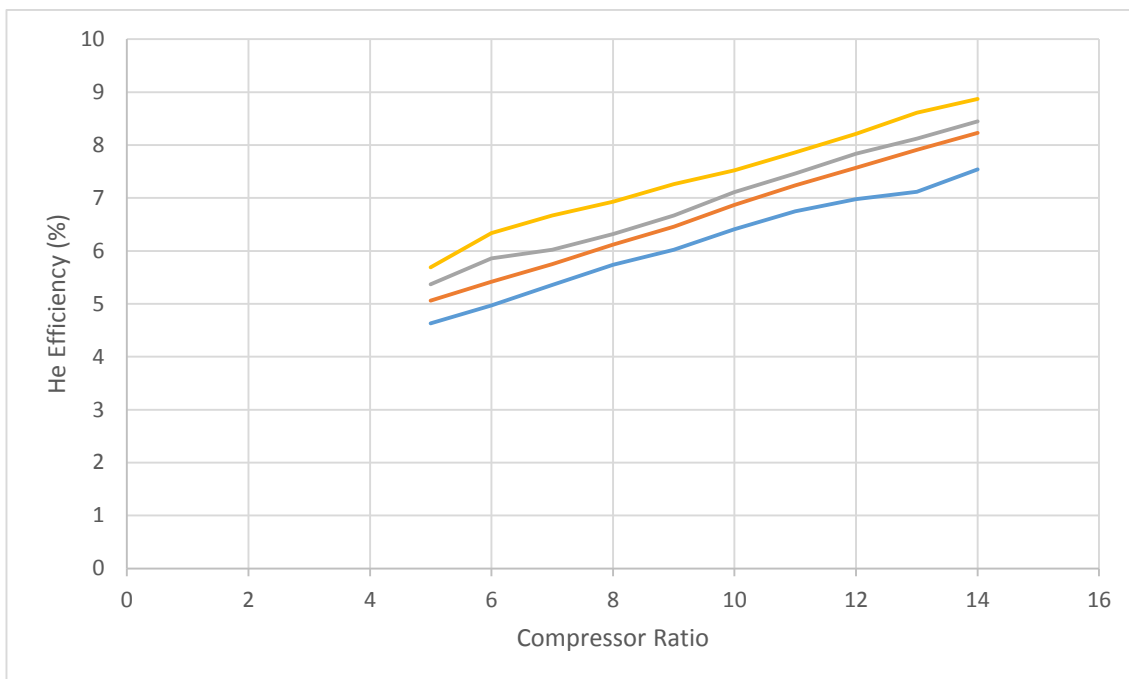
توربین با نسبت فشار کمپرسور ثابت نشان می‌دهد.



شکل (۱۲-۰) تغییرات در راندمان حرارتی سیستم نسبت به تغییر در دمای ورودی توربین

همان‌طور که در شکل مشخص است با افزایش دمای سیال ورودی توربین راندمان حرارتی سیکل افزایش می‌یابد. دلیل این امر نیز افزایش دمای سیال سیکل بعد از توربین است که با ثابت بودن سوخت مصرفی سیستم حرارت بازیافتی در مبدل حرارتی را افزایش می‌دهد. دلیل افزایش حرارت بازیافتی در مبدل اختلاف دمای بیشتر بین ۲ سیال در مبدل حرارتی است.

شکل (۱۳-۴) رفتار راندمان حرارتی سیستم را نسبت به هر ۲ پارامتر نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین نشان می‌دهد.

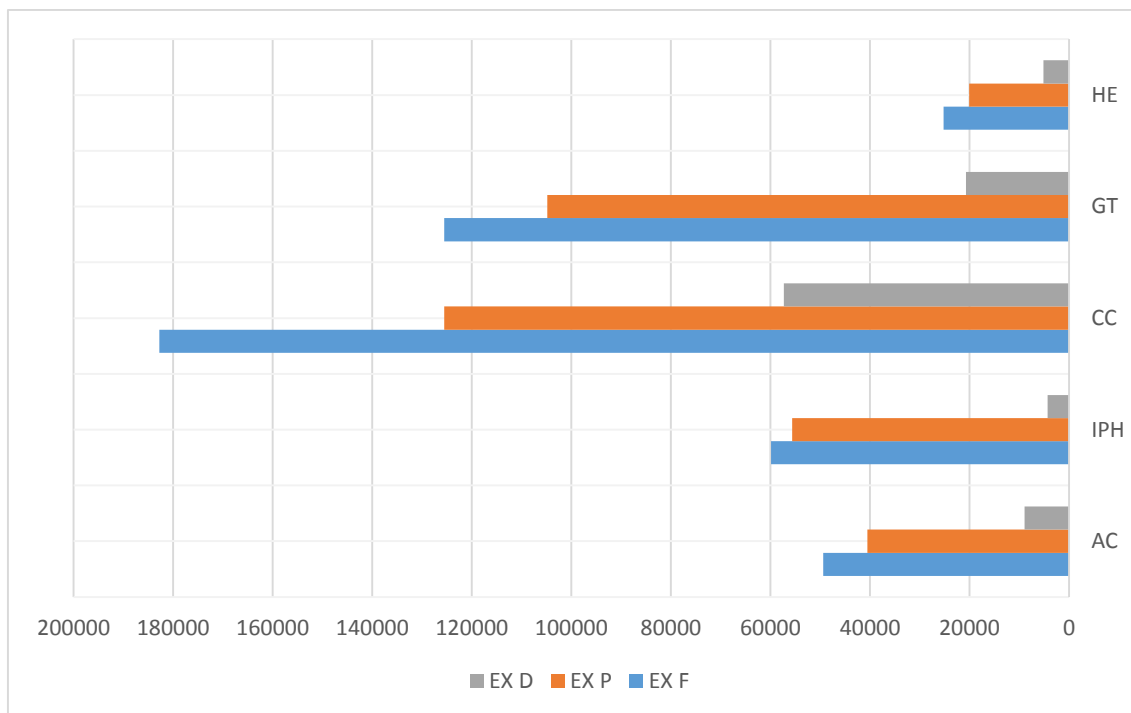


شکل (۱۳-۰) تغییر در راندمان حرارتی سیکل نسبت به تغییر در نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین

همان‌طور که در شکل (۱۳-۴) مشخص است افزایش هر دو پارامتر نسبت فشار کمپرسور و دمای ورودی توربین باعث افزایش راندمان حرارتی سیکل می‌شود که امری مطلوب برای سیستم است.

#### ۸-۴ جریان‌های آگزرژی اجزا

شکل (۱۴-۴) آگزرژی ورودی، آگزرژی خروجی و تخریب آگزرژی تمام اجزای سیستم شامل کمپرسور، پیش گرم کن داخلی، توربین، محفظه احتراق و مبدل حرارتی را نشان می‌دهد.



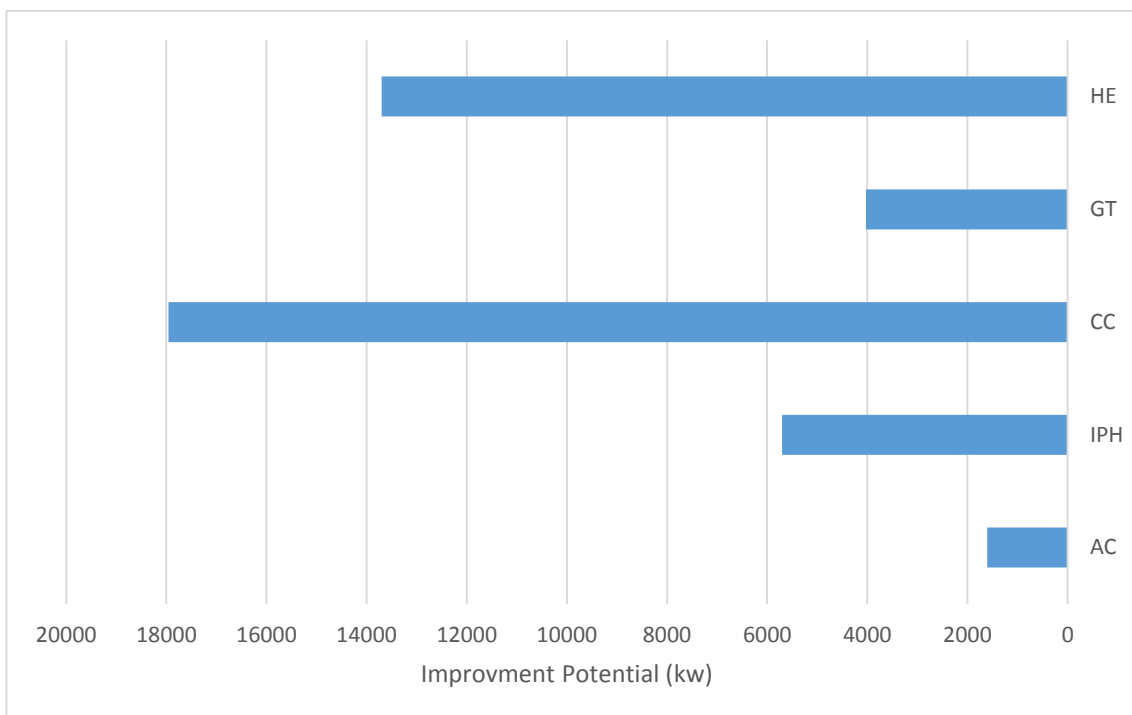
شکل (۱۴-۰) جریان‌های اگزرژی ورودی، خروجی و تخریب اگزرژی اجزای سیکل

اگزرژی ورودی و خروجی و تخریب اگزرژی برای هر جزء به این صورت است که جریان ورودی به آن جزء و کار مصرفی آن به عنوان ورودی و جریان خروجی آن جزء به همراه کار تولیدی آن به عنوان خروجی است. تخریب اگزرژی هر جزء نیز از تفاضل اگزرژی ورودی و خروجی بدست می‌آید. به این ترتیب برای کمپرسور اگزرژی ورودی شامل جریان ورودی و کار مصرفی کمپرسور است و اگزرژی خروجی آن جریان خروجی از کمپرسور است. برای توربین اگزرژی ورودی جریان ورودی به توربین و اگزرژی خروجی کار تولیدی توربین و جریان خروجی است. برای پیش گرم کن داخلی و همچنین مبدل حرارتی به دلیل اینکه کاری انجام نمی‌دهند، اگزرژی ورودی شامل جریان‌های ورودی و اگزرژی خروجی شامل جریان‌های خروجی است. برای محفظه احتراق اگزرژی ورودی شامل جریان ورودی و اگزرژی سوخت و اگزرژی خروجی شامل جریان خروجی از محفظه احتراق است. همانطور که در شکل (۱۴-۴) مشاهده می‌شود بیشترین تخریب اگزرژی مربوط به محفظه احتراق است. دلیل این امر تفاوت دمای بسیار زیاد بین سوخت مورد نظر برای محفظه‌ی احتراق و دمای سیال خروجی از محفظه

احتراق است. این اختلاف دمای بسیار زیاد سبب تخریب اگزرژی بسیار زیاد محفظه احتراق می‌شود. مقدار زیادی از این تخریب اگزرژی ناگزیر است و حتما پدید می‌آید ولی با افزایش دمای سوخت مورد نظر برای محفظه احتراق می‌توان تا جایی که برای احتراق مشکلی پیش نیاید می‌توان این تخریب اگزرژی را کاهش داد.

#### ۹-۴ پتانسیل بهبود

شکل (۴-۱۵) پتانسیل بهبود اجزا را نشان می‌دهد. پتانسیل بهبود معیاری است بر اساس ۲ پارامتر تخریب اگزرژی و راندمان اگزرژی هر جزء. پتانسیل بهبود نشان می‌دهد از هر جز تا چه مقدار اگزرژی را با تغییر شرایط می‌توان بازیافت کرد.



شکل (۴-۱۵) پتانسیل بهبود اجزای سیکل



همان‌طور که در شکل مشخص است بیشترین پتانسیل بهبود مربوط به محفظه احتراق و پس از آن مبدل حرارتی است. دلیل این امر به تخریب اگزرژی بالای این اجزا برمی‌گردد که این تخریب اگزرژی هم ناشی از اختلاف دمای سیالات در این اجزاء است.

در جدول (۳-۴) اگزرژی ورودی، خروجی و تخریب اگزرژی هر جز سیستم به همراه پتانسیل بهبود در دمای ورودی توربین ۱۳۷۷ درجه کلوین و نسبت فشار کمپرسور ۱۱ نشان داده شده است.

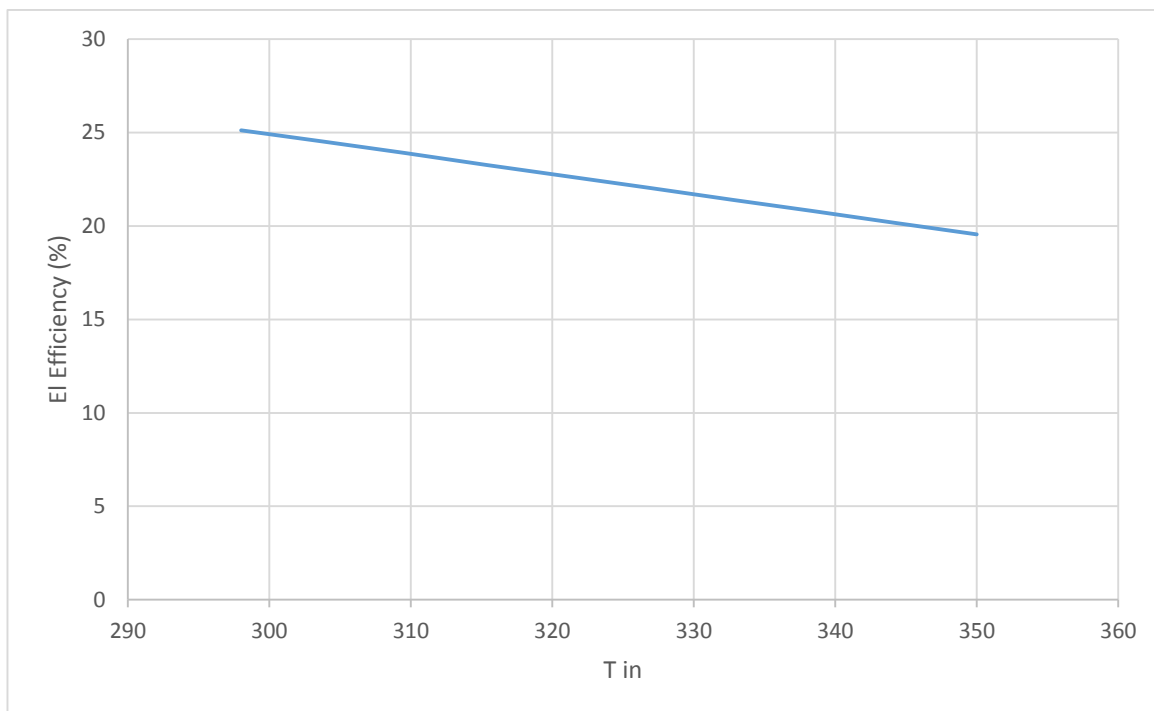
جدول (۳-۴) اگزرژی ورودی، خروجی و تخریب اگزرژی هر جز سیستم به همراه پتانسیل بهبود

نوع	اگزرژی ورودی	اگزرژی خروجی	تخریب اگزرژی	پتانسیل بهبود
کمپرسور	۴۹۳۸۰	۴۰۴۷۶	۸۹۰۴	۱۶۰۵
پیش گرم کن داخلی	۵۹۸۹۰	۵۵۶۰۴	۴۲۸۶	۵۷۰۳
محفظة احتراق	۱۸۲۸۱۸	۱۲۵۵۱۵	۵۷۲۹۷	۱۷۹۵۸
توربین گاز	۱۲۵۵۱۵	۱۰۴۸۵۳	۲۰۶۶۲	۴۰۲۴
مبدل حرارتی	۲۵۱۷۸	۲۰۰۴۲	۵۱۳۶	۱۳۷۰۳

#### ۱۰-۴ تاثیر دمای محیط بر عملکرد

در ادامه به بررسی تاثیر دمای محیط بر عملکرد سیستم می‌پردازیم که آیا عملکرد سیستم در مناطق سرد بهتر است یا گرم.

شکل (۱۶-۴) تاثیر دمای محیط یا همان دمای هوای ورودی سیستم را بر روی راندمان الکتریکی سیستم نشان می‌دهد.



شکل (۱۶-۰) تغییرات در راندمان الکتریکی سیکل نسبت به تغییر دمای محیط

همانطور که در شکل مشخص است با افزایش دمای هوای محیط یا همان دمای ورودی سیستم راندمان الکتریکی کاهش می‌یابد که دلیل این امر افزایش کار مصرفی کمپرسور در صورت افزایش دمای هوای ورودی است. اما با افزایش دمای هوای ورودی گرمای خروجی از سیستم برای مصارف سرمایشی و گرمایشی افزایش می‌یابد که دلیل این امر افزایش دمای سیال خروجی سیستم است. به این ترتیب تغییرات آب و هوایی از جمله تغییرات دما مربوط به تغییرات جوی و فصلی بر عملکرد سیستم تاثیر گزار است. به طور مثال در تابستان با افزایش دمای محیط راندمان الکتریکی سیکل کاهش و از طرفی حرارت بازیافتی از خروجی سیستم افزایش می‌یابد و به همین ترتیب در زمستان با کاهش دمای محیط راندمان الکتریکی افزایش و حرارت بازیافتی از خروجی سیستم کاهش می‌یابد.

#### ۱۱-۴ روش پیشنهادی جهت افزایش کارایی سیستم

همان‌طور که در قسمت قبل بیان شد تغییرات دمای هوای محیط تاثیر مستقیم بر عملکرد سیستم دارد، به گونه‌ای که در روز یا در تابستان که دمای هوا بیشتر است کار مورد نیاز کمپرسور برای تامین دبی هوای مورد نیاز سیستم افزایش پیدا می‌کند که این افزایش کار کمپرسور باعث کاهش راندمان الکتریکی می‌شود. با کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور کار مصرفی کمپرسور کاهش می‌یابد و در نتیجه راندمان الکتریکی سیستم افزایش می‌یابد. در این قسمت به بررسی روشی جهت کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور و تاثیر آن بر سیستم مورد بحث پرداخته شده است. به صورت کلی دو نوع سیستم خنک کاری هوای ورودی کمپرسور وجود دارد که شامل خنک کاری تبخیری و خنک کاری تبریدی است. سیستم خنک کاری تبخیری خود شامل چهار نوع سیستم شامل مه پاشی<sup>۱</sup>، محیط مرطوب<sup>۲</sup>، تراکم مرطوب<sup>۳</sup> و فلش چرخشی<sup>۴</sup> است. در این قسمت به بررسی چیلر جذبی در سیکل مورد بحث پرداخته شده است که شماتیک آن در شکل (۴-۱۷) نشان داده شده است.

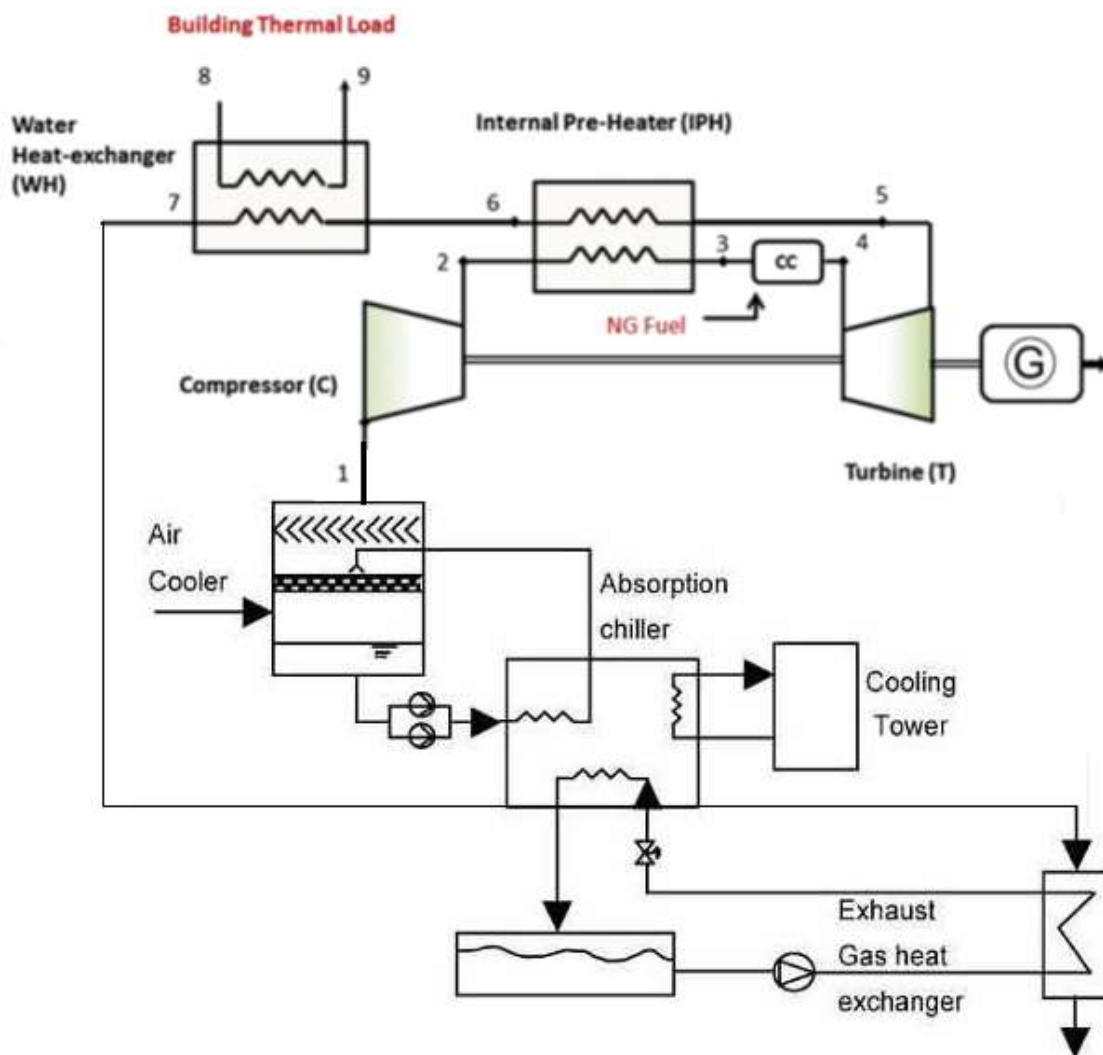
---

<sup>1</sup> Fogging

<sup>2</sup> Wet Media

<sup>3</sup> Wet Compression

<sup>4</sup> Swirl Flash



شکل ۱۷-۰ شماتیک سیستم CHP به همراه چیلر جذبی برای سرمایش هوای ورودی به کمپرسور

همان‌طور که در شکل (۱۷-۴) نشان داده شده است از گرمای خروجی از مبدل حرارتی برای راه‌اندازی چیلر جذبی استفاده شده است. نحوه‌ی فعالیت چیلر جذبی در فصل اول توضیح داده شده است. در بررسی سیستم در قسمت (۲-۴) گاز خروجی از آگزوز دمایی برابر ۵۴۰ درجه کلوین داشت. همچنین آب مورد نیاز برای مصارف گرمایشی با افزایش دبی تا حدود ۴۰۰ درجه کلوین افزایش دما داشت. این دماها نشان می‌دهد هم گاز خروجی از آگزوز قابلیت انتقال حرارت دارد هم با کاهش دبی آب یا کاهش دمای خروجی آب در صورت نیاز حرارتی چیلر جذبی می‌توان حرارت مورد نیاز آن را تامین نمود. از آنجایی که نیاز به چیلر بیشتر در تابستان یا روزهای گرم اتفاق می‌افتد می‌توان قسمتی

از انرژی مورد نیاز چیلر را با کاهش راندمان حرارتی سیستم در صورت نیاز و بخشی دیگر را از گاز داغ خروجی اگزوز تامین کرد. در ادامه به بررسی مقدار بار حرارتی مورد نیاز چیلر و تاثیر آن بر عملکرد سیستم می‌پردازیم.

#### ۴-۱۱-۱ بار حرارتی مورد نیاز چیلر

دمای هوای ورودی کمپرسور در سیستم مورد نظر ۲۹۸ درجه کلوین بود. در این قسمت بررسی می‌شود که کاهش دمای هوای ورودی کمپرسور تا ۲۸۸ درجه کلوین چه تاثیری بر عملکرد سیستم دارد و همچنین برای این مقدار کاهش دما چه میزان بار حرارتی برای چیلر نیاز است. نحوه عملکرد چیلر جذبی به این صورت است که بار برودتی در چیلرهای جذبی به دو بخش تغییر دمای هوا و تولید آب از رطوبت موجود در هوا تقسیم می‌شود. برای به دست آوردن بار برودتی مورد نیاز برای انتخاب چیلر از موازنه انرژی خواهیم داشت [۴۱]:

$$\dot{Q} = \dot{M}_{\text{Air}} \cdot (H_1 - H_2) - \dot{M}_{\text{Water}} \cdot \dot{H}_w \quad (1-4)$$

در رابطه (۱-۴) متغیرها شامل  $\dot{Q}$  که همان بار حرارتی بر حسب کیلو ژول بر ثانیه یا همان کیلو وات،  $\dot{M}_{\text{Air}}$  همان دبی هوای ورودی به کمپرسور بر حسب کیلو گرم بر ثانیه،  $H_1$  آنتالپی جرم واحد هوای خشک است در دمای  $T_1$  که همان دمای حباب خشک محیط است  $H_2$ . آنتالپی جرم واحد هوای خشک در دمای  $T_2$  همان دمایی است که چیلر هوای مورد نظر را به آن می‌رساند و برابر یا کمتر از دمای حباب خیس محیط است.  $\dot{M}_{\text{Water}}$  دبی آب چگالش یافته بر روی کویل‌های چیلر بر حسب کیلو گرم بر ثانیه است  $H_w$ . آنتالپی اشباع جرم واحد هوای خشک در دمای  $T_2$  است.

دبی آب کندانس شده بر روی کویل‌ها برابر است با:

$$\dot{M}_{\text{Water}} = \dot{M}_{\text{Air}} \cdot (W_2 - W_1) \quad (2-4)$$

در رابطه (۲-۴)  $W_1$  و  $W_2$  به ترتیب نسبت رطوبت در ورودی و خروجی سیستم است.

مقدار رطوبت نیز برابر است با:

$$W = \frac{0.622 \cdot \Phi \cdot P_G}{(P - P_G)} \quad (3-4)$$

در رابطه (۳-۴) فشار محیط و  $P_G$  فشار اشباع در دمای  $T_1$  و  $\Phi$  نیز رطوبت نسبی است. نتایج نشان داد بار حرارتی مورد نیاز چیلر حدود ۹۰۰ کیلوژول بر کیلوگرم ثانیه است. این مقدار در مقابل حرارت بازیافتی در مبدل حرارتی با حدود ۱۰۰۰۰ کیلوژول بر کیلوگرم ثانیه مقدار قابل ملاحظه‌ای نیست و می‌توان این مقدار بار حرارتی را از سیستم تامین نمود.

#### ۲-۱۱-۴ عملکرد راندمان الکتریکی سیکل با افزودن چیلر جذبی

سیستم ساده‌ی مورد بحث بدون خنک کاری هوای ورودی کمپرسور راندمان الکتریکی حدود ۲۵ درصد داشت. پس از اضافه کردن چیلر جذبی به سیستم جهت کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور با فرض کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور تا حدود ۱۰ درجه نسبت به سیستم مشابه بدون خنک کاری، مشاهده شده راندمان الکتریکی سیستم جدید با فرق کاهش ۱۰ درجه‌ای دمای ورودی کمپرسور راندمان الکتریکی سیستم حدود ۴ درصد افزایش داشت. در این فصل نتایج بررسی مدل سازی سیستم نشان داده شد. نتایج نشان عوامل مختلفی بر عملکرد سیکل تاثیر گذار است که هر کدام نیز تاثیرات خاص خود را بر سیکل می‌گذارد. همچنین نشان داده شد که با تغییر چه پارامترهایی می‌توان راندمان سیستم را بهبود بخشید. در فصل بعدی جمع‌بندی نتایج حاصل شده بیان می‌گردد.

۵ فصل

پنجم؛

جمع بندی

## ۵-۱ نتیجه‌گیری

در کار صورت گرفته عملکرد یک سیستم CHP با مولد میکروتوربین گاز با استفاده از نرم‌افزار EES بررسی شد. هدف از بررسی سیستم مورد نظر بهبود عملکرد سیستم بود. در این بررسی با شبیه‌سازی عملکرد سیستم در برنامه مربوطه رفتار سیستم مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت. ورودی‌های سیستم در این مدل‌سازی شامل دما و فشار سیال عامل، دبی سیال عامل و سوخت سیستم، کار مصرفی کمپرسور و کار تولیدی توربین است. خروجی‌های مورد نظر در این بررسی شامل راندمان‌های انرژی، اگزرژی، الکتریکی و حرارتی است. نتایج و نمودارها نشان دادند که تغییر دمای ورودی توربین و نسبت فشار کمپرسور عملکردهای متفاوتی بر روی راندمان الکتریکی، راندمان CHP، راندمان اگزرژی و راندمان حرارتی سیکل دارند. بررسی‌ها نشان داد در تمام موارد ذکر شده افزایش دمای سیال ورودی توربین راندمان‌ها را افزایش می‌دهد. در مورد تغییر در نسبت فشار کمپرسور عملکرد سیکل متفاوت است به‌گونه‌ای که با افزایش نسبت فشار کمپرسور راندمان اگزرژی و راندمان حرارتی سیکل افزایش می‌یابد و با کاهش آن راندمان الکتریکی و راندمان انرژی سیستم افزایش می‌یابد. نتیجه این است که افزایش دمای ورودی توربین تا حد مجاز امری مطلوب برای افزایش راندمان سیکل است ولی تغییر در رفتار سیستم با تغییرات در نسبت فشار کمپرسور نشان می‌دهد که بسته به نیاز ما از سیکل باید محدوده‌ی فعالیت نسبت فشار کمپرسور را انتخاب کرد. یعنی اگر نیاز ما از سیکل به تولید برق بیشتری باشد باید نسبت فشار کمپرسور در محدوده پایین‌تری باشد و اگر نیاز ما از سیکل به مصارف حرارتی و گرمایی بیشتری باشد باید نسبت فشار کمپرسور در محدوده بالاتری قرار گیرد. همچنین محدودیتی که نسبت فشار کمپرسور برای ما ایجاد می‌کند این است که نمی‌توان نسبت فشار کمپرسور را خیلی کم (برای افزایش راندمان الکتریکی و راندمان انرژی) و خیلی زیاد (برای افزایش راندمان اگزرژی و حرارتی) کرد زیرا با کاهش زیاد آن راندمان اگزرژی سیستم به شدت کاهش می‌یابد و همچنین با افزایش زیاد آن راندمان انرژی سیستم به شدت کاهش می‌یابد که باعث تلفات حرارتی و انرژی بسیار زیاد در سیکل می‌شود که برای عملکرد مطلوب سیکل غیرقابل قبول



است. نکته مهم دیگر این است که از آنجایی که تغییر در نسبت فشار کمپرسور غیر ممکن است به نحوی که پس از نصب سیستم امکان تغییر در نسبت فشار کمپرسور نیست یا باید با صرف هزینه کمپرسور را تغییر داد این نیاز ایجاب می‌کند که قبل از نصب سیستم نیاز ما از سیکل مشخص شود که آیا نیاز به تولید برق بیشتری از سیستم داریم یا نیاز حرارتی بیشتر از نیاز الکتریکی برای ما مهم است و یا هر دو عامل حرارتی و الکتریکی برای ما مهم است. پس از شناخت این نیاز می‌توان کمپرسور مورد نظر برای سیستم را از نظر نسبت فشار انتخاب کرد و با توجه به نوع نیاز راندمان را افزایش داد. از نظر دمای ورودی توربین نیز به دلیل اینکه محدودیتی از نظر نصب برای سیستم وجود ندارد می‌توان با افزایش دمای ورودی توربین راندمان سیستم را افزایش داد. پس از تحلیل رفتار سیستم و بررسی پارامترهای داخلی سیستم که با تغییر آنها عملکرد سیستم تغییر می‌کند و همچنین تحلیل تغییر در عملکرد سیستم با تغییر در هوای محیط با اضافه کردن یک چیلر جذبی به ابتدای سیستم و کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور در حدود ۱۰ درجه، راندمان الکتریکی سیستم حدود ۴ درصد افزایش پیدا کرد.

## پیشنهادات

در این کار یک سیستم با اجزای مشخص مورد بررسی قرار گرفت و راه‌های بهبود عملکرد آن با توجه به نیاز ما از سیکل مورد بررسی قرار گرفت. یکی از مواردی که در آنالیز سیکل جلب توجه می‌کند تخریب انرژی بسیار زیاد در محفظه احتراق است. لذا به منظور تکمیل کار صورت گرفته پیشنهادهای فوق مطرح می‌گردد:

- تحلیل رفتار انرژی محفظه احتراق نسبت به پارامترهای قابل تغییر در سیستم خصوصا دمای ورودی توربین و نسبت فشار کمپرسور
- تحلیل اقتصادی سیستم با توجه به شرایط عملکردی متفاوت
- بررسی سیستمی CHP با شرایط عملکردی مشابه ولی مولد متفاوت تا بررسی شود از لحاظ راندمان و عملکردی چه تفاوت‌هایی با هم دارند و مقایسه‌ای با این کار صورت گرفته تا مشخص شود کدام مولد بهتر عمل می‌کند.
- بررسی سیستمی CCHP مشابه با کار انجام شده و با همین مولد تا عملکرد و راندمان‌ها مقایسه شود.
- بررسی استفاده از دو توربین متوالی متوسط بجای استفاده از یک توربین در سیستم مشابه و بررسی عملکرد این دو سیستم نسبت به هم.

- [1] [www.barghnews.com/fa/news/4730](http://www.barghnews.com/fa/news/4730)
- [2] Dieter Dueblin and Angelika Steinhauser, "Utilization of biogas for the generation of electric power and heat" WILEY-VHC 2008
- [3] D.W. Wu, R.Z. Wang. Combined cooling, heating and power: A review: Progress in Energy and Combustion Science 32 (2006) 459-495
- [4] <http://www.enertwin.com/enertwin-en/the-micro-turbine-technology>
- [5] [http://www.geenergy.com/products\\_and\\_services/services/steam\\_turbines\\_power\\_generation\\_services/index.jsp](http://www.geenergy.com/products_and_services/services/steam_turbines_power_generation_services/index.jsp)
- [6] [http://web.ornl.gov/sci/de\\_materials/projects-reciprocating.shtml](http://web.ornl.gov/sci/de_materials/projects-reciprocating.shtml)
- [7] Environmental Protection Agency, " Technology Characterization: Reciprocating Engines " 2008
- [8] [http://en.wikipedia.org/wiki/Gas\\_turbine](http://en.wikipedia.org/wiki/Gas_turbine)
- [9] P. Jansohn. Modern Gas Turbine Systems. A volume in Woodhead Publishing Series in Energy 2013
- [10] [http://cavlon.com/zcstore/index.php?main\\_page=product\\_info&products\\_id=358](http://cavlon.com/zcstore/index.php?main_page=product_info&products_id=358)
- [11] [http://www.transformacni-technologie.cz/en\\_stirlinguv-motor.html](http://www.transformacni-technologie.cz/en_stirlinguv-motor.html)
- [12] <http://www.zmescience.com/ecology/new-affordable-fuel-cells-might-spark-microgrid-revolution-a-new-age-of-energy-independency>
- [13] <http://raee.org/climatisationsolaire/gb/solar.php>
- [14] [www.dg-chp.ir](http://www.dg-chp.ir)
- [15] Yousef Yassi , Safar hashemloo. Improvement of the efficiency of the Agnew micro hydro turbine at part loads due to installing guide vanes mechanism: Energy Conversion and Management 51 (2010) 1970–1975
- [16] [www.pogc.ir/Portals/0/maghalat/890928.8.pdf](http://www.pogc.ir/Portals/0/maghalat/890928.8.pdf)

- [17] <http://www.nigc-khrz.ir>
- [18] P.J. Mago , L.M. Chamra. Analysis and optimization of CCHP systems based on energy, economical, and environmental consideration: *Energy and Buildings* 41 (2009) 1099–1106
- [19] Pedro J. Mago, Anna K. Hueffed. Evaluation of a turbine driven CCHP system for large office buildings under different operating strategies: *Energy and Buildings* 42 (2010) 1628–1636
- [20] Yajun Li n, YanXia. DES/CCHP: The best utilization mode of natural gas for China’s low carbon economy: *Energy Policy* 53 (2013) 477–483
- [21] Audrius Bagdanavicius a , Nick Jenkins a, Geoffrey P. Hammond b. Assessment of community energy supply systems using energy, exergy and exergoeconomic analysis: *Energy* 45 (2012) 247e255
- [22] Masood Ebrahimi , Ali Keshavarz, Arash Jamali. Energy and exergy analyses of a micro-steam CCHP cycle for a residential building: *Energy and Buildings* 45 (2012) 202–210
- [23] Qiaohui Chen, Weilong Wang , Jianfeng Lu, Jing Ding. An overview of the political, technical and economical aspects of gas-fired distributed energy system in China: *Applied Thermal Engineering* 52 (2013) 531e537
- [24] Arnab Choudhury n, H.Chandra,A.Arora. Application of solid oxide fuel cell technology for power generation—A review: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 20 (2013) 430–442
- [25] Hongbo Ren , Weijun Gao. Economic and environmental evaluation of micro CHP systems with different operating modes for residential buildings in Japan: *Energy and Buildings* 42 (2010) 853–861
- [26] Giovanni Angrisania, Francesco Minichiello b, Carlo Roselli a, Maurizio Sasso a. Desiccant HVAC system driven by a micro-CHP: Experimental analysis: *Energy and Buildings* 42 (2010) 2028–2035

- [27] Pedro J. Mago , Rogelio Luck. Evaluation of the potential use of a combined micro-turbine organic Rankine cycle for different geographic locations: *Applied Energy* 102 (2013) 1324–1333
- [28] Mohamad Firdaus Bin Basrawi ,b, Takano Yu Yamada , Kimio Nakanishi , Hideaki Katsumata. Analysis of the performances of biogas-fuelled micro gas turbine cogeneration systems (MGT-CGSs) in middle- and small-scale sewage treatment plants: Comparison of performances and optimization of MGTs with various electrical power outputs: *Energy* 38 (2012) 291e304
- [29] Mehmet Selçuk Mert , Ömer Faruk Dilmaç , Semra Özkan , Fatma Karaca , Esen Bolat . Exergoeconomic analysis of a cogeneration plant in an iron and steel factory: *Energy* 46 (2012) 78e84
- [30] Ana C.M. Ferreira , Manuel L. Nunes , Senhorinha F.C.F. Teixeira a, Celina P. Leão , Ângela M. Silva b
- [31] Sepehr Sanaye , Arash Katebi. 4E analysis and multi objective optimization of a micro gas turbine and solid oxide fuel cell hybrid combined heat and power system: *Journal of Power Sources* 247 (2014) 294e306
- [32] Pouria Ahmadi , Ibrahim Dincer, Marc A. Rosen. Exergo-environmental analysis of an integrated organic Rankine cycle for trigeneration: *Energy Conversion and Management* 64 (2012) 447–453
- [33] Flavio Caresana , Gabriele Comodi , Leonardo Pelagalli , Massimiliano Renzi , Sandro Vagni. Use of a test-bed to study the performance of micro gas turbines for cogeneration applications: *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 3552e3558
- [34] Firdaus Basrawia , Takano Yu Yamada b, Shin'ya Obarac. Theoretical analysis of performance of a micro gas turbine co/trigeneration system for residential buildings in a tropical region. *Energy and Buildings* 67 (2013) 108–117
- [35] Amitava Datta , Ranjan Ganguly, Luna Sarkar. Energy and exergy analyses of an externally fired gas turbine (EFGT) cycle integrated with biomass gasifier for distributed power generation: *Energy* 35 (2010) 341–350

- [36] A.M. Pantaleo , S.M. Camporeale . Shah . Thermo-economic assessment of externally fired micro-gas turbine fired by natural gas and biomass: Applications in Italy: *Energy Conversion and Management* 75 (2013) 202–213
- [37] Firdaus Basrawi, Takanobu Yamada , Kimio Nakanishi, Soe Naing. Effect of ambient temperature on the performance of micro gas turbine with cogeneration system in cold region: *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 1058e1067
- [38] Mohammad Ameri, Nooshin Enadi. Thermodynamic modeling and second law based performance analysis of a gas turbine power plant (exergy and exergoeconomic analysis): *Journal of Power Technologies* 92 (3) (2012) 183–191
- [39] j.h.horlock.book:advanced gas turbine cycles
- [40] Pouria Ahmadi , Ibrahim Dincer, Marc A. Rosen. Exergo-environmental analysis of an integrated organic Rankine cycle for trigeneration. *Energy Conversion and Management* 64 (2012) 447–453
- [41] Andryas Poullikkas “An overview of current and Future sustainable gas turbine technologies” *Sciencedirect*. Vol g, pp (2005) 409- 44

## **Abstract**

Global increase in fuel prices on the one hand and the reduction of fossil fuel resources and increasing greenhouse gases in the world, on the other hand, was due to the developed world, which prevents other countries, various policies in order to reduce energy consumption and greenhouse gas emissions adopt. One of these policies in the developed world has increased dramatically in recent years use of combined heat and power production technology to reduce energy consumption and reduce greenhouse gas emissions in the world.. System performance may be that the use of a generator, producing electricity and differs from other systems is that instead of the hot exhaust gases from the mold without the use of environmentally. The main components of the CHP system consists of a heat exchanger is the main driver. Types of stimuli used in this system consists of a steam turbine, gas turbine, microturbine, fuel cell, reciprocating engines, Stirling engines are built. The reason for resorting to this system is that large power plants to generate electricity and deliver it to subscribers subscribers incur heavy casualties due to the long transmission lines If distributed generation systems to generate electricity on-site consumption minimizes transmission losses. Also, instead of distributed generation plants to generate energy from waste exhaust chimney for heating purposes for which it also reduces fuel costs. The system power output of 36 MW and a steam output of 60 kg/s works. The purpose of the review is to evaluate the system performance and improve the efficiency of the system output. Desired system's performance by ees to study the energy and thorough exergy analysis. The results showed an increase in turbine inlet fluid temperature increases above four performance. The change in the compressor pressure ratio of the cycle is different So that a thorough exergy efficiency of the compressor pressure ratio and the thermal efficiency of the cycle increases and by reducing the electrical efficiency and power efficiency of the system increases. Proportionality factor between these two cycles are required in the performance of the system so that how much heat is needed in the output power. After examining the factors affecting the performance of the cycle, with the addition of the absorption chiller to start the process of reducing the temperature of the air entering the compressor concluded that the lower the temperature to 10 degrees to the main system electrical efficiency of the system was increased by about 4 percent

**Keywords:** Combined heating and power, microturbine, energy and exergy analysi



**Shahrood University of Technology**  
**Faculty of mechanic, Energy systems Engineering**

**Review and improve system performance by  
generating micro CHP**

**Mohamad Sabeti**

**Supervisors:**

**Majid Hashemian**

**Mahmoud Chahartaghi**

**September 2014**