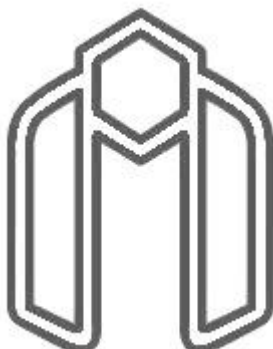


بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

بنام خدا



دانشگاه صنعتی شاهرود  
دانشکده مهندسی مکانیک

عنوان پایان نامه :

# راهکارهای افزایش راندمان توربینهای گازی پالایشگاه گاز خانگیران

دانشجو : مهدی دیمی دشت بیاض

اساتید راهنما :

دکتر محمود فرزانه گرد

دکتر شهرام هاشمی مرغزار

ارائه شده جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد در

مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی

دی ماه ۱۳۸۷

## چکیده

توربین‌های گازی از جمله تجهیزاتی هستند که برای تولید توان در نیروگاهها و پالایشگاهها به طور گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرند. بر این اساس افزایش راندمان توربین‌های گازی که یکی از اصلی‌ترین سیکل‌های تولید توان میباشد از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. با توجه به اهمیت موضوع رویه مورد نظر در پایان نامه پیش رو، بررسی راهکارهای افزایش راندمان توربینهای گازی پالایشگاه خانگیان میباشد. در این پایان نامه در ابتدا به ارزیابی راندمان موجود و بررسی تأثیر عوامل مختلف محیطی و ترمودینامیکی (دما و فشار، رطوبت نسبی و...) بر بازده و محاسبه مولفه‌های مهم مرتبط با توربین گازی اعم راندمانهای کمپرسور، توربین، سیکل کاری و محاسبه کار خروجی توربین، کار مصرفی کمپرسور، کار خالص خروجی، ضریب سودمندی انرژی (EUF) و نرخ گرمای (Heat Rate) توربین‌های گازی پالایشگاه خانگیان پرداخته شده است. همچنین میزان تأثیر توان اسمی و load خروجی بر راندمان توربینهای گازی از دیگر موارد مورد بحث میباشد. در ادامه با توجه به بررسیهای صورت گرفته روش خنک کاری هوای ورودی به عنوان عملی‌ترین و موثرترین روش افزایش راندمان انتخاب میگردد و بر این اساس به بررسی روشهای مختلف خنک کاری اعم از سیستم خنک کاری تبخیری، سیستم مه پاشی، چیلر جذبی و چیلر تراکمی پرداخته میشود. این بررسی شامل مشخصات، میزان افزایش راندمان و برآورد هزینه هر روش میباشد. در انتها نیز با توجه به بررسیهای صورت گرفته روش مه پاشی به عنوان بهترین روش انتخاب میگردد. با انتخاب سیستم مه پاشی میتوان به افزایش راندمان حداکثر ۳ درصد دست یافت و دوره بازگشت هزینه انجام این سیستم نیز ۳/۲ سال میباشد. در نهایت ۲ پیشنهاد برای استفاده از ظرفیت تولید همزمان توان و سرمایه‌گذاری ایستگاه تقلیل فشار گاز مصرفی پالایشگاه خانگیان ارائه میگردد.

**کلمات کلیدی:** توربین گازی، روشهای افزایش راندمان به روش خنک کاری، سیستم مه پاشی، چیلر

جذبی، سیستم مدیا

## مقالات برگرفته از پایان نامه

### کنفرانسهای داخلی

[۱] محمود فرزانه گرد، مهدی دیمی دشت بیاض، استفاده از آنالیز اگزرژی جهت بررسی انرژی قابل حصول در پروسه تقلیل فشار گاز مصرفی پالایشگاه گاز خانگیران، دوازدهمین کنگره مهندسی شیمی، تبریز آبان ۱۳۸۷.

[۲] محمود فرزانه گرد، مهدی دیمی دشت بیاض، بررسی راهکارهای افزایش انرژی قابل حصول در پروسه تقلیل فشار گاز مصرفی پالایشگاه خانگیران، اولین کنفرانس CNG ایران، تهران، مرداد ۱۳۸۷.

[۳] محمود فرزانه گرد، مهدی دیمی دشت بیاض، بررسی عملکرد توربین‌های گازی نیروگاه پالایشگاه گاز خانگیران و چگونگی تأثیر شرایط ترمودینامیکی هوای محیط بر کارایی آنها، اولین کنفرانس بین‌المللی نیروگاههای ایران، قزوین، اسفند ۱۳۸۷

[۴] محمود فرزانه گرد، مهدی دیمی دشت بیاض، بررسی نسبت فشار بهینه توربین‌های گازی نیروگاه پالایشگاه خانگیران با توجه به شرایط مختلف کاری، هفدهمین کنفرانس بین‌المللی مکانیک ایران، تهران، اردیبهشت ۱۳۸۸.

[۵] محمود فرزانه گرد، مهدی دیمی دشت بیاض، استفاده از فرآیند کاهش فشار گاز مصرفی پالایشگاه گاز خانگیران برای تولید توان و سرمایه‌ش جهت کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور توربین گازی، هفدهمین کنفرانس بین‌المللی مکانیک ایران، تهران، اردیبهشت ۱۳۸۸.

[۶] محمود فرزانه گرد، مهدی دیمی دشت بیاض، بررسی تأثیر استفاده از سیستم مه پاشی (Fogging) بر افزایش راندمان توربین‌های گازی پالایشگاه گاز خانگیران، دومین کنفرانس ترمودینامیک ایران، تهران، اردیبهشت ۱۳۸۸.

[۷] محمود فرزانه گرد، مهدی دیمی دشت بیاض، بررسی استفاده از ظرفیت تولید سرمایه‌های ایستگاه تقلیل فشار گاز مصرفی برای سرمایه‌های هوای ورودی توربین‌های گازی پالایشگاه خانگیران، دومین کنفرانس لوله و خطوط انتقال نفت و گاز، تهران، اردیبهشت ۱۳۸۸.

[۸] محمود فرزانه گرد، مهدی دیمی دشت بیاض، بررسی تاثیر توان اسمی و میزان load خروجی بر راندمان توربین‌های گازی خانگیران، هفتمین همایش دو سالانه انرژی، تهران، بهار ۱۳۸۸.

## ISI Journal

[1] Mahmood Farzane Gord, Mahdi Deymi Dashtbayaz, Recoverable Energy in Natural Gas Pressure Drop Stations: A Case Study of the Khangiran Gas Refinery, Energy Exploration & Exploitation, Number 2, Volume 26, 2008.

[2] Mahmood Farzane Gord, Mahdi Deymi Dasht-bayaz, A New Approach to Enhancing Performance of a Gas Turbine (case study: Khangiran Refinery), (submitted in APPLIED ENERGY).

[3] Mahmood Farzane Gord, Mahdi Deymi Dasht-bayaz, A New Inlet Air Cooling Method for Improving Gas Turbine Efficiency (case study: Khangiran Refinery), (submitted in Journal of ENERGY INSTITUTE).

[4] Mahmood Farzane Gord, Mahdi Deymi Dashtbayaz, Effect of Various Inlet Air Cooling Method on Khangiran Gas Turbine, (submitted in ENERGY JOURNAL).

[5] Mahmood Farzane Gord, Mahdi Deymi Dashtbayaz, Improving Khangiran Gas Turbine Efficiency by Two Standard and One Novel Inlet Air Cooling Method, (submitted in Energy Exploration & Exploitation).

## فهرست

فصل اول (مقدمه) .....	۲
۱-۱- اهمیت انرژی .....	۲
۲-۱- انواع انرژی و اهمیت تبدیل آنها به یکدیگر .....	۲
۳-۱- توربینهای گازی و راهکارهای افزایش راندمان آنها .....	۳
۴-۱- اهداف پژوهش .....	۵
۵-۱- ساختار پایان نامه .....	۶
فصل دوم (راههای افزایش راندمان سیکل برایتون و مروری بر کارهای گذشته) .....	۷
۱-۲- مقدمه .....	۸
۲-۲- ساختار کلی توربینهای گازی .....	۹
۱-۲-۲- سیستم مجرای مکش هوا .....	۱۱
۲-۲-۲- بخش کمپرسور .....	۱۱
۳-۲-۲- پخشگر .....	۱۲
۴-۲-۲- بخش احتراق .....	۱۲
۵-۲-۲- بخش توربین .....	۱۳
۶-۲-۲- کنترل آلات و ابزار دقیق .....	۱۳
۳-۲- راهکارهای افزایش راندمان توربینهای گازی و مرور کارهای گذشته .....	۱۵
۴-۲- انواع نیروگاههای گازی .....	۱۶

- ۱۷-۴-۱- نیروگاه گازی مدار باز..... ۱۷
- ۱۸-۴-۲- نیروگاه گازی با بازیافت حرارتی..... ۱۸
- ۲۰-۴-۳- نیروگاه گازی دو مداره..... ۲۰
- ۲۱-۴-۴- نیروگاه گازی مدار بسته سیکل ترکیبی..... ۲۱
- ۲۴-۴-۵- نیروگاه با سیکل برایتون-کالینا..... ۲۴
- ۲۵-۴-۶- نیروگاه سیکل برایتون- برایتون..... ۲۵
- ۲۶-۴-۷- نیروگاه سیکل برایتون- دیزل..... ۲۶
- ۲۷-۴-۸- نیروگاه سیکل برایتون- استرلینگ..... ۲۷
- ۲۹-۵- شرایط استاندارد توربین گازی..... ۲۹
- ۲۹-۶- سیکل کاری توربینهای گازی پالایشگاه خانگیران..... ۲۹
- فصل سوم (تحلیل اگزرژی و محاسبه راندمان توربینهای گازی خانگیران)..... ۳۱**
- ۳۲-۱-۳- آنالیز محاسبات صورت گرفته..... ۳۲
- ۳۲-۱-۱- محاسبه کار آیزنتروپیک مورد نیاز کمپرسور..... ۳۲
- ۳۳-۱-۲- محاسبه راندمان کمپرسور..... ۳۳
- ۳۳-۱-۳- محاسبه کار واقعی مورد نیاز کمپرسور..... ۳۳
- ۳۳-۱-۴- محاسبه گرمای تولیدی در محفظه احتراق..... ۳۳
- ۳۴-۱-۵- محاسبه کار آیزنتروپیک تولیدی توربین..... ۳۴
- ۳۴-۱-۶- محاسبه راندمان توربین..... ۳۴
- ۳۵-۱-۷- محاسبه کار واقعی تولیدی توربین..... ۳۵
- ۳۵-۱-۸- محاسبه راندمان کلی سیکل..... ۳۵

- ۳۵..... ۳-۱-۹- محاسبه میزان دبی جرمی سالیانه هوای ورودی به کمپرسور
- ۳۶..... ۳-۱-۱۰- محاسبه ضریب سود مندی انرژی.....
- ۳۷..... ۳-۱-۱۱- نرخ گرما
- ۳۷..... ۳-۲- جمع آوری اطلاعات کتابخانه ای و میدانی
- ۳۷..... ۳-۲-۱- دمای هوای ورودی به کمپرسور
- ۳۸..... ۳-۲-۲- میزان رطوبت نسبی ورودی
- ۳۹..... ۳-۲-۳- دمای هوای خروجی از کمپرسور
- ۴۰..... ۳-۲-۴- نسبت فشار قبل و بعد از کمپرسور
- ۴۰..... ۳-۲-۵- دمای احتراق
- ۴۱..... ۳-۲-۶- دمای خروجی توربین
- ۴۲..... ۳-۲-۷- راندمان کمپرسور
- ۴۳..... ۳-۲-۸- کار کمپرسور
- ۴۴..... ۳-۲-۹- کار تولیدی توربین
- ۴۴..... ۳-۲-۱۰- میزان دبی جرمی هوای ورودی
- ۴۶..... ۳-۱-۱۱- کار خالص خروجی
- ۴۶..... ۳-۲-۱۲- راندمان سیکل توربین گازی
- ۴۷..... ۳-۲-۱۳- توان خروجی توربین
- ۴۸..... ۳-۲-۱۴- مقدار نرخ گرما
- ۴۸..... ۳-۲-۱۵- مقدار ضریب سود مندی انرژی
- ۴۹..... ۳-۲-۱۶- بررسی تاثیر نسبت توان خروجی به توان اسمی بر راندمان



۵۱.....	۱۷-۲-۳- اثر درجه حرارت ورودی بر راندمان توربینهای گازی خانگیران
۵۲.....	۱۸- ۲-۳- اثر رطوبت نسبی هوای ورودی بر راندمان توربین گازی خانگیران
۵۳.....	۱۹- ۲-۳- اثر دمای احتراق بر راندمان توربینهای گازی خانگیران
۵۴.....	۲۰-۲-۳- نسبت فشار بهینه.....
۵۵.....	۲۱-۲-۳- تاثیر توان خروجی اسمی بر راندمان توربینهای گازی خانگیران
۵۹.....	<b>فصل چهارم) بررسی اثر سیستم مدیا تبخیری بر راندمان توربینهای گازی خانگیران)</b>
۶۰.....	۱-۴- مقدمه.....
۶۲.....	۲-۴- تشریح عمومی سیستم سرمایش تبخیری(Media)
۶۳.....	۳-۴- بررسی حجم کنترل و آنالیز انرژی سیستم سرمایش تبخیری مدیا.....
۶۴.....	۳-۴- ۱- موازنه حجم کنترل جرم.....
۶۵.....	۳-۴- ۲- موازنه انرژی حجم کنترل.....
۶۷.....	۴-۴- عملکرد سیستم مدیا.....
۶۹.....	۴-۵- سطح موثر.....
۶۹.....	۴-۶- بررسی تاثیر استفاده از روش مدیا تبخیری بر راندمان توربین گازی خانگیران.....
۷۳.....	<b>فصل پنجم) سرمایش هوای ورودی با استفاده از سیستم سرمایش نوده مه (Fogging)</b>
۷۴.....	۱-۵- معرفی سیستم.....
۷۶.....	۲-۵- ملاحظات اقتصادی.....
۷۷.....	۳-۵- تشریح سیستم fog و چگونگی کاربرد آن.....
۷۹.....	۴- ۵- ملاحظات خوردگی در کمپرسورهای توربین گاز.....
۷۹.....	۵-۵- مکان نازلها در توربین گاز.....

- ۷۹-۵-۱- نصب در بالادست جریان (Upstream) نسبت به فیلتر هوا.....
- ۸۰-۵-۲- نصب در پایین دست جریان (Downstream) نسبت به فیلتر هوا.....
- ۸۱-۵-۶- شرایط طراحی سیستم fog برای توربینهای خانگی.....
- ۸۲-۵-۷- محاسبه مقدار مصرف آب در نقطه طراحی.....
- ۸۳-۵-۸- مشخصات سیستم fog برای توربینهای گازی خانگی.....
- ۸۵-۵-۹- بررسی استفاده از سیستم مه پاشی (Fogging) بر راندمان سیکل توربین خانگی.....
- ۸۹- فصل ششم (استفاده از سیستم تبرید جذبی برای سرمایش هوای ورودی به کمپرسور).....
- ۹۰-۶-۱- معرفی سیستم.....
- ۹۳-۶-۲- عملکرد چیلر جذبی.....
- ۹۴-۶-۲-۱- اواپراتور.....
- ۹۴-۶-۲-۲- ابزربر.....
- ۹۵-۶-۲-۳- ژنراتور.....
- ۹۵-۶-۲-۴- کندانسور.....
- ۹۵-۶-۳- استفاده از سیکل تبرید جذبی برای سرمایش هوای ورودی به کمپرسور.....
- ۹۷-۶-۴- دما و فشار نقاط مختلف سیکل تبرید جذبی.....
- ۹۸-۶-۵- کنترل ظرفیت برودتی در چیلر جذبی.....
- ۹۸-۶-۶- تحلیل انرژی حجم کنترل و محاسبه بار برودتی مورد نیاز برای انتخاب چیلر.....
- ۹۸-۶-۱- محاسبه بار برودتی.....
- ۱۰۰-۶-۲- دبی آب سرد جاری در چیلر.....

۶-۷- بررسی تاثیر سرمايش هواى ورودى به كمپرسور با استفاده از چيلر جذبى بر راندمان

توربين گازى خانگيران..... ۱۰۱

فصل هفتم(استفاده از سيستم تبريد تراكمى براى سرمايش هواى ورودى به كمپرسور)..... ۱۰۷

۱-۷- مقدمه ..... ۱۰۸

۲-۷- سيستم تبريد تراكمى ..... ۱۰۹

۳-۷- تحليل اگزرژى سيكل تبريد تراكمى ..... ۱۱۲

۷-۴- بررسى تأثير سرمايش هواى ورودى به كمپرسور با استفاده از چيلر تراكمى بر راندمان

توربين گازى خانگيران ..... ۱۱۳

فصل هشتم(ارزيابى فنى، اقتصادى سيستمهاى مختلف و انتخاب روش برتر) ..... ۱۱۹

۱-۸- مقدمه..... ۱۲۰

۲-۸- هزينه سرمايه گذارى اوليه ..... ۱۲۰

۳-۸- هزينه تعمير و نگهدارى و بهره بردارى ..... ۱۲۱

۴-۸- ارزيابى فنى، اقتصادى سيستمهاى افزايش راندمان ..... ۱۲۲

۵-۸- انتخاب سيستم برتر ..... ۱۲۶

فصل نهم(استفاده از فرآيند کاهش فشار گاز مصرفى پالايشگاه خانگيران براى توليد

توان و سرمايش هواى ورودى به كمپرسور)..... ۱۲۷

۱-۹- مقدمه..... ۱۲۸

۲-۹- پروسه تقليل فشار گاز مصرفى در خانگيران ..... ۱۲۸

۳-۹- اطلاعات موجود در خانگيران..... ۱۲۹

- ۱۲۹-۳-۹-۱- اطلاعات ثبت شده در خانگیران.....
- ۱۳۱-۳-۲- ترکیب شیمیایی گاز طبیعی در خانگیران.....
- ۱۳۱-۴-۹- استفاده از ظرفیت سرمایش سامانه شیرهای فشار شکن پالایشگاه خانگیران.....
- ۱۳۲-۴-۱- آنالیز اگزورژی سرمایش هوای ورودی با استفاده از سامانه شیرهای فشار شکن.....
- ۱۳۳-۴-۲- نتایج حاصله از سرمایش هوای ورودی با استفاده از شیرهای فشار شکن.....
- ۱۳۷-۵-۹- تولید همزمان توان و سرمایش با جایگزینی توربین انبساطی با شیرهای فشار شکن.....
- ۱۳۹-۵-۱- آنالیز اگزورژی.....
- ۱۴۰-۵-۲- نتایج حاصل از جایگزینی توربین انبساطی با استفاده از شیرهای فشار شکن.....
- ۱۴۵- مراجع.....

# فصل اول

## مقدمه

## ۱-۱- اهمیت انرژی

افزایش آگاهی از محدودیت منابع انرژی در دنیا سبب شده است که بسیاری از دولت‌ها در مورد سیاست‌های خود در استفاده از انرژی تجدیدنظر نمایند و از هدر رفتن انرژی به طور جدی جلوگیری نمایند. این امر همچنین باعث شده است که جوامع علمی توجه خود را به وسایل تبدیل انرژی معطوف نمایند و روش‌های تازه‌ای جهت استفاده بهتر از منابع محدود انرژی‌های موجود ارائه نمایند.

قانون اول ترمودینامیک بیانی از قانون بقای انرژی است. این قانون صرفاً به صورت ابزاری ضروری برای متولیان امور انرژی در ارتباط با یک فرآیند بروز می‌نماید و به مهندسين راهنمایی‌های لازم را درباره کیفیت انرژی نمی‌نماید. قانون دوم ترمودینامیک به کیفیت انرژی می‌پردازد. این قانون بیشتر به تجزیه انرژی در خلال یک فرآیند، انتروپی تولید شده و هدر رفتن فرصتها و مجال‌های انجام کار می‌پردازد و میدان وسیعی برای اصلاح و توسعه پیشنهاد می‌کند. قانون دوم ترمودینامیک ثابت نموده است که یکی از قوی‌ترین ابزارها جهت بهره‌وری مناسب از سیستم‌های ترمودینامیکی پیچیده می‌باشد. با استفاده از تجزیه و تحلیل بخش انرژی و انرژی‌های واگزرژی می‌توان به چگونگی مصرف انرژی از لحاظ کمی و کیفی پی‌برد و با شناخت تلف‌کننده‌های عمده انرژی در کشور در جهت بهینه‌سازی مصرف‌کننده‌ها گام برداشت و فرهنگ مصرف انرژی را بهتر و مفیدتر شناخت.

## ۱-۲- انواع انرژی و اهمیت تبدیل آنها به یکدیگر

انرژی موجود در طبیعت به انواع مختلف تقسیم می‌گردد. از مهمترین انواع انرژی میتوان به انرژی شیمیایی، مکانیکی، الکتریکی، گرمایی، هسته‌ای و... اشاره نمود. چگونگی تبدیل نوعی از انرژی به انواع دیگر از مهمترین مسائلی است که همیشه ذهن طراحان و مهندسان را به خود مشغول ساخته است. یکی از پرکاربردترین انواع انرژی، انرژی الکتریکی میباشد، بطوریکه به صورت گسترده در واحدهای صنعتی،

تجاری و مسکونی به کار گرفته میشود. گستره استفاده از انرژی الکتریکی به حدی است که باعث ایجاد تعداد زیادی از واحدهای تولید این انرژی که در اصطلاح نیروگاه<sup>۱</sup> نامیده میشود گردیده است.

### ۱-۳- توربینهای گازی و راهکارهای افزایش راندمان آنها

یکی از مهمترین انواع نیروگاههای تولید انرژی الکتریکی نیروگاههای گازی میباشد. در نیروگاههای گازی فرآیند تولید توان با استفاده از احتراق سوختهای فسیلی در توربینهای گازی<sup>۲</sup> صورت میپذیرد. گستره استفاده از توربینهای گازی به قدری است که تنها در کشورمان ایران بالغ بر ۲۰۰ نوع از این توربینها وظیفه تولید حدود 12000 MW انرژی را بر عهده دارند. با توجه به گسترش استفاده از توربینهای گازی و اهمیت آنها در تولید انرژی الکتریکی، نحوه عملکرد آنها و میزان راندمان کاری آنها همواره از مسائلی است که ذهن طراحان، صنعتگران و دانشگهیان را به خود معطوف ساخته است.

اساس کار توربینهای گازی بر مبنای سیکل برایتون میباشد. قسمتهای اصلی این سیکل شامل ۳ بخش اصلی کمپرسور<sup>۳</sup>، محفظه احتراق<sup>۴</sup> و توربین<sup>۵</sup> میباشد. نحوه کارکرد سیال عامل در این سیکل به این ترتیب است که در ابتدا هوای سرد از طریق مجرای ورودی کمپرسور به درون آن کشیده می شود. کمپرسور وظیفه فشرده سازی هوای ورودی را بر عهده دارد، در ادامه هوای فشرده شده از کمپرسور خارج شده و به محفظه احتراق هدایت می گردد. در محفظه احتراق، گاز، سوخت یا مواد سوختی با هوای فشرده مخلوط شده و شعله ور می شود. در اثر سوخت مواد سوختنی درجه حرارت هوا بالا می رود و با ازدیاد درجه حرارت حجم هوا بسیار زیاد می گردد. بعد از این مرحله هوا با حجم و حرارت زیاد و فشار معین از محفظه احتراق خارج شده و به تیغه های توربین هدایت می شود.

---

<sup>1</sup>Power station

<sup>2</sup> Gas Turbine

<sup>3</sup> Compressor

<sup>4</sup> Combustion Chamber

<sup>5</sup> Turbine

با توجه به فرآیند سیکل برایتون و همچنین ساختار سیکل توربینهای گازی راهکارهای مختلفی برای افزایش راندمان پیشنهاد گردیده است. از مهمترین روشهای استاندارد افزایش راندمان توربینهای گازی میتوان به موارد زیر اشاره نمود:

الف) استفاده از مبدل حرارتی<sup>۶</sup> یا بازیاب

ب) استفاده از سیستم کمپرسور اینترکولر<sup>۷</sup>

ج) استفاده از سیستم گرمایش مجدد

د) تزریق آب یا بخار در نقاط خاصی از سیکل

ه) خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور

ز) ترکیبی از روشهای بالا

خنک کردن هوای ورودی یکی از مهمترین راهکارهای افزایش راندمان توربینهای گازی میباشد. روشهای مختلفی برای سرمایش هوای ورودی به کمپرسور تعریف شده است که از آن جمله میتوان به موارد زیر اشاره نمود:

۱) سیستم سرمایش تبخیری مدیا<sup>۸</sup>

۲) سیستم مه پاشی<sup>۹</sup>

۳) سرمایش با چیلر جذبی<sup>۱۰</sup>

۴) سرمایش با چیلر تراکمی<sup>۱۱</sup>

---

<sup>6</sup> Heat Exchanger

<sup>7</sup> Inter Cooling

<sup>8</sup> Evaporative Media

<sup>9</sup> Fogging

<sup>10</sup> Absorbtion Chiler

<sup>11</sup> Mecanical Chiler



## ۱-۴- اهداف پژوهش

در این پروژه ابتدا سعی خواهد شد با تحلیل انرژی و استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک به بررسی نحوه عملکرد سیکل توربینهای گازی نیروگاه پالایشگاه خانگیران پرداخته شود و پارامترهای مهم این سیکل اعم از راندمان کمپرسور، راندمان توربین، راندمان سیکل کاری، کار خروجی توربین، کار مصرفی کمپرسور، کار خالص خروجی و آیت‌های مهمی همچون ضریب سودمندی انرژی (EUF)<sup>۱۲</sup> و نرخ گرما<sup>۱۳</sup> با استفاده از برنامه جامع کامپیوتری که با نرم افزار EES<sup>۱۴</sup> تهیه شده محاسبه گردد. همچنین در ادامه مولفه‌هایی همچون نسبت فشار بهینه (rp)<sup>۱۵</sup> کمپرسور، تاثیر توان اسمی<sup>۱۶</sup> بر راندمان و میزان توان خروجی<sup>۱۷</sup> بر راندمان توربینهای گازی پالایشگاه خانگیران بررسی میگردد. سپس با توجه به شرایط توربینهای گازی پالایشگاه خانگیران و عدم امکان استفاده از روشهای دیگر موثرترین روش برای افزایش راندمان این توربینها خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور انتخاب میگردد. در ادامه با توجه به روشهای متنوع خنک کاری هوای ورودی به بررسی تفصیلی هر یک از این روشها برای بکارگیری در پالایشگاه خانگیران پرداخته میشود. در این بررسی به مواردی همچون مشخصات کامل هر سیستم، میزان افزایش راندمان، برآورد هزینه و دوره بازگشت سرمایه<sup>۱۸</sup> هر روش پرداخته خواهد شد و بر اساس تحلیلهای صورت گرفته بهترین روش برای اجرا در پالایشگاه خانگیران انتخاب خواهد شد.

در نهایت با توجه به ایستگاه تقلیل فشار گاز مصرفی موجود در پالایشگاه خانگیران ۲ پیشنهاد در جهت تولید توان و سرمایه‌ش برای خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور ارائه خواهد شد. پیشنهاد اول به بررسی چگونگی سرمایه‌ش هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از ظرفیت سرمایه‌ش تولیدی در هنگام کاهش فشار

---

<sup>12</sup> Energy Utility Factor

<sup>13</sup> Heat Rate

<sup>14</sup> Engineering Equation Solver

<sup>15</sup> Pressure Ratio

<sup>16</sup> Power

<sup>17</sup> Load

<sup>18</sup> Payback Ratio

گاز مصرفی توسط شیرهای فشار شکن<sup>۱۹</sup> میپردازد و در پیشنهاد دوم به بررسی تولید همزمان توان و سرمایه با جایگزینی توربین انبساطی<sup>۲۰</sup> به جای شیرهای فشار شکن و تاثیر استفاده از این سرمایه بر افزایش راندمان توربینهای گازی پالایشگاه خانگیران پرداخته میشود.

## ۱-۵- ساختار پایان نامه

**فصل اول : مقدمه .** در این فصل به ذکر اهمیت انرژی و تبدیل انواع انرژی به یکدیگر، جایگاه توربینهای گازی در تولید انرژی الکتریکی و اهداف پژوهش پرداخته شده است.

**فصل دوم : راههای افزایش راندمان سیکل برایتون و مروری بر کارهای گذشته.**

**فصل سوم : تحلیل انرژی حجم کنترل و محاسبه راندمان توربینهای گازی خانگیران.** در این فصل به محاسبه مولفه های تاثیر گذار بر سیکل توربینهای گازی خانگیران پرداخته شده است و با توجه به شرایط موجود روش سرمایه هوای ورودی به کمپرسور به عنوان راهکار انتخابی تعیین میگردد.

**فصل چهارم : خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از سرمایه تبخیری**

**فصل پنجم: خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور بوسیله ایجاد توده مه**

**فصل ششم : خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از چیلر جذبی**

**فصل هفتم : خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از چیلر تراکمی**

**فصل هشتم : ارزیابی فنی و اقتصادی سیستم های افزایش راندمان توربینهای گازی پالایشگاه خانگیران.**

**فصل نهم: استفاده از فرآیند کاهش فشار گاز مصرفی پالایشگاه خانگیران برای تولید توان و**

**سرمایش هوای ورودی به کمپرسور**

<sup>19</sup> Throttle Valve

<sup>20</sup> Turbo Expander

## فصل دوم

**راههای افزایش راندمان سیکل برایتون**

**و مروری بر کارهای گذشته**

## ۲-۱- مقدمه

افزایش آگاهی از محدودیت منابع انرژی در دنیا سبب شده است که بسیاری از دولت‌ها در مورد سیاست‌های خود در استفاده از انرژی تجدیدنظر نمایند و از هدر رفتن انرژی به طور جدی جلوگیری نمایند. این امر همچنین باعث شده است که جوامع علمی توجه خود را به وسایل تبدیل انرژی معطوف نمایند و روش‌های تازه‌ای جهت استفاده بهتر از منابع محدود انرژی‌های موجود ارائه نمایند. یکی از مهمترین تاسیسات تولید توان نیروگاه‌های گازی میباشند که وظیفه تولید توان را با استفاده از توربین‌های گازی بر عهده دارند. گستره کاربرد توربین‌های گازی به اندازه ای است که تنها در کشورمان ایران بالغ بر ۲۰۰ نوع از این نوع توربین‌ها وظیفه تولید حدود 12000 MW برق را بر عهده دارند.

واحد نیروگاه پالایشگاه گاز خانگیران دارای ۵ توربین می‌باشد که سه‌تای این توربین‌ها از نوع گازی و ۲ تا از نوع بخار می‌باشد. توان اسمی نیروگاه پالایشگاه خانگیران 37MW است، هر چند توان واقعی آن کمتر از این مقدار می‌باشد. این نیروگاه برق مورد نیاز کلیه دستگاهها و تاسیسات جانبی و همچنین شهرک مسکونی پرسنل پالایشگاه را بدون وقفه تولید می‌نماید. به طور کلی مجموع برق تولیدی واحد نیروگاه پالایشگاه خانگیران در سال ۱۳۸۵ به مقدار 106562MWH و در سال ۱۳۸۶ به مقدار 107165MWH رسیده است [1].

در این نیروگاه عموماً از ۵ توربین موجود سه‌تای آنها در سرویس می‌باشد و ۲ توربین دیگر در حالت تعمیرات و یا آماده بکار نگهداری می‌شود. توربین‌های گازی این نیروگاه دارای ظرفیت حداکثر 7.5MW می‌باشد که توسط شرکت کانادایی Westing House ساخته شده‌اند و همزمان با راه‌اندازی پالایشگاه در سال ۱۳۶۲ در این مجتمع نصب گردیده‌اند. در سالهای بعد به این سیستم فیلتراسیون هوای ورودی و همچنین بازیاب<sup>۲۱</sup> گرمای اگزوز خروجی جهت تولید بخار نیز افزوده شده است.

---

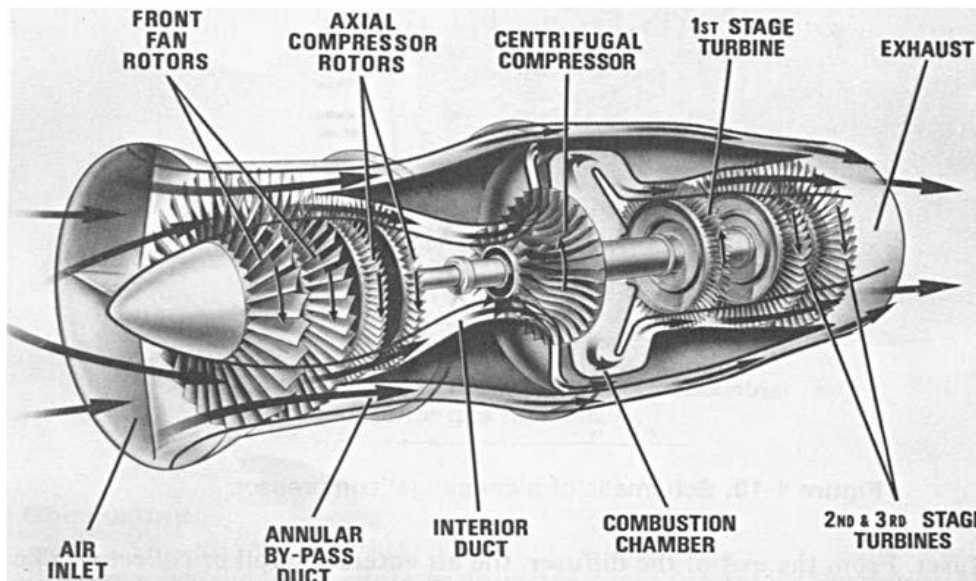
<sup>21</sup> Heat Recovery

## ۲-۲- ساختار کلی توربین گازی

ساختار توربین‌های گازی به طور کلی به ۳ بخش اصلی تقسیم می‌شود:

(۱) کمپرسور (۲) محفظه احتراق (۳) توربین

یک نمای کلی از مجموعه توربین گازی و اجزای مختلف آن در شکل زیر آمده است [2]



شکل ۲-۱: نمای کلی توربین گازی

اجزای توربین گازی و سیستم‌های کمکی بر مبنای مسیر جریان هوای گذرنده از دستگاه به ترتیب عبارتند از:

(۱) سیستم مجرای مکش هوا<sup>۲۲</sup>

(۲) بخش کمپرسور<sup>۲۳</sup>

(۳) بخش احتراق<sup>۲۴</sup>

(۴) پخشگر<sup>۲۵</sup>

<sup>22</sup> Air Inlet Duct

<sup>23</sup> Compressor Section

<sup>24</sup> Combustion Chamber

<sup>25</sup> Diffuser

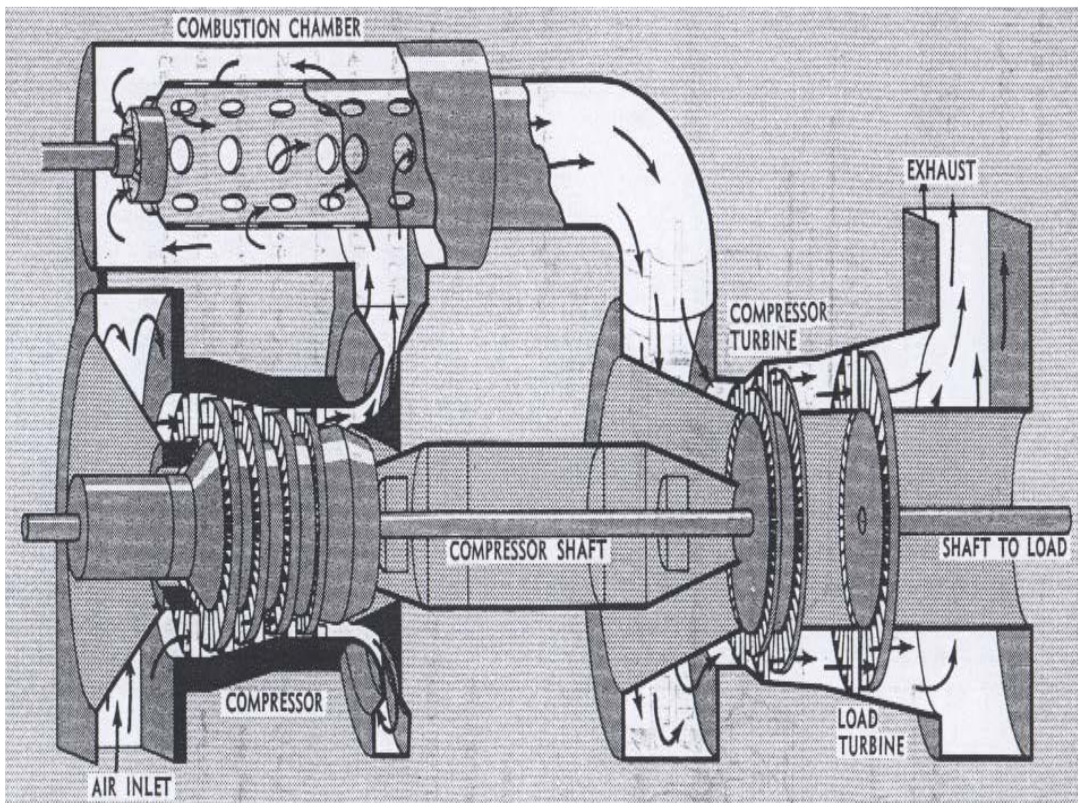
(۵) بخش توربین<sup>۲۶</sup>

(۶) بخش توربین قدرتی آزاد<sup>۲۷</sup>

(۷) ابزار دقیق و کنترل آلات<sup>۲۸</sup>

(۸) سیستم‌های کمکی<sup>۲۹</sup>

در شکل ۱-۲ نمای کلی از توربین گازی آمده است.



شکل ۲-۲: نمای کلی توربین گازی

در قسمت بعدی به توضیح اجمالی قسمت‌های مختلف سیکل توربین گازی پرداخته میشود.

<sup>26</sup> Turbine Section

<sup>27</sup> Turbine Power

<sup>28</sup> Instrumentation & Control Systems

<sup>29</sup> Auxillary Systems

## ۲-۲-۱- سیستم مجرای مکش هوا

سیستم مجرای مکش هوا شامل یک فیلتر ورودی مجرا، دهانه شیپوری ورودی و پره های راهنمایی ورودی می باشد. سیستم فیلتر معمولاً از نوع هوا-ضربه ای<sup>۳۰</sup> و خود تمیزکن<sup>۳۱</sup> است. فیلترهای ثانویه قابل جابه جایی غالباً به صورت سری با سیستم فیلتر اصلی قرار داده می شوند. در دستگاههای بزرگتر معمولاً پس از فیلترها نوعی تیغه نصب شده است که به منظور کاهش آشفتگی هوا و نیز کاهش صوت مورد استفاده قرار می گیرند. بدین ترتیب جریان هوا به صورت مستقیم با گذر از ورودی دهانه شیپوری شکل که هوا در آن شتاب می گیرد وارد توربین می شود. سپس هوا از روی مجموعه ای از پره های راهنمای ورودی که آن را به کمپرسور جریان محوری در یک زاویه بهینه هدایت می کند می گذرد. در برخی از مواقع پره های راهنمای ورودی متغیر به منظور بهبود عملکرد برای جریان هوای خارج از محدوده طراحی مورد استفاده قرار می گیرند. همچنین سیستم ورودی شامل یک سیستم شستشوی آب برای پاک کردن و رفع هر نوع انباشت بر روی تیغه های کمپرسور محوری می باشد.

## ۲-۲-۲- بخش کمپرسور

تقویت فشار اولین گام در چرخه عملیاتی توربین های گازی می باشد. تقویت فشار در کمپرسور که بلافاصله پس از جریان پایین دستی پره های راهنمای ورودی قرار گرفته است به وقوع می پیوندد. این بخش مشتمل بر چندین ردیف تیغه های بال شکل<sup>۳۲</sup> می باشد که به دیسک های دوار چسبیده اند. در بین هر ردیف دیسک های دوار یک بخش ثابت (استاتور) می باشد. استاتور شامل پره های ثابتی است که جریان هوا را در یک زاویه بهینه به سمت مرحله بعدی هدایت می کنند. در برخی از توربین های گازی استاتور آنها مشتمل بر یک ردیف پره های تیغه می باشند که برای جلوگیری از حرکت تیغه ها در شرایط بارهای مختلف بهینه افزایش انرژی را به هوا منتقل می کنند. به منظور تحقق این امر تیغه ها باید در سرعت های بسیار بالا دوران

<sup>30</sup> Air Impulse

<sup>31</sup> Self Cleaning

<sup>32</sup> Air foil

نمایند. بنابراین تیغه‌ها باید سبک وزن باشند تا نیروی گریز از مرکز را بر دیسک کمپرسور به حداقل برسانند. همچنین استحکام بالا در برابر خستگی و مقاومت زیاد در مقابل خوردگی و سایش از خواص مهم مواد تشکیل دهنده تیغه‌ها می‌باشد. تیغه‌های ثابتی که جریان هوای ناشی از افزایش فشار را انتشار می‌دهند، یک مجموعه استاتور نامیده می‌شوند. همچنین این تیغه‌ها جریان را در یک زاویه بهینه به سمت مجموعه بعدی تیغه‌های دوار هدایت می‌کنند.

### ۲-۲-۳- پخشگر

پخشگر در قسمت پایین دستی بخش کمپرسور قرار گرفته است. جریان هوا با عبور از پخشگر منبسط و در نتیجه با کاهش سرعت مواجه می‌شود، سپس هوا به محفظه احتراق جریان می‌یابد.

### ۲-۲-۴- بخش احتراق

محفظة احتراق مستقیماً در پایین دست بخش کمپرسور محوری قرار گرفته است. فرآیند احتراق انرژی حرارتی را به هوای توربین گازی اضافه می‌نماید. این حرارت باید به چرخه توربین گازی اضافه گردد تا انرژی مورد نیاز برای راندن توربین قدرتی آزاد و در نتیجه محور کمپرسور تأمین شود. گرما در اثر احتراق ترکیب گاز طبیعی با هوا در محفظه احتراق بوجود می‌آید. احتراق اولیه تقریباً از ۲۰٪ جریان هوای کمپرسور محوری استفاده می‌نماید. ۳۰٪ از هوای کمپرسور نیز برای احتراق ثانویه به درون محفظه احتراق وارد می‌شود. برای احتراق مناسب نسبت‌های بهینه سوخت- هوا برقرار می‌شود. هوای باقیمانده با محصولات حاصل از احتراق ترکیب می‌گردد تا آنها را سرد کند. برای جلوگیری از داغ شدن بیش از حد تیغه‌ها و نازل‌های توربین باید سرمای کافی ایجاد گردد. مواد در معرض احتراق باید در مقابل دماهای فوق‌العاده زیاد مقاومت داشته باشند. به منظور کنترل و کاهش آلاینده‌هایی مانند اکسیدهای نیتروژن ( $\text{NO}_x$ ) و مونواکسید کربن (CO) باید دمای بهینه‌ای تعیین شود.



## ۲-۲-۵- بخش توربین

توربین انرژی را از گازهای محترقه داغ و پرفشار دریافت می‌نماید. توربین که کمپرسور جریان محوری را به رانش وامی دارد تقریباً از این انرژی استفاده می‌نماید. انرژی باقیمانده باعث چرخاندن توربین قدرتی آزاد و در نتیجه راه‌اندازی محوری کمپرسور گازی می‌شود. بخش توربین دارای چند ردیف تیغه متحرک و تیغه‌های ثابت است و از ابتدا تا انتها قطر آن در حال افزایش می‌باشد. این امر باعث می‌گردد که گازهای داغ در طی دو مرحله منبسط شده و در نتیجه برای روتورها انرژی فراهم گردد. اساس کار این توربین‌ها بر این مبنا می‌باشد که فشار هوا در یک طرف دستگاه چرخنده توربین<sup>۳۳</sup> بالا می‌رود و فشار هوای سریع بر روی تیغه‌ها<sup>۳۴</sup> منحنی شکل که روی چرخنده قرار دارند اثر کرده و محور را به چرخش در می‌آورد. باید توجه داشت که برای چرخاندن تیغه‌ها هوا باید حرکت داشته باشد. انرژی فشار هوا به انرژی جنبشی هوای متحرک تبدیل شده و در نتیجه محور چرخنده توربین بحرکت در می‌آید و انرژی هوای سریع تبدیل به انرژی مکانیکی در توربین می‌گردد.

## ۲-۲-۶- کنترل آلات و ابزار دقیق

سیستم کنترل توربین‌های گازی مشتمل بر اندازه‌گیری سوخت و رایانه می‌باشد. رایانه داده‌های ارسالی از سنسورها را تجزیه و تحلیل نموده و کلیه محاسبات ضروری برای راهبری توربین گازی در نقطه تنظیم موردنظر را فراهم می‌آورد. توان خروجی توربین گازی از طریق وضعیت یک شیر اندازه‌گیری سوخت کنترل می‌شود. زمانی که به قدرت بیشتری نیاز باشد یک سیگنال به سمت شیر ارسال می‌شود و در نتیجه شیر مزبور تا نائل شدن به یک توان خروجی مطلوب یا رسیدن به نقطه تنظیم سرعت توربین همچنان باز باقی می‌ماند. در این نقطه یک سیگنال به سمت شیر ارسال می‌گردد تا موقعیتش را حفظ نماید. برای اطمینان نسبت به عدم تجاوز از محدوده سنسورهای مختلف بر روی توربین گازی

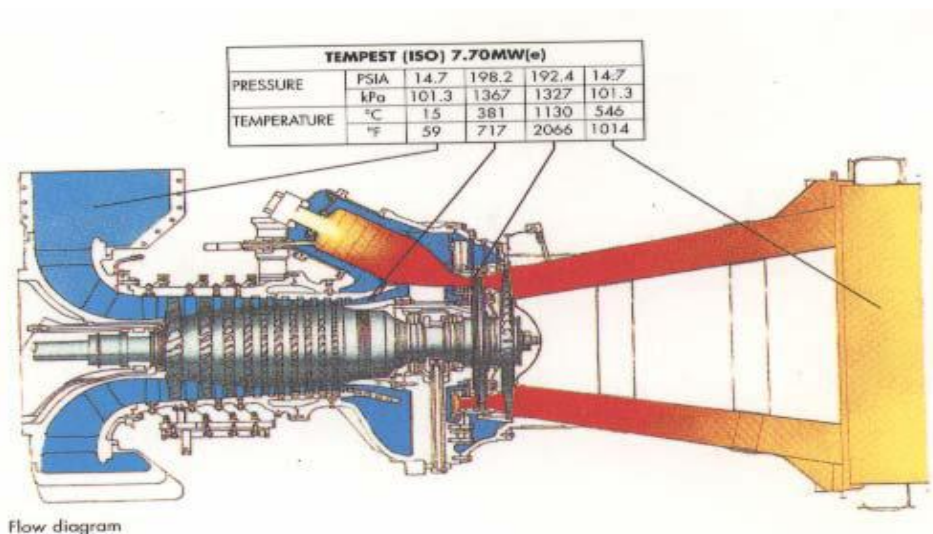
---

<sup>33</sup> Turbine Rotor

<sup>34</sup> Blades

شاخص‌های بحرانی را کنترل می‌نماید. برخی از شاخص‌ها شامل سرعت‌های روتور، دمای گاز خروجی، لرزش، دمای یاتاقان و فشار و دمای روغن روغنکاری است.

همانطور که ذکر گردید بدلیل محدودیتهایی که بواسطه جنس مواد تشکیل دهنده پره‌های توربین و کمپرسور و همچنین اتاق احتراق و دیگر قسمت‌های نیروگاه گازی وجود دارد، درجه حرارت قسمت‌های فوق‌الذکر نباید از حد مجاز خود در حالت کارکرد نیروگاه تجاوز نماید. بعنوان نمونه در شکل زیر یک مجموعه توربین و کمپرسور اتاق احتراق ساخت شرکت Alstom نشان داده شده است و درجه حرارت قسمت‌های مختلف بیان شده است. [2]



شکل ۲-۳: نمای کلی از دما و فشار قسمت‌های مختلف توربین

همانگونه که مشاهده می‌شود نباید درجه حرارت قسمت‌های مختلف از حدود مشخص شده تجاوز نماید، زیرا این امر می‌تواند در کوتاه مدت و یا در درازمدت موجب بروز معایب و مضرات فراوانی از قبیل خراب شدن و خورده شدن پره‌های توربین و یا کمپرسور و یا بدنه اتاق احتراق گردد.

## ۲-۳- راهکارهای افزایش راندمان توربینهای گازی و مرور کارهای گذشته

همانطور که بیان شد سیکل کاری توربینهای گازی سیکل برایتون میباشد. از جمله اصلاحات موثر بر

راندمان سیکل برایتون موارد زیر است: [2]

الف) استفاده از مبدل حرارتی یا بازیاب

ب) استفاده از سیستم کمپرسور اینترکولر

ج) استفاده از سیستم گرمایش مجدد

د) تزریق آب یا بخار در نقاط خاصی از سیکل

ه) خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور

ز) ترکیبی از روشهای بالا

یکی از اصلی ترین روشهای افزایش راندمان سیکل توربینهای گازی سرمایه‌گذاری در هوای ورودی به کمپرسور میباشد. عملکرد توربین های گازی به میزان قابل توجهی به دمای هوای محیط وابسته است به نحویکه افزایش دمای هوای ورودی به کمپرسور باعث افزایش کار جذب شده توسط آن و کاهش توان خروجی توربین و در نتیجه کاهش راندمان سیکل خواهد شد. لذا کاهش دمای هوای ورودی به سیکل می تواند یکی از روش های موثر در بهبود عملکرد توربین های گازی باشد. با توجه به شرایط اقلیمی و آب و هوایی مختلف می توان از روشهای متفاوتی جهت کاهش دمای هوا استفاده کرد که سرمایه‌گذاری تبخیری و استفاده از انواع چیلرها از آن جمله هستند. تحقیقات زیادی در مورد روشهای مختلف خنک کاری و تاثیر این روشها بر راندمان توربینهای گازی توسط پژوهشگران و محققان صورت پذیرفته است. در مقاله ای که توسط [3] Dawoud انجام شده مقایسه جالبی بین تکنیکهای مختلف خنک سازی هوای ورودی به توربین و اثر آن بر میزان افزایش بازدهی توربین صورت پذیرفته است. یکی از مهمترین روشهای سرمایه‌گذاری سیستم مه پاشی میباشد که در همین راستا آقای [4] Homji در مقاله ای به بررسی تاثیر استفاده از سیستم مه

پاشی بر راندمان توربینهای گازی پرداخت. همچنین در مقاله ای دیگر آقای [5] Wilferd به بررسی تاثیر استفاده از سیستم مه پاشی بر کاهش میزان آلودگی NO<sub>x</sub> پرداخته است. استفاده از چیلر جذبی نیز یکی از روشهای موثر افزایش راندمان توربینهای گازی بشمار می آید. در این راستا نیز تحقیقات زیادی صورت گرفته است که از آن جمله میتوان به مقاله آقای دکتر فرزانه و همکارانشان [6] به بررسی تحلیل ترمودینامیکی سیکل توربینهای گازی با خنک کاری هوای ورودی بوسیله چیلرهای جذبی پرداختند. در زمینه استفاده از چیلرهای جذبی برای سرمایش هوای ورودی به کمپرسور تحقیقات زیاد دیگری نیز صورت پذیرفته است که از آن جمله میتوان به بهبود عملکرد یک سیکل ساده توربین گاز با استفاده از چیلر جذبی که توسط آقای [7] Najjar گزارش شده است اشاره نمود. آقایان [8] Salvi و Bartolini نشان داده اند که برای یک سیکل توربین گاز با تزریق بخار، استفاده از چیلر جذبی می تواند ۸٪ قدرت و ۴٪ راندمان را افزایش دهد. آقای [9] Bassily استفاده از چیلر جذبی را برای سیکل توربین گاز با بازیاب معرفی کرد. او نشان داد که با استفاده از این روش می تواند تا ۴٪ باعث افزایش راندمان شود در صورتیکه خنک کاری تبخیری می تواند ۲/۲٪ به افزایش راندمان کمک کند. آقای [10] Ameri و همکارانش نیز نشان دادند که برای یک نیروگاه 16.6 MW استفاده از این سیستم باعث افزایش ۱۱/۳٪ در قدرت خروجی نیروگاه می شود.

## ۲-۴ - انواع نیروگاههای گازی [11]

با توجه به بیان قسمتهای مختلف یک نیروگاه گازی در بخشهای قبلی اکنون می توان انواع نیروگاههای گازی که به واسطه نوع قرار گرفتن تجهیزات آنها ایجاد می گردد را تشریح نمود. از انواع متداول نیروگاههای گازی می توان به موارد زیر اشاره کرد:

(۱) نیروگاه گازی مدار باز

(۲) نیروگاه گازی با بازیاب حرارتی

۳) نیروگاه گازی دو مداره

۴) نیروگاه گازی با مدار بسته (سیکل ترکیبی)

۵) نیروگاه با سیکل برایتون- کالینا<sup>۳۵</sup>

۶) نیروگاه سیکل برایتون- برایتون<sup>۳۶</sup>

۷) نیروگاه سیکل برایتون- دیزل<sup>۳۷</sup>

۸) نیروگاه سیکل برایتون- استرلینگ<sup>۳۸</sup>

## ۲-۴-۱- نیروگاه گازی مدار باز

در شکل زیر یک نیروگاه گازی مدار باز نمایش داده شده است. همانگونه که مشاهده می‌گردد ابتدا هوا وارد کمپرسور شده و فشار آن افزایش می‌یابد و سپس وارد محفظه احتراق گردیده و پس از مشتعل شدن هوای فشرده با حرارت بالا به توربین راه پیدا نموده و موجب حرکت توربین می‌گردد. در این نیروگاه دادن و پس دادن حرارت با فشار ثابت انجام می‌گیرد. لذا فرایندها همفشار<sup>۳۹</sup> است و سیال عامل (هوا) از اتمسفر (هوای آزاد) گرفته شده و پس از انجام کار مجدداً وارد اتمسفر می‌گردد. علت کم بودن راندمان این نوع توربین‌های گازی حرارت زیادی است که بدون بهره از توربین خارج می‌شود و به همین علت راندمان این نوع نیروگاه‌ها بین ۱۵ تا ۲۰ درصد متغیر می‌باشد.

---

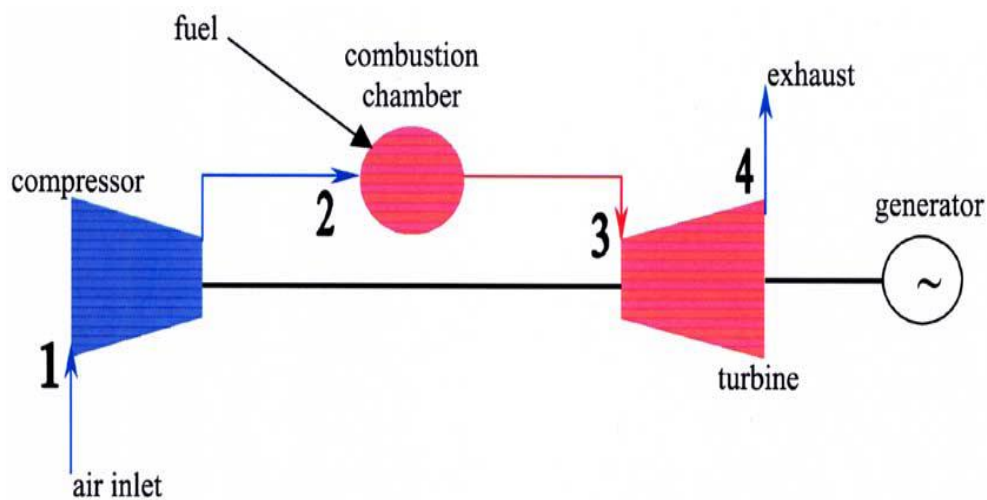
<sup>35</sup> The Brayton-Kalina Cycle

<sup>36</sup> Brayton- Brayton

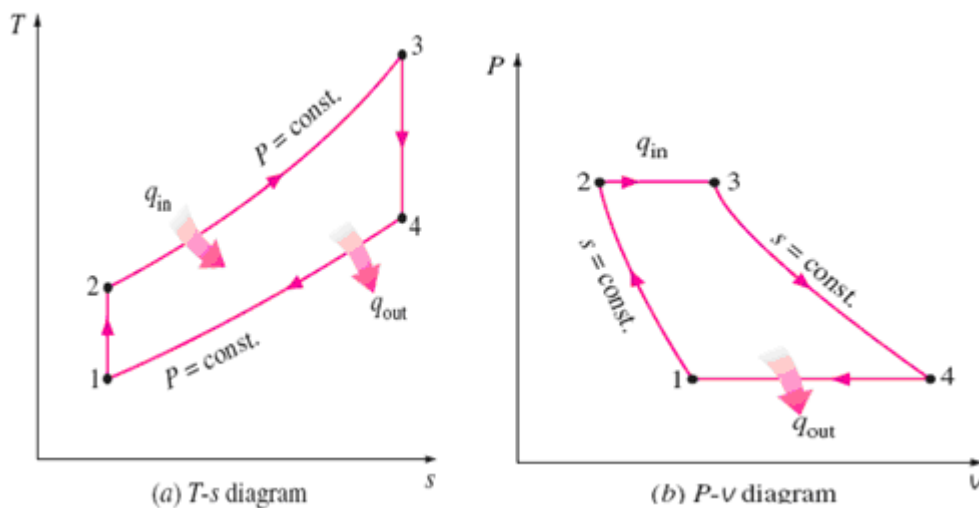
<sup>37</sup> The Broyton- Diesel cycle

<sup>38</sup> The Brayton- stirling Cycle

<sup>39</sup> Isobaric



شکل ۲-۴: سیکل نیروگاه مدار باز ساده

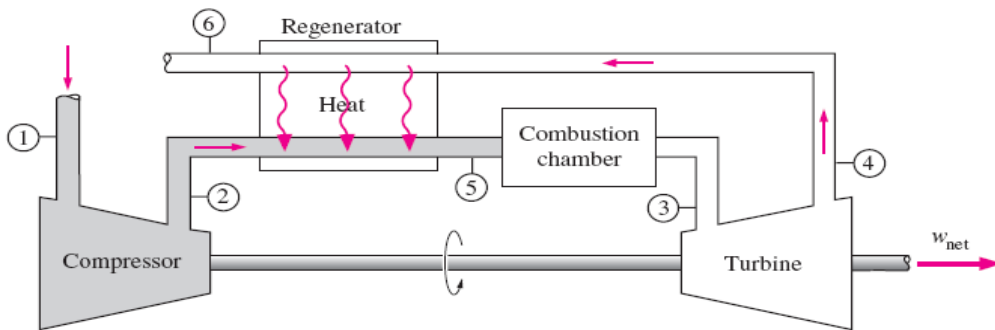


شکل ۲-۵: نمودارهای فشار-حجم و دما-انتروپی سیکل نیروگاه مدار باز

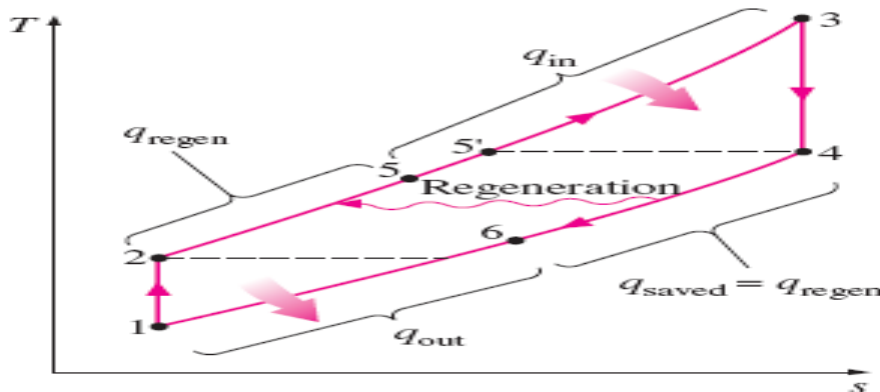
## ۲-۴-۲- نیروگاه گازی با بازیافت حرارتی

مهمترین عامل کاهش راندمان نیروگاه گازی مدار باز هدر رفتن انرژی حرارتی بسیار زیاد از طریق خروجی توربین می باشد. لذا در صورتیکه بتوان از انرژی حرارتی خروجی توربین جهت مصارف دیگر بهره جست، می توان راندمان نیروگاه را افزایش داد. در شکل زیر این عمل به واسطه قرار دادن یک دستگاه پیش گرم انجام گرفته است، بدین صورت که گاز خروجی از توربین به درون یک پیش گرم کن راه یافته

و به واسطه باز خور<sup>۴۰</sup> موجود می‌توان انرژی کمتر را در اتاق احتراق جهت گرم کردن و مشتعل نمودن گاز و هوای ورودی به اتاق احتراق مصرف نمود که در نتیجه تا حد بسیار زیادی در مصرف سوخت صرفه‌جویی شده و همچنین راندمان نیروگاه افزایش می‌یابد. به این نوع نیروگاه‌ها اصطلاحاً نیروگاه گازی با بازیافت حرارتی گفته می‌شود که عموماً راندمان آنها بین ۲۲ تا ۲۸ درصد خواهد بود. در واقع در این نوع نیروگاه نسبت به نوع قبل این مزیت وجود دارد که بعلاوه بازیافت حرارتی گاز خروجی، حرارت متوسط گاز ورودی بالاتر و حرارت متوسط گاز خروجی کم می‌باشد. استفاده از این نوع بهبود راندمان محدودیتهایی نیز بدنبال دارد که از آن جمله می‌توان به مشکلات در دمای خروجی کمپرسور و عواقب متالوژی آن اشاره کرد.



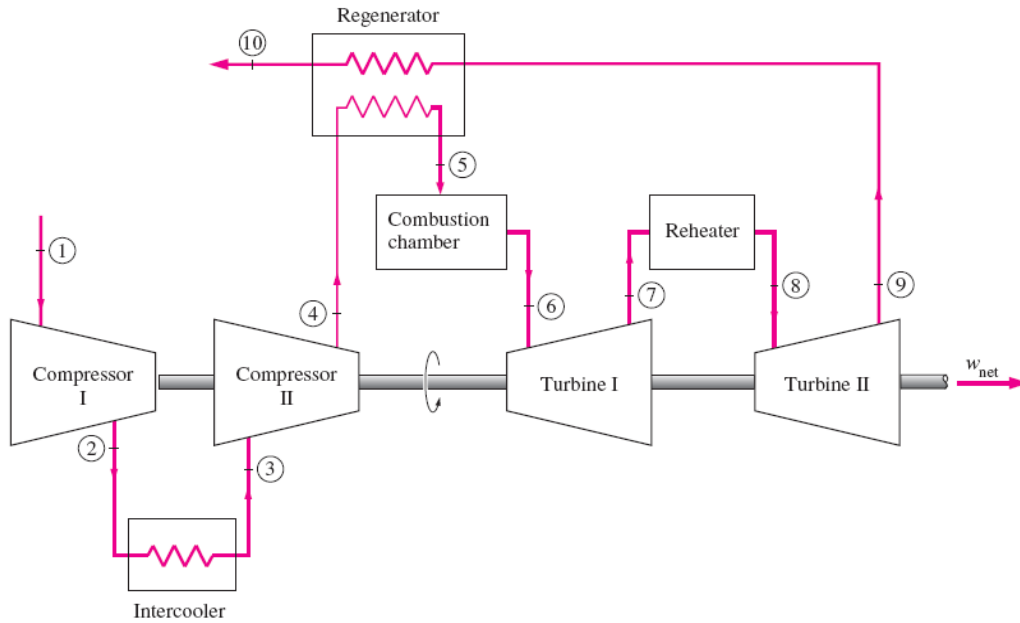
شکل ۲-۶: نیروگاه گازی با بازیافت حرارتی



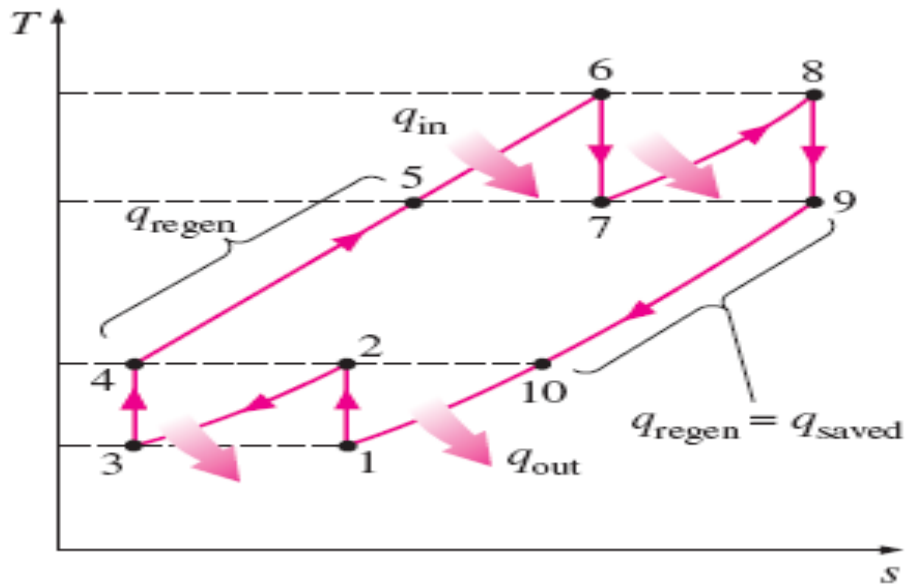
شکل ۲-۷: نمودارهای فشار-حجم و دما-انترپوی نیروگاه گازی با بازیافت حرارتی

## ۲-۴-۳- نیروگاه گازی دومداره

روش دیگر برای بالا بردن راندمان نیروگاه گازی و بدست آوردن توان مفید بیشتر استفاده از نیروگاه گازی دوموجی و یا دو مداره می باشد در شکل زیر یک نمونه از این نیروگاه نمایش داده شده است.



شکل ۲-۸: نیروگاه گازی دومداره



شکل ۲-۹: نمودارهای فشار-حجم و دما-انتروپی نیروگاه گازی دومداره



در این نیروگاه همانگونه که در شکل نیز مشخص است تراکم هوا در دو مرحله مختلف صورت می‌گیرد. مرحله اول توسط کمپرسور فشار ضعیف شماره ۱ و مرحله دوم توسط کمپرسور فشار قوی شماره ۲ انجام می‌شود. قسمتی از حرارت ایجاد شده در اثر تراکم فشار ضعیف توسط کولر آب سرد خارج می‌گردد. هوای خارج شده از کمپرسور شماره ۱ با فشار بالا و حرارت مناسب وارد اتاق احتراق فشار زیاد می‌شود و در آنجا اولین مرحله احتراق صورت می‌گیرد و گاز محترق شده و تراکم یافته وارد اولین توربین می‌شود و در آنجا انبساط یافته و درجه حرارت آن کاهش یافته ولی فشار آن افزایش می‌یابد و گاز تولید شده به اتاق احتراق شماره ۲ کمپرسور فشار زیاد تحویل داده می‌شود. سپس گاز در این وضعیت وارد دومین اتاق احتراق شده و در اینجا مرحله دوم احتراق در اثر ورود ماده سوخت و گاز اکسیژن‌دار انجام می‌گیرد و درجه حرارت گازی مجدداً افزایش می‌یابد و گاز با این کیفیت (فشار بالا درجه حرارت زیاد) که معمولاً درجه حرارت در حدود  $700^{\circ}\text{C}$  می‌باشد وارد دومین توربین (مرحله دوم) شده و در اینجا انبساط یافته و در ضمن بکار انداختن کمپرسور فشار ضعیف مقداری نیز کار مفید انجام می‌دهد که از ژنراتور گرفته می‌شود و نهایتاً گاز از خروجی توربین وارد جو می‌شود. در این نوع نیروگاه عموماً راندمان نیروگاه بیشتر از ۳۴ درصد خواهد بود.

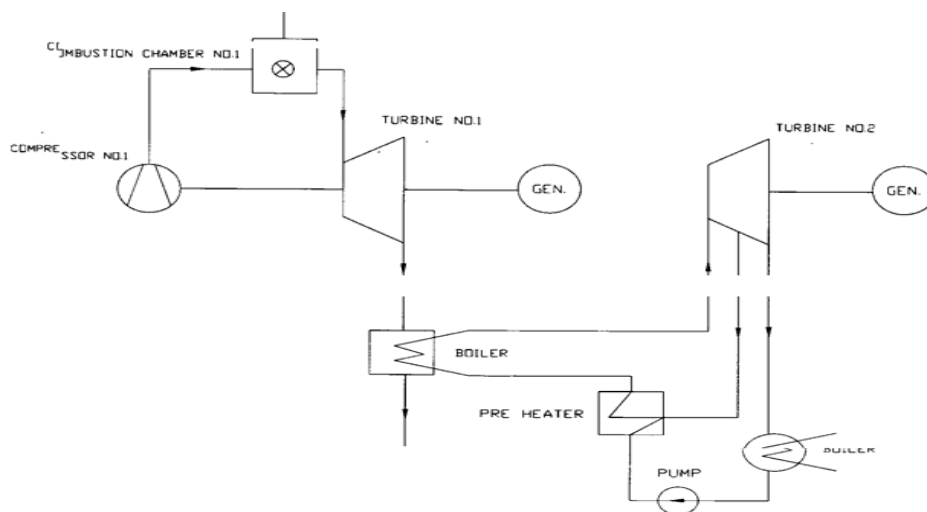
## ۲-۴-۴- نیروگاه گازی مدار بسته سیکل ترکیبی<sup>۴۱</sup>

شکل ۲-۱۰ یک نیروگاه گازی مدار بسته نمایش داده شده است که در این نیروگاه از انرژی حرارتی خروجی توربین جهت تولید بخار و تبدیل آن به انرژی الکتریکی استفاده شده است. در این نوع توربین‌های گازی چون هوا یک مدار بسته را طی می‌کند باید از نظر شیمیایی کاملاً با ثبات و غیرقابل تجزیه باشد. لذا نمی‌توان از آن بعنوان هوای سوخت استفاده نمود. پس باید هوا بطور غیرمستقیم گرم شود یعنی هوا از لوله‌های مخصوصی که توسط مواد سوختنی گرم می‌شود عبور داده شود مانند دیگ بخار

---

<sup>41</sup> Combined Cycle

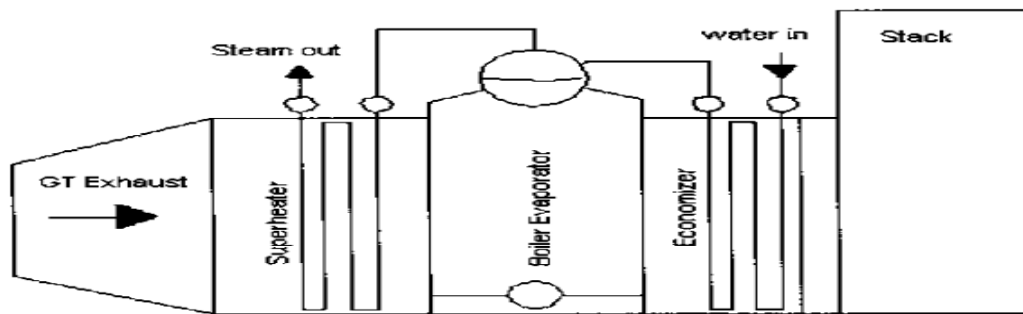
و بالاخره درانتهای تحولات باید هوا از یک کولر اضافی عبور داده شود تا حرارت ابتدایی برای کمپرسور ایجاد گردد.



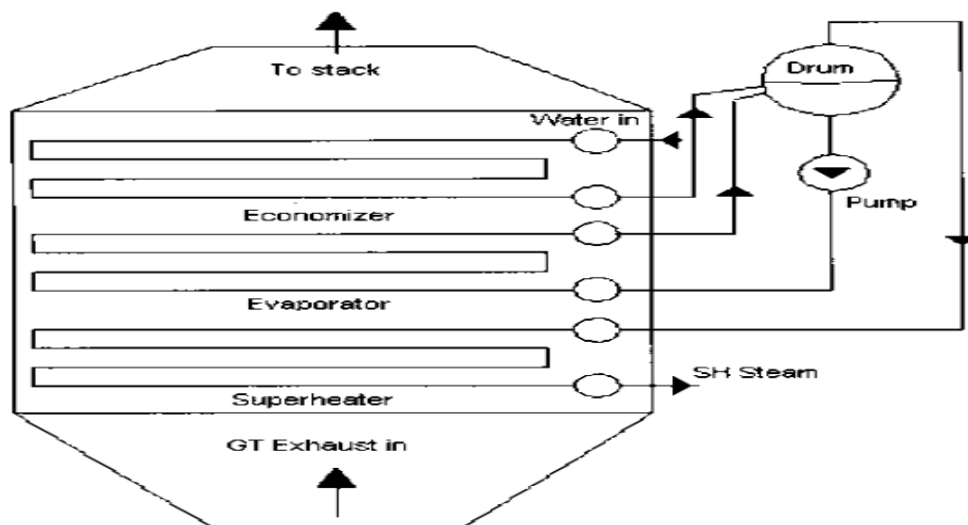
شکل ۲-۱۰: نیروگاه گازی مدار بسته سیکل ترکیبی (Combined Cycle)

نکته مهم در سیکل‌های ترکیبی فرآیند پیش گرم کردن<sup>۴۲</sup> میباشد. اصولاً مبحث پیش گرم کردن در تولید بخار به فرآیندی اطلاق میگردد که در آن آب مصرفی جهت تولید بخار قبل از ورود به دیگ بخار پیش گرم میشود. پیش گرم کردن در سیکل‌های ترکیبی به این ترتیب است که از گرمای اتلافی خروجی از دودکش سیکل توربین گازی برای پیش گرم کردن آب قبل از ورود به بویلر در سیکل توربین بخار استفاده میشود. در شکل زیر چگونگی استفاده از پیش گرم کردن آمده است.

<sup>42</sup> Economizer



(a)



(b)

شکل ۲-۱۱: چگونگی استفاده از Economizer در سیکل‌های تولید توان

توربین با مدار بسته علاوه بر چند دستگاه کولر اضافی احتیاج به یک دستگاه کوره جهت داغ کردن هوا دارد که نسبت به اتاق احتراق مدار باز بسیار گرانتز می‌باشد ولی در ضمن دارای مزایایی به شرح زیر می‌باشد.

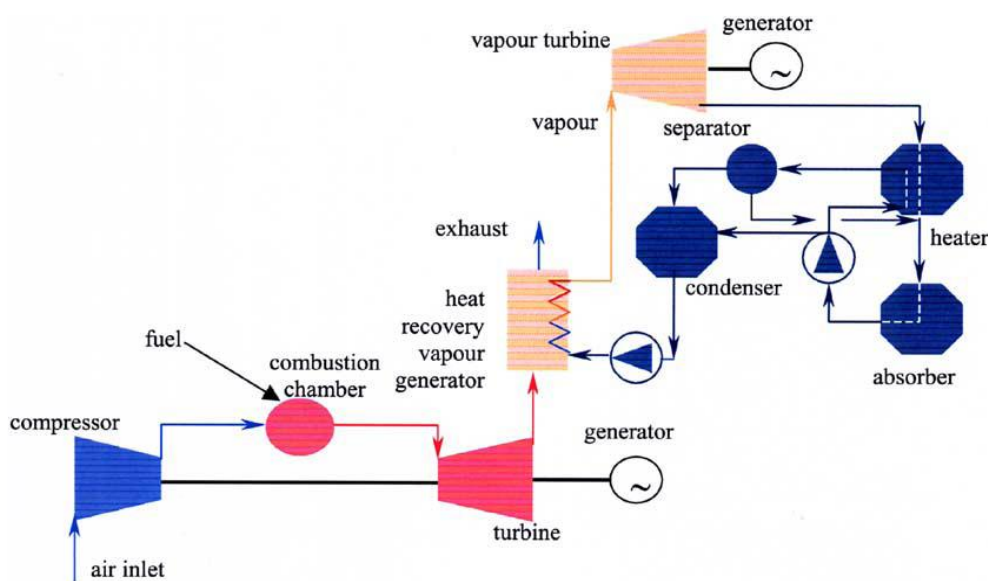
الف) نظر به اینکه توربین‌ها در مدار بسته با هوای کاملاً تمیز کار می‌کنند خوردگی و کثیف شدن در اثر گازهای موثر و خورنده پیش نمی‌آید.

ب) فشار اولیه لازم نیست برابر فشار جو یا اتمسفر باشد بلکه می‌تواند بیشتر یعنی در حدود 20bar انتخاب گردد و فشار نهایی پس از دوبار تراکم به 100bar میرسد و به طوریکه نسبت این دو فشار در حد ۵ می‌باشد می‌توان کار معمولی از نیروگاه انتظار داشت.

ج) ازدیاد فشار در توربین‌های مدار بسته باعث کوچک شدن ابعاد دستگاه و کم شدن قیمت ماشین آلات متحرک می‌گردد و با تغییر دادن مقدار فشار هوا بدون بالا رفتن تلفات حرارتی قدرت توربین تنظیم می‌گردد. در ضمن نظر به اینکه در این نیروگاه مواد سوختنی با هوا در تماس مستقیم نمی‌باشند می‌توان از سوخت زغال سنگ و مواد سوختنی دیگر دودزا استفاده نمود.

## ۲-۴-۵- نیروگاه با سیکل برایتون- کالینا

سیکل کالینا یک سیکل جدید می‌باشد به طوری که از مخلوط آمونیاک و آب به عنوان سیال کاری استفاده می‌شود. در شکل زیر یک نمای شماتیک از این سیکل آمده است.



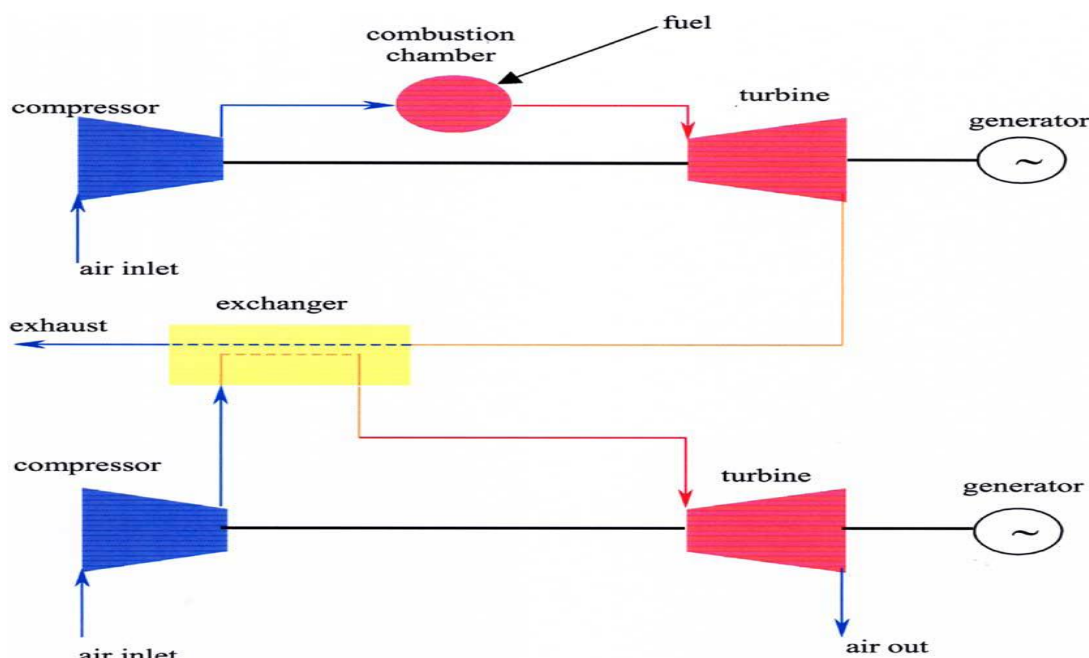
شکل ۲-۱۲: نیروگاه با سیکل برایتون- کالینا (The Brayton-Kalina Cycle)

در این سیکل در حقیقت ۲ نوع چگالش وجود دارد. در مرحله اول بخار خروجی توربین بطور کامل بر یک پایهٔ مداوم جذب می‌گردد که این بوسیله یک جریان از سیال دوم در فاز مایع و جذب گرما و اتلاف آن در یک کندانسور تقطیر آب صورت می‌پذیرد. سیال دوم ترکیبهای مختلف از مخلوط آب و آمونیاک برای جریان خروجی توربین است. با دنبال کردن جریان جذب مخلوط جریان کمکی بعلاوه جریان خروجی

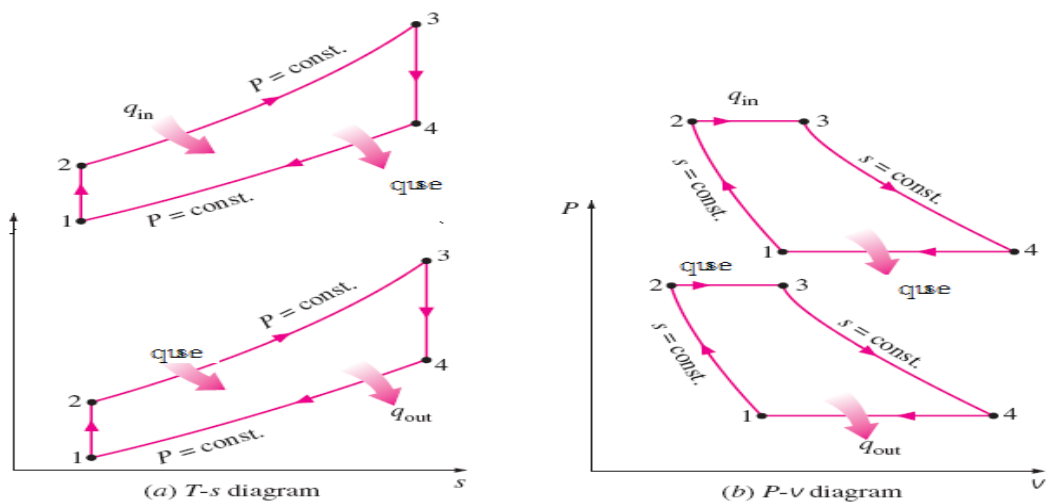
توربین بوسیله یک پمپ فشرده می‌شوند. بعد از این که مایع شروع به فشرده شدن کرد کار پمپ کمی مورد نیاز می‌باشد. مایع فشرده شده بوسیله جریان کمکی تبخیر می‌گردد، سپس جریان در فشار بالاتری نسبت به خروجی توربین عمل می‌کند که این می‌تواند به طور کلی بوسیله چگالش آب سرد صورت پذیرد. بازده سیکل کالینا ۱۰ تا ۳۰ درصد بیشتر از سیکل رنکین است. بدلیل این که فشار خروجی توربین بخار در سیکل کالینا بالاتر از فشار اتمسفر است هیچ خلأی برای نگهداری شرایط چگالش در طول عملیات یا دوره آماده باش نیاز نمی‌باشد.

## ۲-۴-۶- نیروگاه سیکل برایتون- برایتون

با ترکیب ۲ سیکل برایتون توسط یک مبدل حرارتی می‌توان سیکل برایتون- برایتون را بوجود آورد. در شکل زیر یک نمای شماتیک از این سیکل نشان داده شده است.



شکل ۲-۱۳: نیروگاه سیکل برایتون- برایتون (Brayton- Brayton)

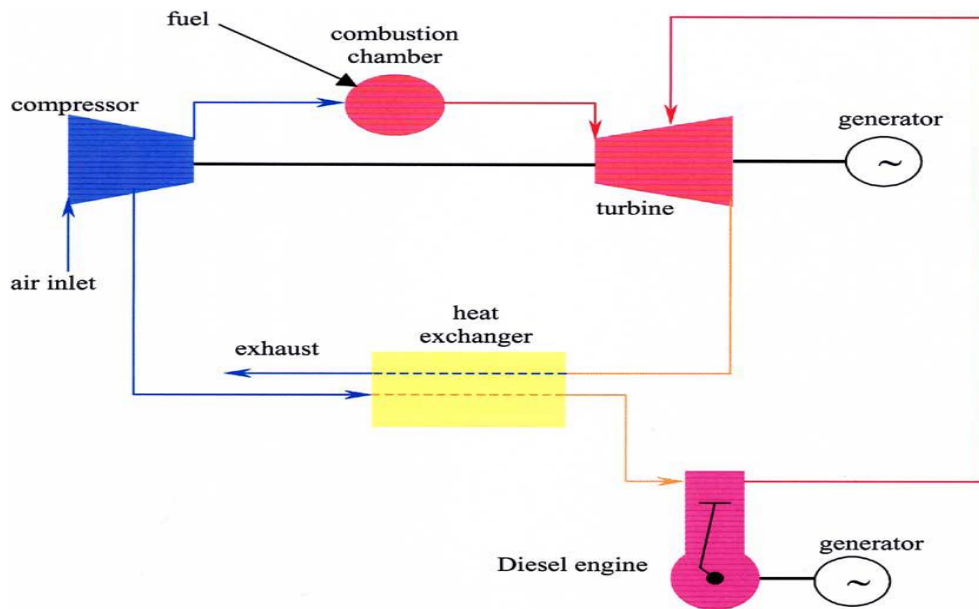


شکل ۲-۱۴: نمودارهای فشار-حجم و دما-انتروپی نیروگاه سیکل برایتون-برایتون (Brayton-Brayton)

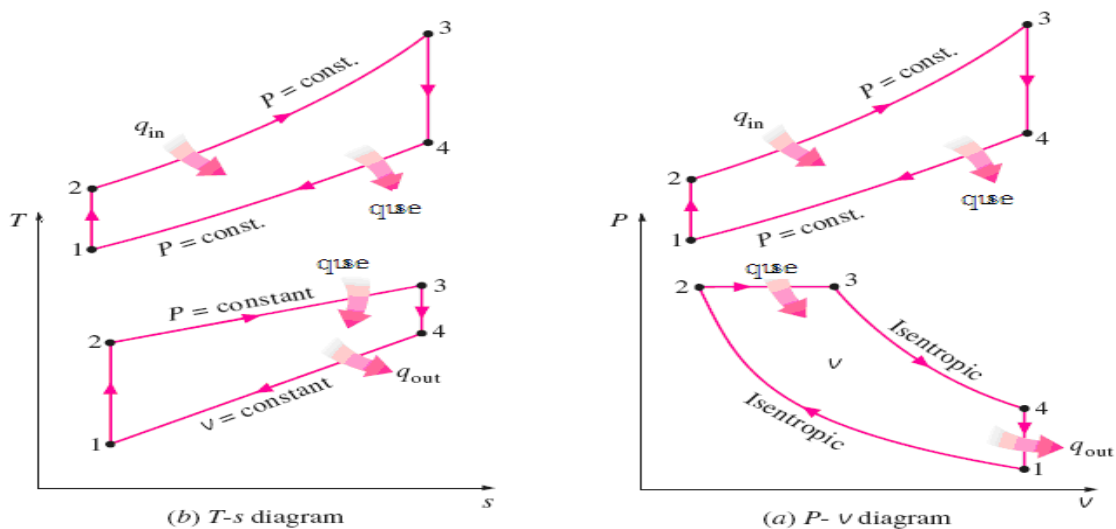
تحقیقات نشان می‌دهد که در این سیستم توان در حدود ۱۸ تا ۳۰ درصد و بسته به تعداد سرمایه‌های میانی‌ها افزایش خواهد یافت. برای ایجاد این سیکل باید دمای اگزوز خروجی در حدود ۲۰۰ تا ۲۵۰ باشد.

#### ۲-۴-۷- نیروگاه سیکل برایتون-دیزل

با پیش گرم کردن هوای ورودی به موتور دیزل می‌توان کارایی این موتور را بهبود بخشید. همانطور که در شکل زیر مشاهده شود از هوای خروجی اگزوز توربین گازی برای پیش گرم کردن هوای ورودی به موتور دیزل و در نتیجه افزایش کارایی آن استفاده می‌شود.



شکل ۲-۱۵: نیروگاه سیکل برایتون- دیزل (The Broyton- Diesel cycle)

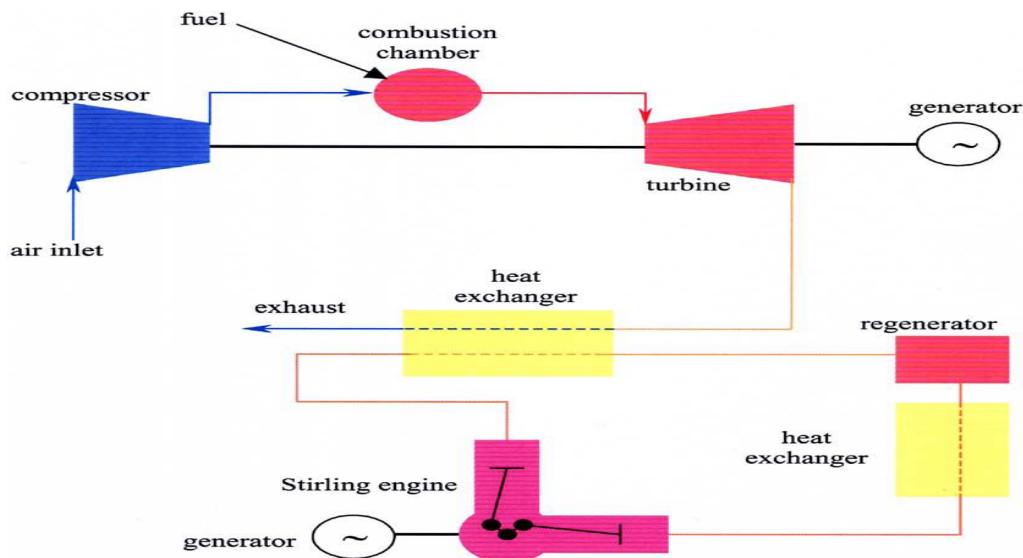


شکل ۲-۱۶: نمودارهای فشار- حجم و دما- انتروپی نیروگاه سیکل برایتون- دیزل (The Broyton- Diesel cycle)

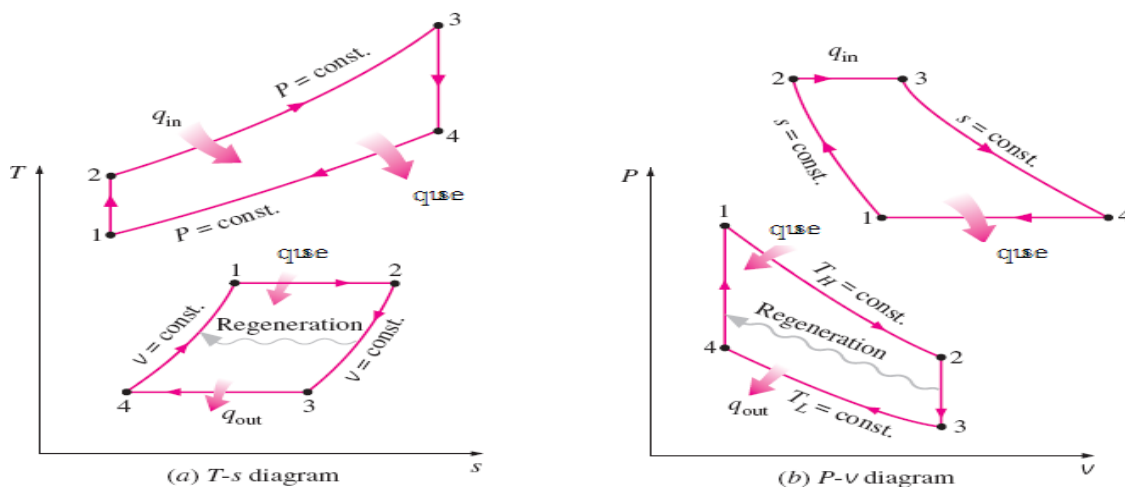
## ۲-۴-۸- نیروگاه سیکل برایتون- استرلینگ

این سیکل شامل ترکیبی از یک توربین گازی و یک موتور استرلینگ می باشد که یگ گرم کننده می تواند بعد از محفظه احتراق توربین و یا بعد از توربین در جریان خروجی قرار گیرد. در شکل زیر یک شمای شماتیک از این سیکل نشان داده شده است. لازم به ذکر است که توربین هایی با توان بالای 9MW

می‌توانند از این سیکل استفاده کنند و با استفاده از این سیکل بازده توربین گازی تا ۴۷٪ درصد افزایش خواهد یافت.



شکل ۲-۱۷: نیروگاه سیکل برایتون- استرلینگ (The Brayton- stirling Cycle)



شکل ۲-۱۸: نمودارهای فشار- حجم و دما- انتروپی نیروگاه سیکل برایتون- استرلینگ (The Brayton- stirling Cycle)



## ۲-۵- شرایط استاندارد توربین‌های گازی [12]

شرایط استاندارد محیطی و ترمودینامیکی یکی از مهمترین عوامل مؤثر بر راندمان توربین‌های گازی می‌باشد. سازمان جهانی استاندارد<sup>۴۳</sup> شرایط استاندارد مشخصی را برای کارکرد توربین‌های گازی تعریف نموده است که از مهمترین آنها می‌توان به نکات زیر اشاره کرد:

(۱) دمای خشک  $15^{\circ}\text{C}$

(۲) دمای تر  $7.2^{\circ}\text{C}$

(۳) رطوبت نسبی ۶۰ درصد

(۴) فشار محیط 1 atm

(۵) عدم افت فشار در قسمت‌های ایزوبار

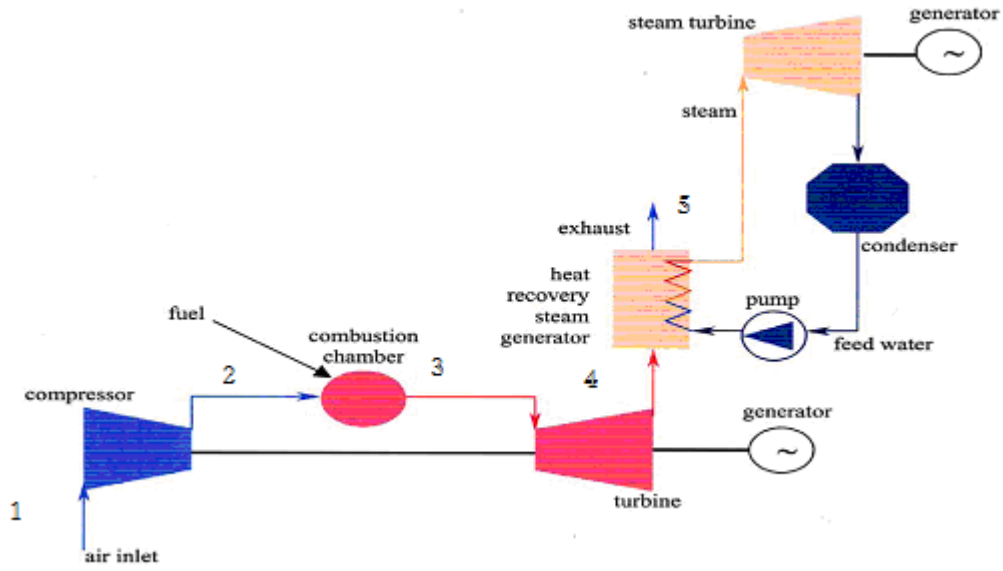
تحقیقات بدست آمده بیانگر این واقعیت است که با دور شدن از شرایط استاندارد راندمان سیکل کاهش می‌یابد.

## ۲-۶- سیکل کاری توربین‌های گازی پالایشگاه خانگیران

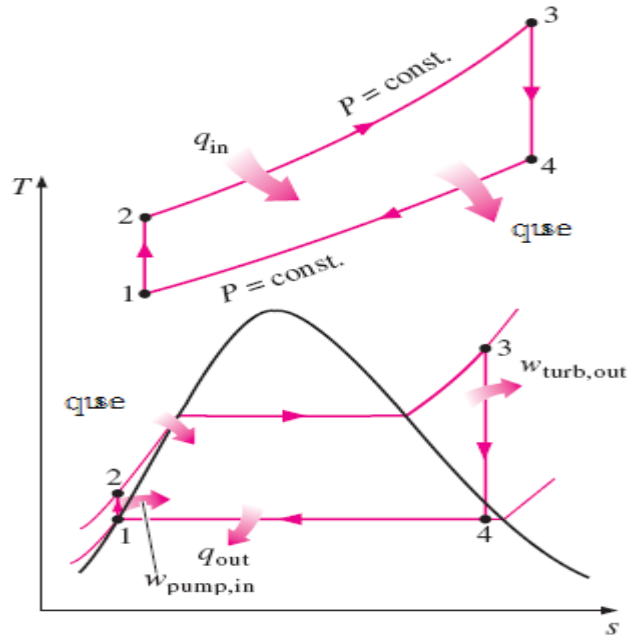
همانطور که قبلاً نیز بیان شد نیروگاه پالایشگاه گاز خانگیران دارای ۳ توربین گازی ساخت کمپانی Westing House با مدل W101G می‌باشد. توان اسمی هر کدام از این توربین‌ها 7.5MW می‌باشد. در ابتدای نصب این توربین‌ها چرخه سیکل آنها همان سیکل توربین گازی ساده (سیکل برایتون) بوده است و در ادامه سیستم تولید بخار LP از گرمای دود خروجی نصب گردیده است. در شکل ۲-۱۹ یک نمای کلی از سیکل ترکیبی مورد استفاده در نیروگاه خانگیران نمایش داده شده است.

---

<sup>43</sup> Institute Standard Organization



شکل ۲-۱۹: سیکل کاری توربین‌های گازی پالایشگاه خانگیران



شکل ۲-۲۰: نمودارهای فشار-حجم و دما-انترپوی سیکل کاری توربین‌های گازی پالایشگاه خانگیران

## فصل سوم

**تحلیل اگزورژی حجم کنترل و محاسبه راندمان**

**توربین‌های گازی خانگی**

### ۳-۱- آنالیز محاسبات صورت گرفته [13]

قبل از شروع تحلیل اگزرژی توربین‌های گازی ذکر این نکته ضروری بنظر می‌رسد که در این تحلیل از شرایط شکل ۱-۱۹ فصل قبل استفاده میشود که در آن حالت شروع یعنی ورود هوا به کمپرسور نقطه ۱، حالت خروج هوای ورودی از کمپرسور ورودی به محفظه احتراق نقطه ۲، حالت خروج از محفظه احتراق و ورود به توربین نقطه ۳، حالت خروج دود از توربین ورود به سامانه تولید بخار نقطه ۴ و حالت خروج دود به هوای محیط نقطه ۵ در نظر گرفته می‌شود.

### ۳-۱-۱- محاسبه کار آیزنتروپیک<sup>۴۴</sup> مورد نیاز برای کمپرسور

برای محاسبه کار آیزنتروپیک مورد نیاز کمپرسور قوانین اول و دوم ترمودینامیک را بین نقاط ۱ و ۲ یعنی قبل و بعد کمپرسور برای یک سیستم باز می‌نویسیم.

$$\dot{W}_C = \dot{Q}_{1-2} + \dot{m}_{air} \left( \left( h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right) - \left( h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right) \right) \quad (1-3)$$

$$\dot{s}_{gen} = \frac{\dot{Q}_{1-2}}{T_0} - \dot{m}_{air} s_2 - \dot{m}_{air} s_1 \geq 0 \quad (2-3)$$

با جایگزینی از معادله ۲-۳ در معادله ۱-۳ و صرفنظر از انرژی جنبشی و پتانسیل داریم:

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{air} (h_2 - T_o s_2) - \dot{m}_{air} (h_1 - T_o s_1) - T_o \dot{s}_{gen} \quad (3-3)$$

با توجه به مثبت بودن  $\dot{s}_{gen}$ ، میزان کار مورد نیاز می‌تواند بین مقدار حدی  $0 < \dot{W}_C < \dot{W}_{cs,max}$  تغییرات داشته باشد.  $\dot{W}_{cs}$  که نشان دهنده حداکثر کار مورد نیاز بوده و برابر مقدار زیر است:

$$\dot{W}_{cs} = \dot{m}_{air} (h_2 - T_o s_2) - \dot{m}_{air} (h_1 - T_o s_1) \quad (4-3)$$

چنانچه فرآیند بین نقاط ۱ و ۲ را آیزنتروپیک در نظر بگیریم و با تعریف اگزرژی مخصوص داریم:

$$S_1 = S_2 \quad (5-3)$$

$$ex = (h - h_o) - T_o (S - S_o) \quad (6-3)$$

<sup>44</sup> Isentropic

و کار مورد نیاز آیزنتروپیک کمپرسور از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\dot{W}_{cs,max} = \dot{M}_{air}(ex)_2 - \dot{M}_{air}(ex)_1 = \dot{M}_{air}(h_2 - h_1) \quad (7-3)$$

که در آن  $h_2$  آنتالپی بعد از کمپرسور و  $h_1$  آنتالپی قبل از کمپرسور می‌باشد.

### ۳-۱-۲- محاسبه راندمان<sup>۴۵</sup> کمپرسور

برای محاسبه راندمان کمپرسور باید به بررسی شرایط واقعی و آیزنتروپیک در نقطه ۲ یعنی بعد از کار کمپرسور پردازیم. از این رو راندمان کمپرسور به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (8-3)$$

که در آن  $h_{2s}$  و  $h_2$  به ترتیب آنتالپی آیزنتروپیک و واقعی بعد از کمپرسور و  $h_1$  آنتالپی قبل از کمپرسور می‌باشد.

### ۳-۱-۳- محاسبه کار واقعی مورد نیاز کمپرسور

برای محاسبه کار واقعی مورد نیاز کمپرسور باید راندمان کمپرسور را بر کار آیزنتروپیک آن تقسیم نماییم.

$$\dot{W}_c = \dot{W}_{cs} / \eta_c = \dot{m}_{air}(h_2 - h_1) / \eta_c \quad (9-3)$$

### ۳-۱-۴- محاسبه گرمای تولیدی در محفظه احتراق

برای محاسبه گرمای تولیدی محفظه احتراق باید قانون اول ترمودینامیک را بین نقاط ۲ و ۳ یعنی قبل و بعد از محفظه احتراق بنویسیم.

$$\dot{W}_{2-3} = \dot{Q}_{2-3} + \dot{m}_{air}(h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2) - (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gas})(h_3 + \frac{v_3^2}{2} + gz_3) \quad (10-3)$$

با حذف  $\dot{W}_{2-3}$  و صرفنظر از انرژی جنبشی و پتانسیل و جایگزینی  $\dot{Q}_{in}$  با  $\dot{Q}_{2-3}$  داریم:

$$\dot{Q}_{in} = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gas})h_3 - \dot{m}_{air}h_2 \quad (11-3)$$

<sup>45</sup> Efficiency

که در معادله بالا مقدار  $h_3, h_2$  و  $\dot{M}_{air}, \dot{M}_{gas}$  به ترتیب آنتالپی نقاط ۲ و ۳ و دبی جرمی گاز طبیعی و هوا می‌باشد.

### ۳-۱-۵- محاسبه کار تولیدی آیزنتروپیک در توربین

برای محاسبه کار تولیدی آیزنتروپیک توربین قوانین اول و دوم ترمودینامیک را بین نقاط ۳ و ۴ یعنی قبل و بعد از توربین می‌نویسیم.

$$\dot{W}_t = \dot{Q}_{3-4} + (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gas}) \left( \left( h_3 + \frac{v_3^2}{2} + gz_3 \right) - \left( h_4 + \frac{v_4^2}{2} + gz_4 \right) \right) \quad (12-3)$$

$$\dot{s}_{gen} = \frac{\dot{Q}_{3-4}}{T_o} - (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gas})(s_3 - s_4) \quad (13-3)$$

با حذف  $\dot{Q}_{3-4}$  و صرفنظر از انرژی جنبشی و پتانسیل بین ۲ معادله داریم:

$$\dot{W}_{ts} = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gas}) \{ (h_3 - T_o s_3) - (h_4 - T_o s_4) \} - T_o \dot{s}_{gen} \quad (14-3)$$

با توجه به مثبت بودن  $\dot{s}_{gen}$  میزان کار خروجی تنها می‌تواند بین مقدار حدی  $0 < \dot{W}_t < \dot{W}_{ts}$  باشد، زمانیکه  $\dot{W}_{ts}$  نشان دهنده حداکثر کار خروجی قابل حصول بوده و برابر مقدار زیر باشد.

$$\dot{W}_{ts} = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gas}) \{ (h_3 - T_o s_3) - (h_4 - T_o s_4) \} \quad (15-3)$$

چنانچه فرآیند را بین نقاط ۳ و ۴ آیزنتروپیک در نظر بگیریم و با تعریف اغزرژی مخصوص داریم:

$$s_3 = s_4 \quad (16-3)$$

$$ex = (h - h_o) - T_o (s - s_o) \quad (17-3)$$

و ماکزیمم کار تولیدی از رابطه‌های زیر بدست می‌آید:

$$\dot{W}_{ts} = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gas}) \{ (ex)_3 - (ex)_4 \} = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gas}) (h_3 - h_4) \quad (18-3)$$

### ۳-۱-۶- محاسبه بازده توربین

برای محاسبه بازده توربین باید به بررسی شرایط آیزنتروپیک واقعی در توربین پردازیم.

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (19-3)$$

که در این رابطه  $h_3$  و  $h_4$  و  $h_{4s}$  به ترتیب آنتالپی واقعی و آیزنتروپیک در نقطه ۳ و نقطه ۴ می باشد.

### ۳-۱-۷- محاسبه کار واقعی تولیدی توربین

برای محاسبه کار واقعی توربین باید راندمان توربین را در کار آیزنتروپیک آن ضرب کنیم.

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{ts} \times \eta_t = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gas}) (h_3 - h_4) \times \eta_t \quad (20-3)$$

### ۳-۱-۸- محاسبه راندمان کلی<sup>۴۶</sup> سیکل

برای محاسبه راندمان کل سیکل توربین گازی باید کار خالص بدست آمده را بر گرمای تولیدی تقسیم

نمود. این فرآیند در رابطه زیر نشان داده شده است.

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c}{\dot{Q}_{in}} \quad (21-3)$$

### ۳-۱-۹- محاسبه میزان دبی جرمی سالیانه هوای ورودی به کمپرسور توربینهای گازی

#### پالایشگاه خانگیران

در بررسی روشهای افزایش راندمان سیکل کاری توربینهای گازی پالایشگاه خانگیران آگاهی از مقدار دبی

جرمی هوای ورودی به کمپرسور امری ضروری میباشد. با توجه به این موضوع که در پالایشگاه گاز

خانگیران این دبی اندازه گیری نمیشود محاسبه این مقدار امری ضروری بشمار می آید. مقدار دبی حجمی

هوا برای یک بار در طی انجام پروژه ممیزی<sup>۴۷</sup> در سال ۱۳۸۱ اندازه گیری شده است که معریان طرح

<sup>46</sup> Overall Efficiency

<sup>47</sup> Energy Audet Project

پژوهشی برای محاسبه میزان دبی جرمی از این مقدار استفاده نموده اند. مقادیر اندازه گیری شده در پروژه ممیزی انرژی در جدول زیر آمده است.

جدول ۳-۱: مولفه های اندازه گیری شده در پروژه ممیزی انرژی [14]

نشانه	مقدار	توضیحات
$P_{e,au}$	3.027	توان خروجی از ژنراتور
$\dot{w}_{t,au}$	11.82	نرخ توان تولیدی توربین
$\dot{w}_{c,au}$	8.53	نرخ توان مصرفی کمپرسور
$\dot{m}_{air,au}$	25.16	نرخ دبی جرمی هوای ورودی

با توجه به اطلاعات ثبت شده در پروژه ممیزی انرژی و همچنین رابطه محاسبه ترمودینامیکی توان خروجی ژنراتور میتوان مقدار دبی جرمی هوای ورودی را برای زمانهای مختلف محاسبه نمود.

$$\left. \begin{aligned} P_e &= \dot{m}_{air} (\dot{w}_t - \dot{w}_c) \eta_{conv} \\ P_{e,au} &= \dot{m}_{air,au} [(\dot{w}_t - \dot{w}_c) \eta_{conv}]_{au} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \dot{m}_{air} = \frac{\dot{m}_{air,au} [(\dot{w}_t - \dot{w}_c)]_{au} \frac{P_e}{P_{e,au}}}{(\dot{w}_t - \dot{w}_c)} \quad (22-3)$$

که در معادله بالا مقادیر  $P_e$  و  $P_{e,au}$  به ترتیب توان اندازه گیری شده خروجی از ژنراتور در پروژه ممیزی انرژی و در شرایط معمولی میباشد.  $\eta_{conv}$  راندمان ژنراتور میباشد که در هر دو معادله یکسان در نظر گرفته میشود.



### ۳-۱-۱۰- محاسبه ضریب سودمندی انرژی<sup>۴۸</sup>

ضریب سودمندی انرژی برای سیکلهایی استفاده می‌شود که از گرمای دود خروجی آنها برای مصارف مفید گوناگون استفاده می‌شود. در حقیقت ضریب EUF یک مشخصه هم‌ارز راندمان می‌باشد که کارایی سیکل را مشخص می‌نماید. برای بدست آوردن این ضریب محاسبه گرمای مفید بدست آمده از دود خروجی لازم می‌باشد. برای محاسبه این گرما ابتدا قانون اول ترمودینامیک را بین نقاط ۴ و ۵ یعنی نقاط بعد از توربین و بعد از سامانه تولید بخار می‌نویسیم.

$$\dot{W}_{4-5} = \dot{Q}_{4-5} + (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gas}) \left( h_5 + \frac{v_5^2}{2} + gz_5 \right) - (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gas}) \left( h_4 + \frac{v_4^2}{2} + gz_4 \right) \quad (23-3)$$

با صرفنظر از انرژی جنبشی و پتانسیل و  $\dot{W}_{4-5}$  و جایگزینی  $\dot{Q}_{4-5}$  با  $\dot{Q}_{use}$  داریم.

$$\dot{Q}_{use} = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{gas})(h_4 - h_5) \quad (24-3)$$

که در آن  $h_4$  و  $h_3$  به ترتیب آنتالپی قبل و بعد از سامانه تولید بخار می‌باشد. با محاسبه  $\dot{Q}_{use}$  می‌توانیم ضریب EUF را بدست آوریم. برای محاسبه ضریب EUF باید از رابطه زیر استفاده نماییم:

$$EUF = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{use}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c + \dot{Q}_{use}}{\dot{Q}_{in}} \quad (25-3)$$

### ۳-۱-۱۱- نرخ گرما<sup>۴۹</sup>

یکی از مولفه‌های مهم دیگر در بحث توربین‌های گازی محاسبه نرخ گرما در آنها می‌باشد. نرخ گرما یا HEAT RATE مبنایی برای اندازه‌گیری کارایی توربین‌های گازی می‌باشد که مقدار آن بر مبنای تقسیم گرمای تولید شده بر کار تولیدی بدست می‌آید.

$$HEAT RATE = \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{W}_{net}} = \frac{Q_{in}}{W_{net}} = \frac{Q_{in}}{W_t - W_c} \quad (26-3)$$

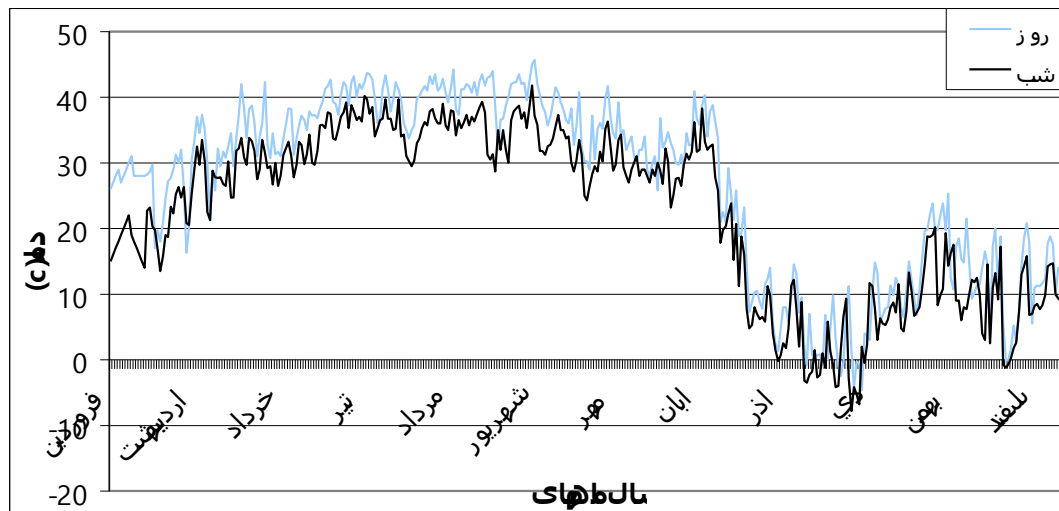
<sup>48</sup>Energy Utility Factor (EUF)

<sup>49</sup> Heat Rate

## ۲-۳- جمع‌آوری اطلاعات کتابخانه‌ای و میدانی

### ۲-۳-۱- دمای هوای ورودی به کمپرسور (T<sub>1</sub>)

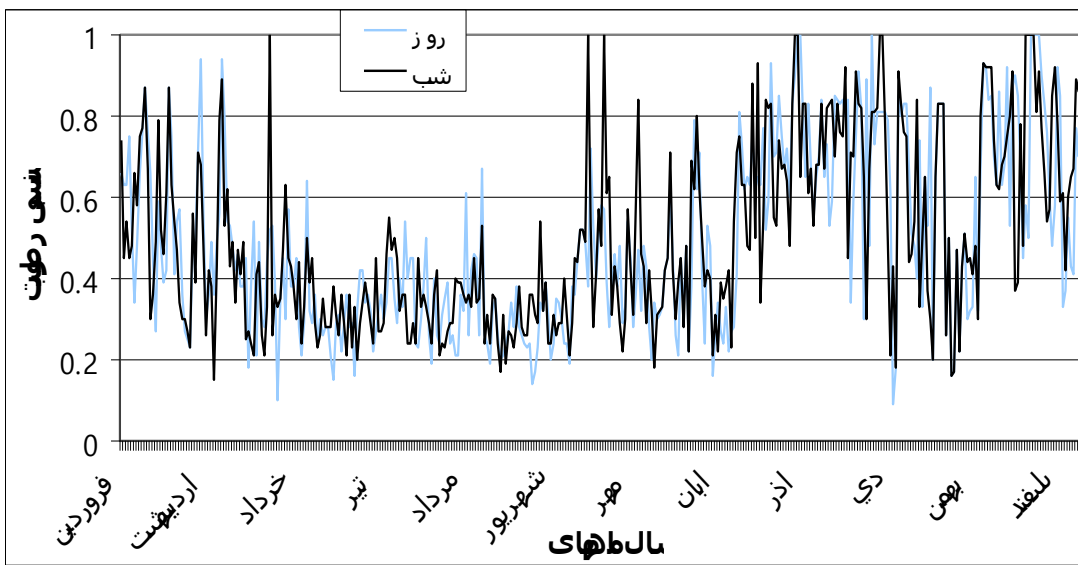
در نمودار ۱-۳ به بررسی دمای هوای ورودی به کمپرسور طی سال ۱۳۸۶ پرداخته شده است. همانطور که در نمودارها مشخص است این دما به ۲ قسمت دمای روز و شب تقسیم شده است. دمای هوای ورودی کمپرسور از تاثیرگذارترین عوامل بر روی راندمان می‌باشد. هرچقدر این دما پایین تر باشد دبی جرمی هوای ورودی کمتر میشود و در نتیجه کار کمپرسور کمتر خواهد شد. با کم شدن کار مصرفی کمپرسور کار خالص خروجی افزایش می‌یابد که نتیجه آن افزایش راندمان توربین گازی توربین خواهد بود.



نمودار ۱-۳: دمای هوای ورودی به کمپرسور

### ۲-۳-۲- میزان رطوبت نسبی هوای ورودی

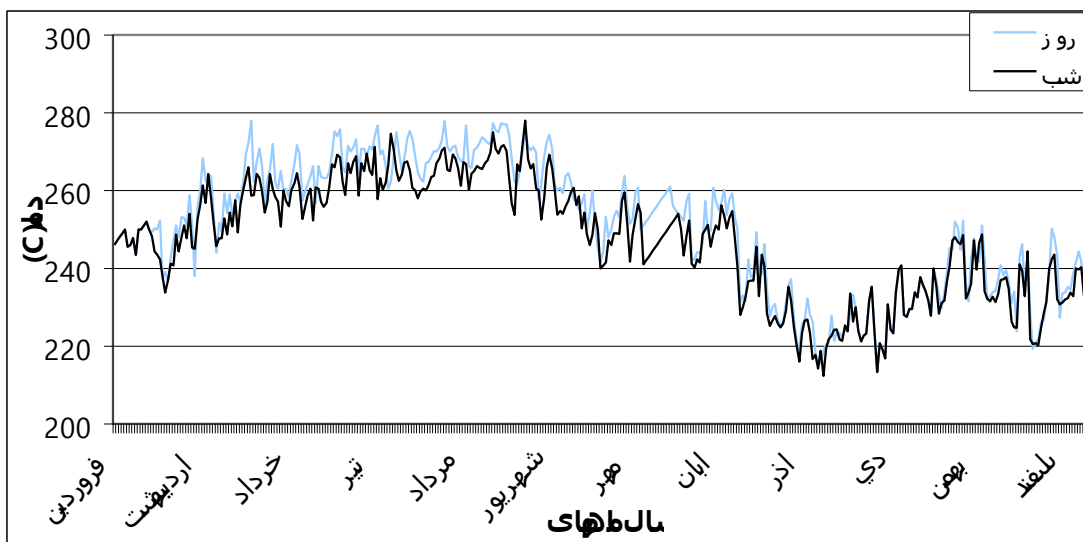
با توجه به آب و هوای منطقه سرخس که گرم و خشک می‌باشد، معمولاً این منطقه دارای رطوبت بالایی در طی سال نمی‌باشد، هر چند میزان رطوبت نسبی در طی سالهای سرد سال بالاتر از سال‌های گرم سال می‌باشد. همچنین میزان رطوبت نسبی در طول شب معمولاً بالاتر از طول روز می‌باشد. میزان رطوبت موجود در هوا علاوه بر تاثیر مستقیم بر راندمان سیکل کاری، بر میزان تولید آلاینده‌های ناشی از احتراق نیز تاثیر می‌گذارد. با کنترل میزان رطوبت هوا میتوان میزان این آلاینده‌ها را نیز کنترل نمود.



نمودار ۲-۳: میزان رطوبت نسبی هوای ورودی به کمپرسور

### ۳-۲-۳- دمای هوای خروجی از کمپرسور (T<sub>2</sub>):

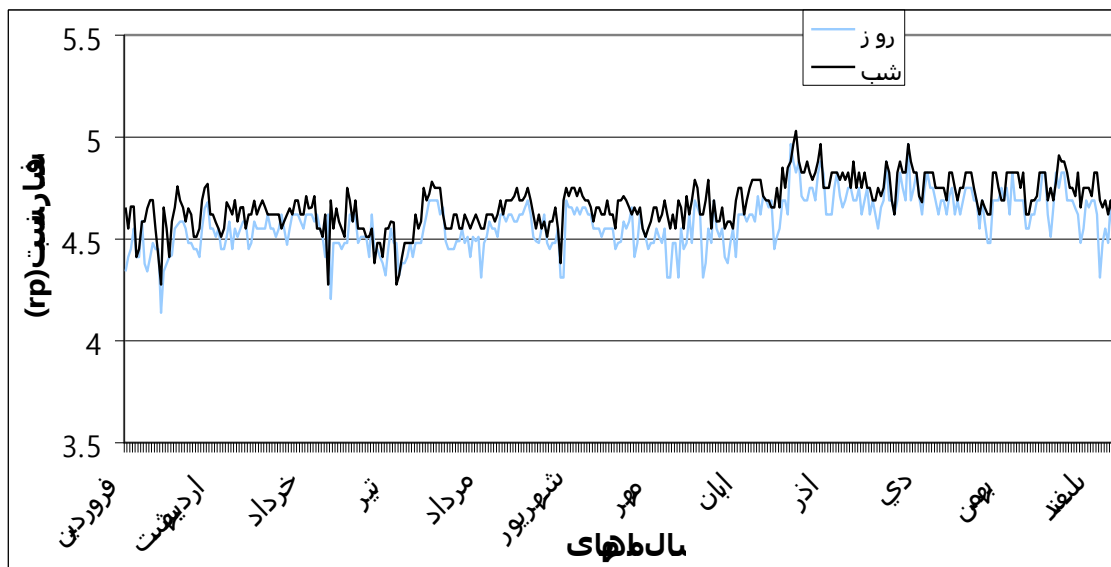
در نمودار ۳-۳ به بررسی دمای خروجی از کمپرسور پرداخته شده است. همانطور که در این نمودار مشخص است دمای هوای خروجی کمپرسور در سال ۱۳۸۶ بین ۲۰۰ تا ۲۸۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد. دمای هوای خروجی کمپرسور به طور مستقیم با فشار ناشی از تراکم متناسب می‌باشد. همانطور که در نمودار نیز مشخص است این دما در ۶ ماهه دوم سال کمتر از ۶ ماهه اول می‌باشد.



نمودار ۳-۳: دمای هوای خروجی کمپرسور

### ۴-۲-۳- نسبت فشار<sup>۵۰</sup> (rp) قبل و بعد از کمپرسور

در نمودار ۴-۳ به بررسی رابطه نسبت فشار بین ۲ نقطه ورودی و خروجی کمپرسور ( $rp = \frac{P_2}{P_1}$ ) پرداخته شده است. همانطور که در این نمودار مشخص است این نسبت فشار بین مقدار ۴ و ۵ متغیر می‌باشد و همچنین نسبت فشار در شب از نسبت فشار روز کمی بیشتر می‌باشد. لازم به ذکر است که دستیابی به نسبت فشار بهینه با توجه با توجه به شرایط مختلف یکی از مهمترین دغدغه‌های کاربران و طراحان توربین‌های گازی می‌باشد.



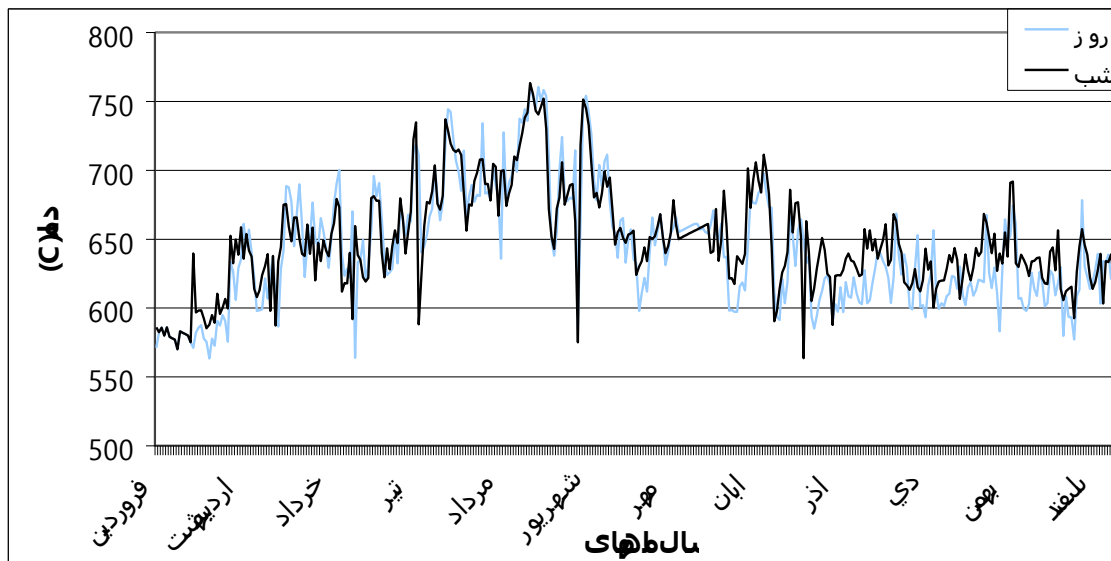
نمودار ۴-۳: نسبت فشار (rp)

### ۴-۲-۵- دمای احتراق (T3)

معمولاً بالاترین دمای اندازه‌گیری شده در محفظه احتراق را دمای احتراق می‌نامند. این دما در اثر احتراق گاز طبیعی و هوای ورودی که فشرده شده است حاصل می‌گردد. دمای احتراق در توربین‌های گازی پالایشگاه خانگیران معمولاً بین ۵۵۰ تا ۷۵۰ متغیر می‌باشد. همانگونه که در نمودار ۴-۳ مشخص

<sup>50</sup> Pressure Ratio

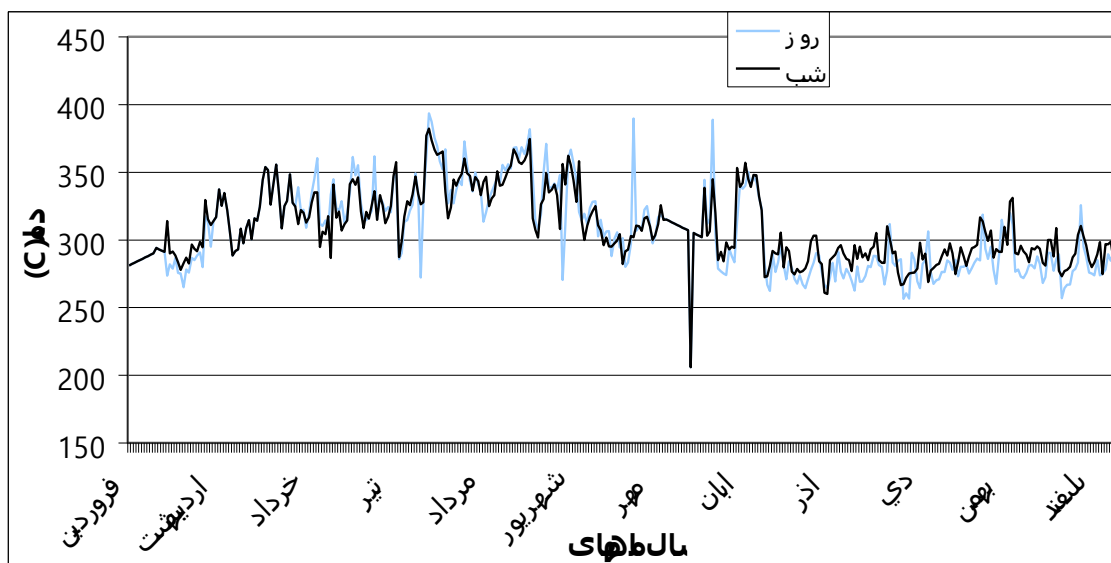
است معمولاً دمای احتراق در شب کمی بیشتر از دمای احتراق روز آن تاریخ می‌باشد. دمای احتراق باید به گونه ای انتخاب شود که تاثیر مخربی بر ساختار محفظه احتراق و قسمتهای دیگر توربین بر جا نگذارد.



نمودار ۳-۵: دمای احتراق

### ۳-۲-۶- دمای خروجی توربین ( $T_4$ )

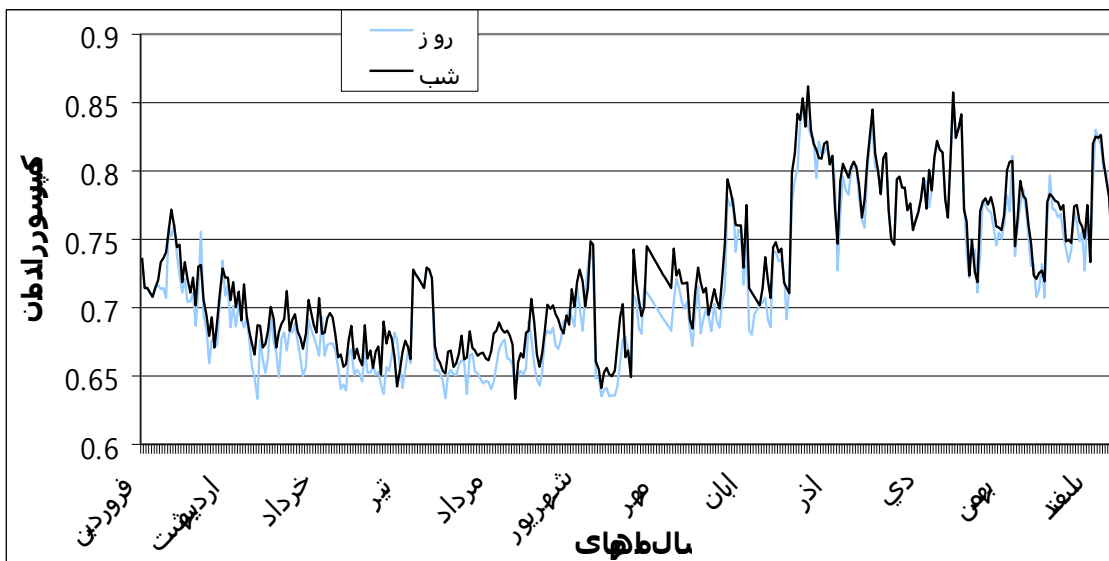
دمای محصولات احتراق که از توربین خارج می‌گردد معمولاً بین بازه دمایی 250 تا 350 متغیر می‌باشد. تا قبل از نصب سامانه تولید بخار مواد حاصل احتراق به اتمسفر منتقل می‌شده و گرمای زیادی به هدر می‌رفته است. با نصب این سامانه تولید بخار معمولاً ابتدای گرمای محصولات احتراق تا حدی گرفته می‌شود و دمای آن از حدود بیان شده به مقدار 150 تنزل می‌یابد و سپس دودهای خروجی با این دما به اتمسفر منتقل می‌شود. دمای بالای محصولات احتراق می‌تواند در فرآیند پیشگرم کردن برای آب مصرفی جهت تولید بخار استفاده گردد.



نمودار ۳-۶: دمای خروجی از توربین

### ۳-۲-۷- راندمان کمپرسور

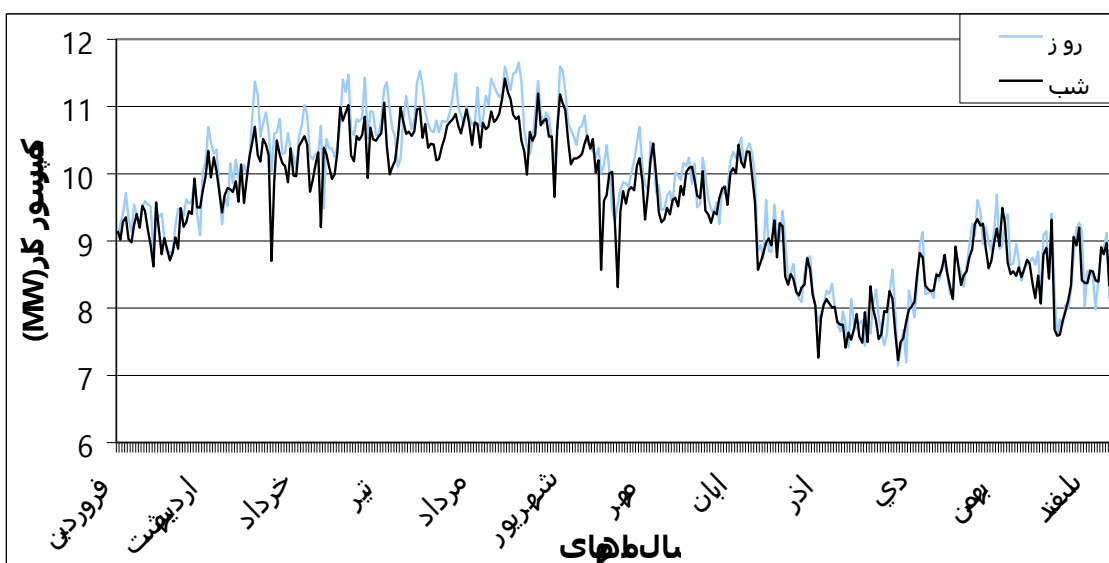
در نمودار ۳-۷ می‌توان راندمان کمپرسور را مشاهده نمود. این راندمان براساس آنالیز اگزرژی ثبت شده بدست آمده است و نشان می‌دهد اتلاف انرژی زیادی در طی کار کرد کمپرسور حاصل می‌شود. همانطور که مشاهده می‌گردد این راندمان در طی ماههای گرم سال پایین‌تر از ماههای سرد سال می‌باشد که این مساله خود نشان دهنده اهمیت دمای هوای ورودی بر راندمان سیکل توربین گاز می‌باشد. هر چقدر بتوان میزان راندمان کمپرسور را افزایش داد میزان کار مصرفی کمپرسور کاهش خواهد یافت. با کاهش یافتن این میزان کار، کار خالص خروجی افزایش می‌یابد و در نتیجه شاهد افزایش راندمان خواهیم بود.



نمودار ۳-۷: راندان کمپرسور در سال ۱۳۸۶

### ۳-۲-۸- کار کمپرسور

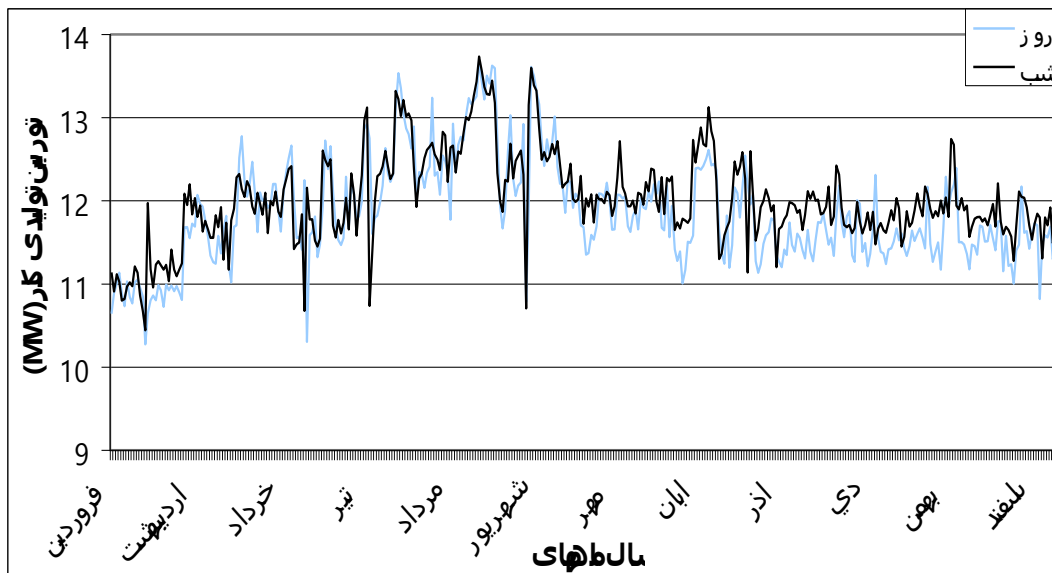
همانگونه که در قسمتهای قبلی نیز بحث شد کمپرسور برای تراکم هوای ورودی نیاز به مصرف کار دارد که این کار باید توسط توربین تولید و بوسیله شفت اتصالی به کمپرسور منتقل شود. هر چه کار مورد نیاز کمپرسور کمتر باشد راندان کل سیکل بالاتر خواهد رفت.



نمودار ۳-۸: کار مورد نیاز کمپرسور

### ۳-۲-۹- کار تولیدی توربین

توربین وظیفه تولید توان جهت تولید برق و همچنین برطرف کردن نیاز کمپرسور را به عهده دارد. هر چه در سیکل توربین گازی بتوانیم کار قابل حصول از توربین را بالاتر ببریم، توان خالص در راندمان بیشتر خواهد شد. با بررسی نمودار کار تولیدی توربین به این واقعیت میرسیم که میزان تولید توان در توربین در ماههای گرم سال به دلیل مصرف بالای برق بیشتر میباشد.

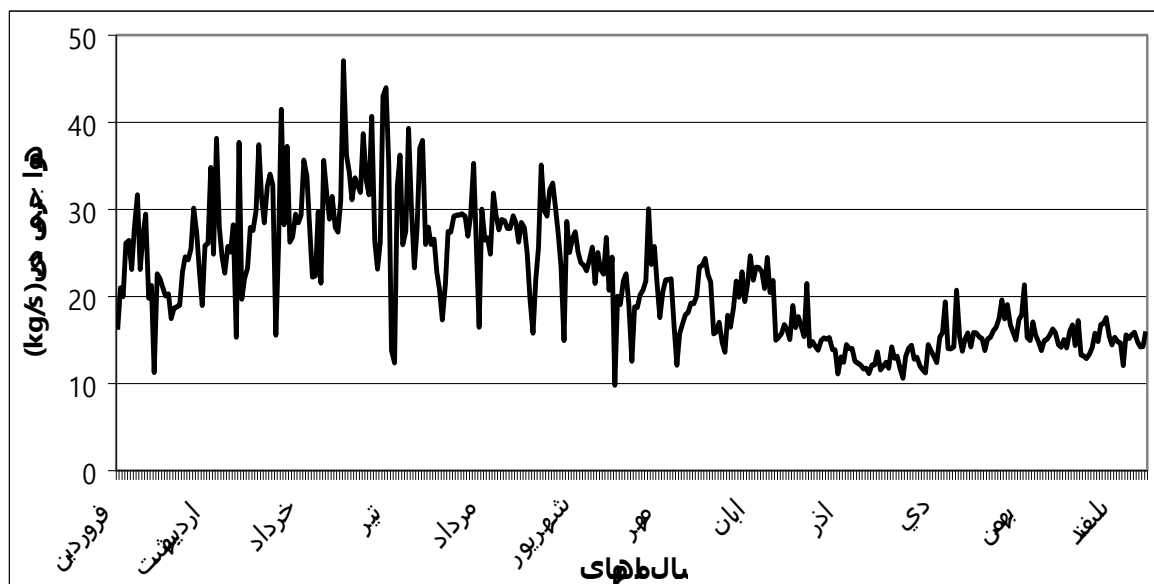


نمودار ۳-۹: کار تولیدی توربین

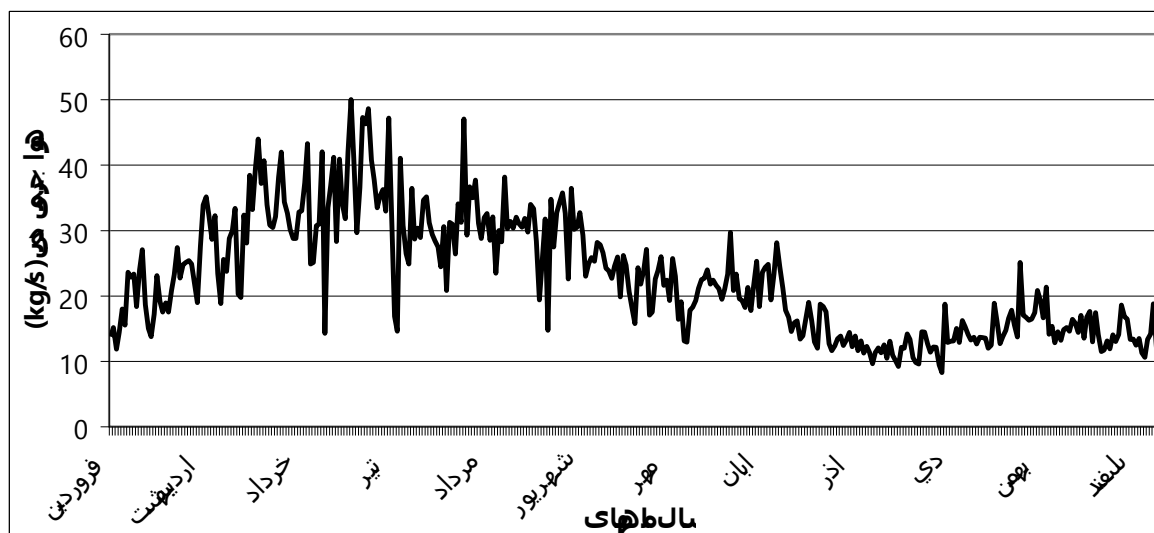
### ۳-۲-۱۰- میزان دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور

با توجه به موجود بودن اطلاعاتی از قبیل توان خروجی و نرخ کار تولیدی توربین و همچنین کار مصرفی کمپرسور که در ۲ قسمت روز و شب آمده است، محاسبه میزان دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور قابل محاسبه می باشد. در نمودارهای زیر میزان دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور ترسیم شده است.





نمودار ۳-۱۰: دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور برای قسمت روز



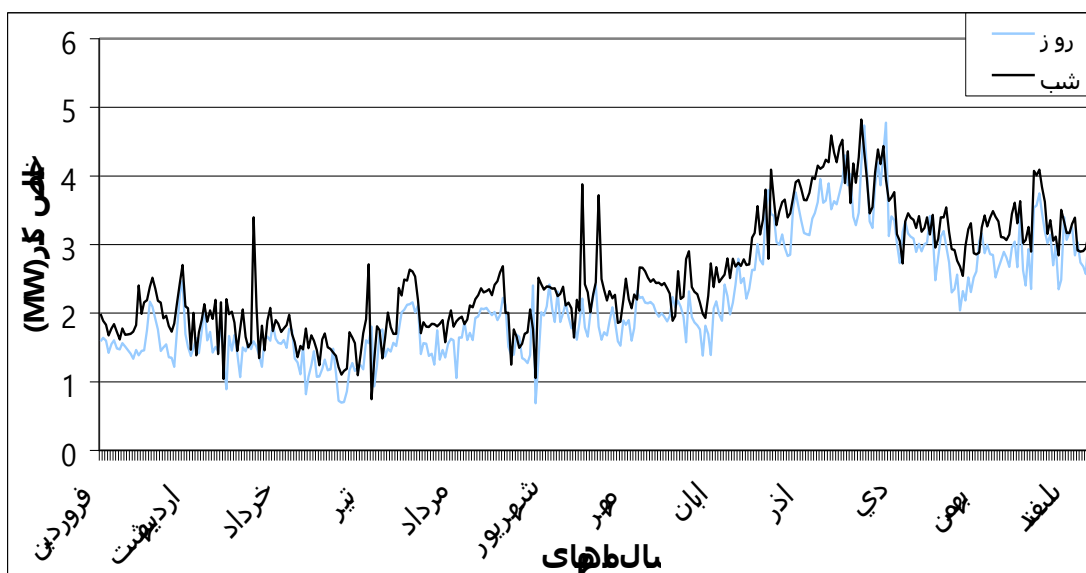
نمودار ۳-۱۱: دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور برای قسمت شب

با تعیین نمودن دبی جرمی هوای ورودی میتوان تاثیر افزایش راندمان در اثر استفاده از روشهای مختلف را

بررسی نمود.

### ۳-۲-۱۱- کار خالص خروجی

کار خالص خروجی از تفاضل کار تولیدی توربین و کار مورد نیاز برای کمپرسور بدست می‌آید. این کار است که برای تولید برق به ژنراتور<sup>۵۱</sup> فرستاده می‌شود. همانطور که در نمودارها نیز مشخص است مقدار کار خالص خروجی در ماههای سرد سال بیشتر از مقدار کار خالص خروجی در ماههای گرم سال می‌باشد. در نمودار ۳-۱۲ به نمایش کار خالص خروجی پرداخته شده است.

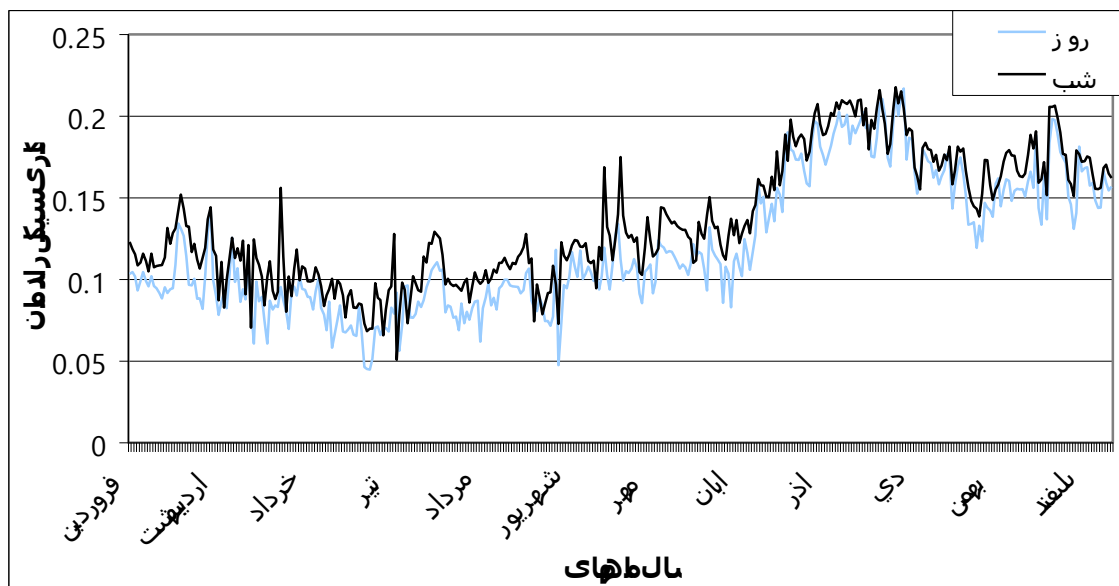


نمودار ۳-۱۲: کار خالص خروجی

### ۳-۲-۱۲- راندمان سیکل توربین گازی

در نمودار ۳-۱۳ می‌توان راندمان سیکل کاری توربین گازی را مشاهده نمود. این راندمان براساس آنالیز اگزرژی ثبت شده بدست آمده است و نشان می‌دهد سیکل توربین گازی در راندمان پایینی کار میکند. همانطور که مشاهده می‌گردد این راندمان در طی ماههای گرم سال پایین‌تر از ماههای سرد سال می‌باشد، که این مساله خود نشان دهنده اهمیت دمای هوای ورودی بر راندمان سیکل توربین گاز می‌باشد.

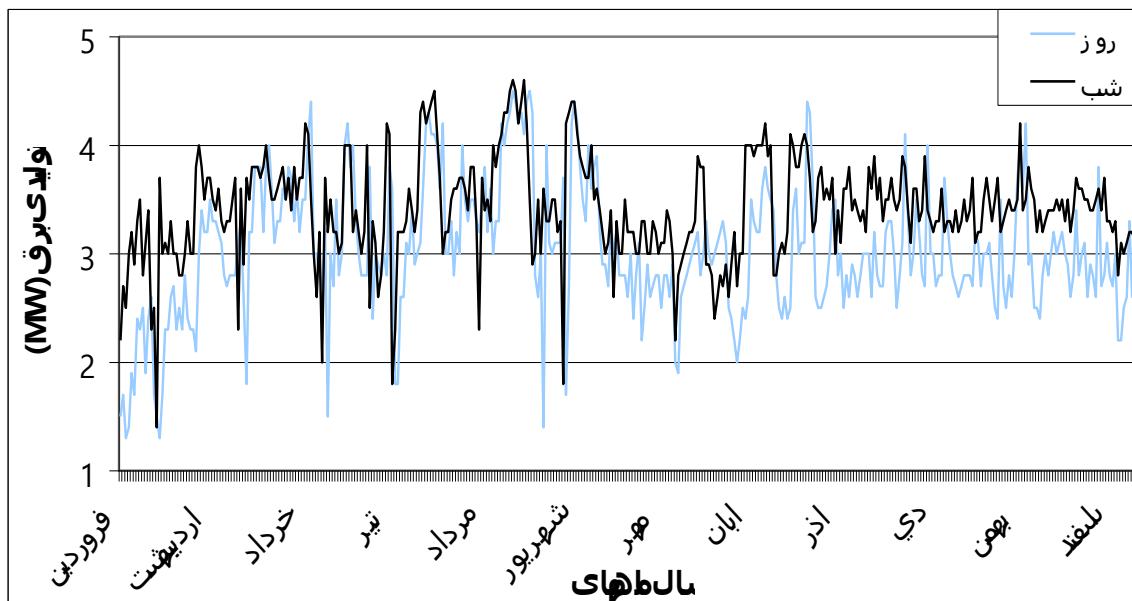
<sup>51</sup> Generator



نمودار ۳-۱۳: راندمان سیکل توربین گازی

### ۳-۲-۱۳- توان خروجی<sup>۵۲</sup> توربین

در نمودار ۳-۱۴ میزان توان تولیدی توربین گازی B نشان داده شده است. این نمودار دقیقاً نشان دهنده میزان برقی است که توسط توربین B تولید و به مدار فرستاده شده است.

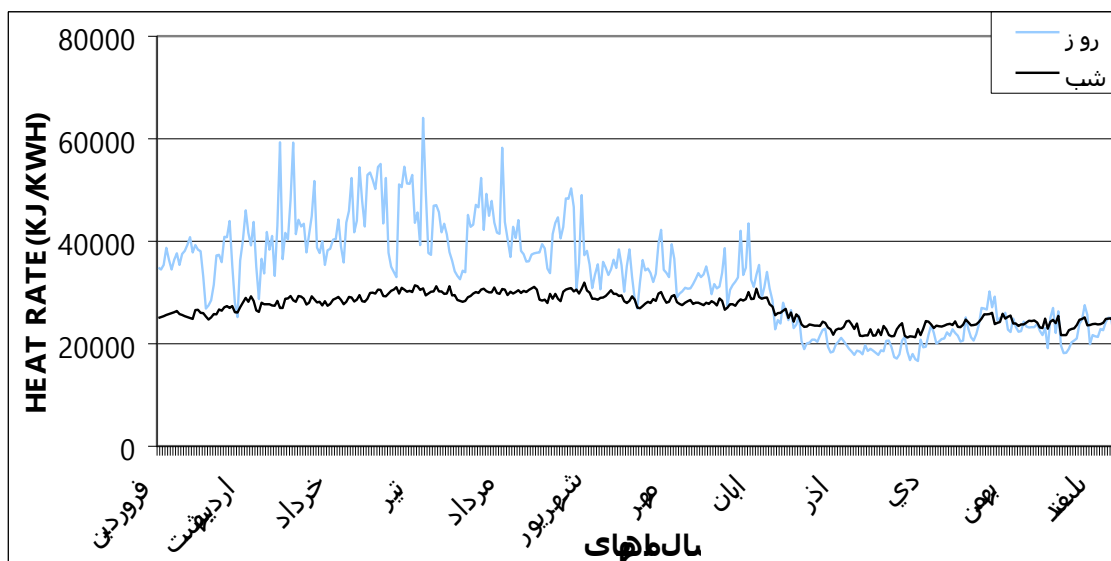


نمودار ۳-۱۴: برق تولیدی توربین B

<sup>52</sup> Load

### ۳-۲-۱۴- مقدار نرخ گرما (HEAT RATE)

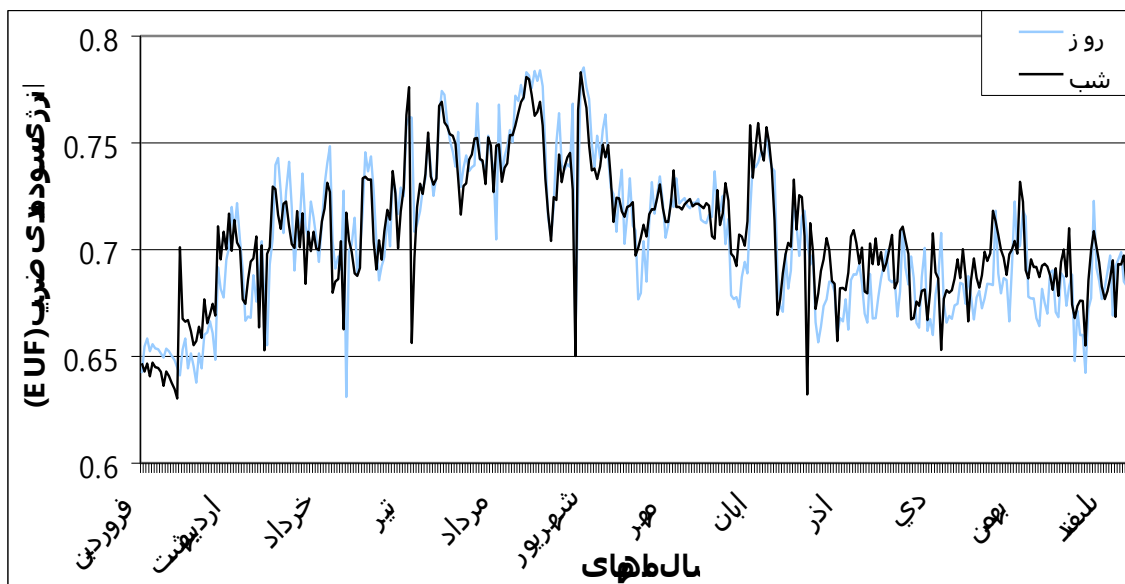
در نمودار ۳-۱۵ میزان نرخ گرما با واحد کیلوژول بر کیلووات ساعت ترسیم شده است. همانطور که می‌دانیم میزان HEAT RATE در طی سالهای گرم سال بیشتر از مقدار HEAT RATE در طی ماههای سرد سال می‌باشد.



نمودار ۳-۱۵: مقدار HEAT RATE

### ۳-۲-۱۵- مقدار ضریب سودمندی انرژی (EUF)

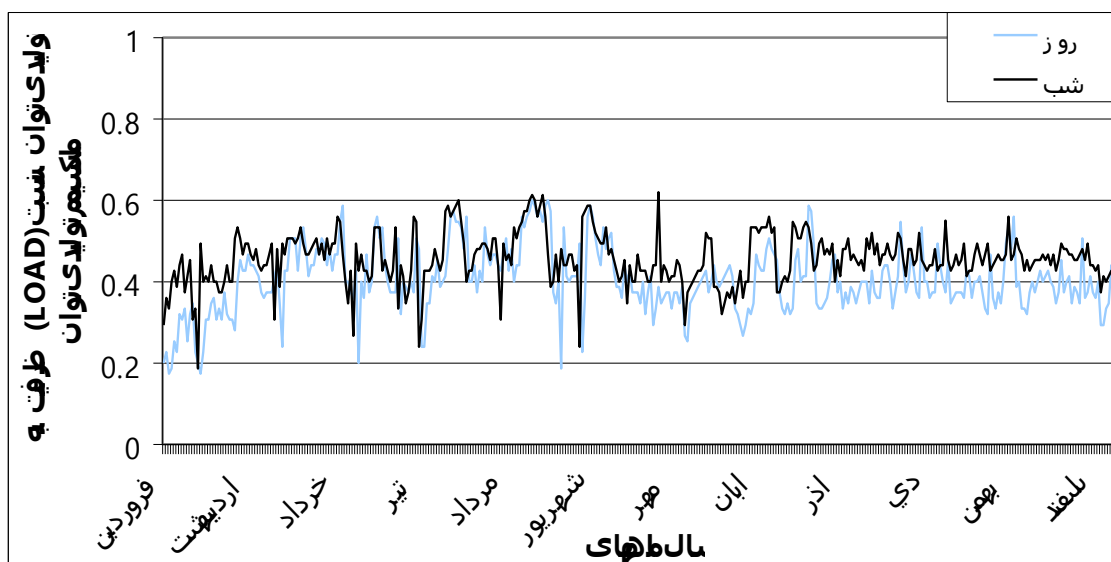
با توجه به این موضوع که از دود خروجی توربین‌های گازی برای تولید بخار استفاده می‌شود و در نتیجه از گرمای این دود خروجی در جهت کار مفید بهره گرفته می‌شود، در نتیجه در بررسی سیکل توربین‌های گازی پالایشگاه خانگیران ضریب EUF اهمیت پیدا می‌کند. همانطور که در نمودار نیز مشخص است این ضریب بین مقادیر 0.65 و 0.78 متغیر می‌باشد.



نمودار ۳-۱۶: مقدار EUF

### ۳-۲-۱۶- بررسی تأثیر نسبت توان خروجی به توان اسمی بر راندمان

همانطور که قبلاً نیز اشاره شد از عوامل مهم و تأثیرگذار بر راندمان میزان توان خروجی و نسبت این توان به توان ماکزیمم اسمی می‌باشد. به همین دلیل در نمودار ۳-۱۷ به نمایش نسبت توان (LOAD) خروجی به توان اسمی ماکزیمم پرداخته شده است.

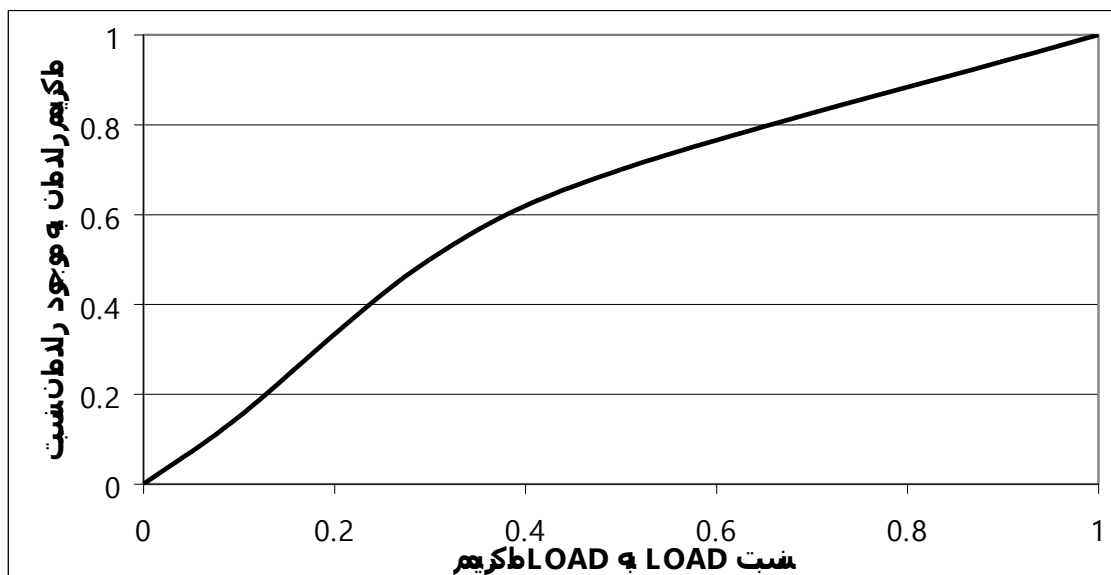


نمودار ۳-۱۷: نسبت توان (LOAD) تولیدی به ظرفیت اسمی ماکزیمم

همانطور که در نمودار ۳-۱۷ مشخص است با وجود این که ظرفیت تولید توان در توربین گازی B حدود 7.5MW می‌باشد، اما مشاهده می‌شود که در اکثر ایام سال توانی بین 3.5MW تا 4.5MW تولید می‌کند که این مقدار در حدود ۳۰ درصد تا ۶۰ درصد توان ماکزیمم اتمی می‌باشد.

در نمودار ۳-۱۸ به بررسی نسبت توان خروجی (LOAD) به توان (LOAD) ماکزیمم بر راندمان پرداخته شده است. همانطور که در نمودار مشاهده می‌شود میزان درصد توان خروجی نسبت به توان ماکزیمم تأثیر بسزایی بر راندمان کلی سیکل بجای می‌گذارد، به طوریکه به عنوان مثال اگر توربین با ۵۰ درصد توان ماکزیمم خود کار کند راندمان آن در بهترین شرایط به ۷۰ درصد میزان ایده‌آل خود می‌رسد و همچنین اگر توربین با ۳۰ درصد توان خروجی خود کار کند راندمان توربین به ۵۰ درصد کاهش

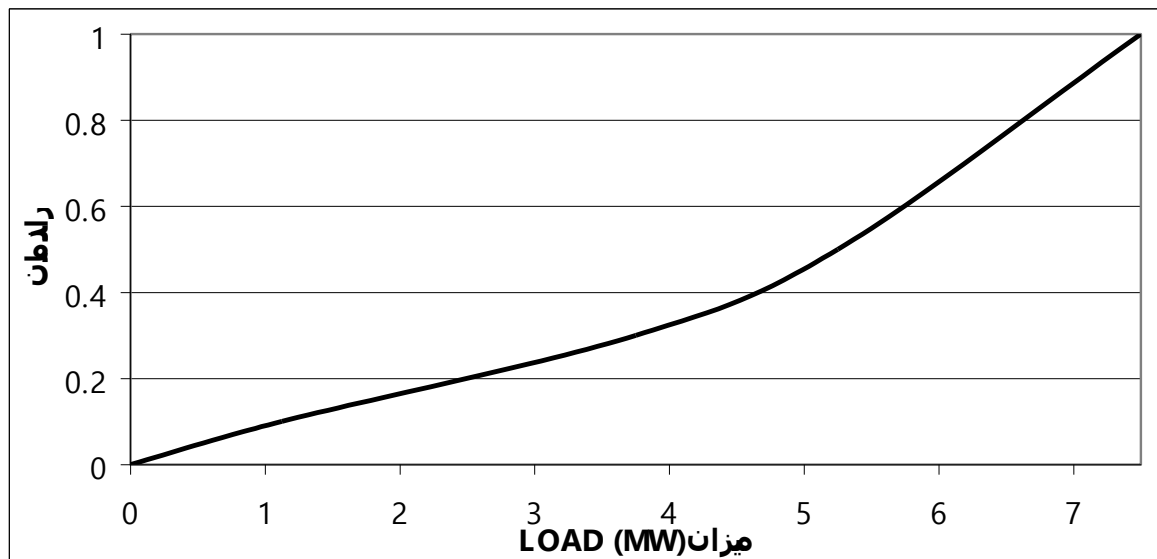
می‌یابد. [7]



نمودار ۳-۱۸: بررسی تأثیر نسبت LOAD به LOAD ماکزیمم بر راندمان

در نمودار ۳-۱۹ نیز به بررسی تأثیر میزان LOAD خروجی بر راندمان پرداخته می‌شود. همانطور که در نمودار مشاهده می‌شود اگر توربین گازی با ظرفیت ماکزیمم 7.5MW در بهترین شرایط کار کند راندمان آن حدود ۱۰۰ درصد راندمان طراحی آن خواهد بود و این در حالی است که با کاهش LOAD خروجی به

مقادیر پایین‌تر این مقدار تنزل خواهد نمود. همانطور که قبلاً نیز بیان شده مثلاً در LOAD خروجی 4MW راندمان به حدود ۷۰ درصد راندمان ایده‌آل خواهد رسید.



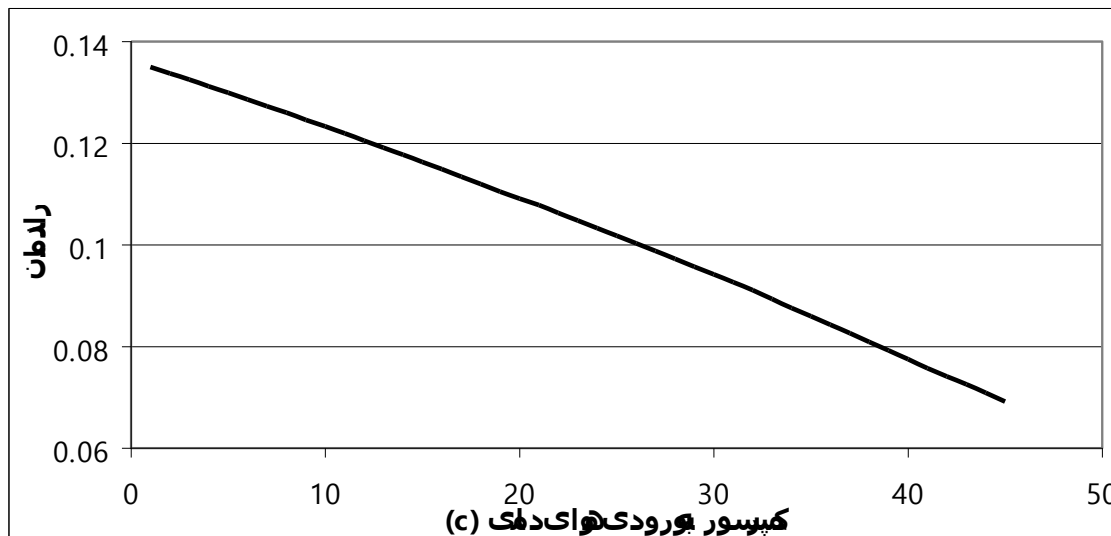
نمودار ۳-۱۹: بررسی تأثیر میزان LOAD بر راندمان

### ۳-۲-۱۷- اثر درجه حرارت ورودی بر راندمان توربین گازی پالایشگاه خانگیران

قبل از شروع این قسمت ذکر این نکته ضروری بنظر می‌رسد که در بررسی هر مولفه از عوامل تأثیر گذار بر راندمان بقیه مؤلفه‌ها را در شرایط استاندارد فرض می‌کنیم لازم به ذکر است که شرایط استاندارد دمای ورودی 15 °C و رطوبت 0.6 و دمای ورودی توربین 700 °C می‌باشد.

همانطور که پیش از این نیز بدان اشاره شد با کاهش درجه حرارت هوای ورودی کمپرسور راندمان سیکل توربین گازی افزایش می‌یابد. برای بررسی دلیل این فرآیند باید یادآوری کنیم که با کاهش درجه حرارت هوای ورودی شاهد کاهش وزن مخصوص آن می‌باشیم، در نتیجه دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور و کل سیکل افزایش خواهد یافت. به دنبال افزایش دبی جرمی هوای ورودی به سیکل کمپرسور کار کمتری را جذب خواهد کرد و این در صورتی است که همان توان اول در سیکل تولید شده است و در نتیجه کار

خالص خروجی افزایش می‌یابد. در نمودار ۳-۲۰ به بررسی اثر درجه حرارت بر راندمان توربین گازی B پالایشگاه خانگیان پرداخته شده است.



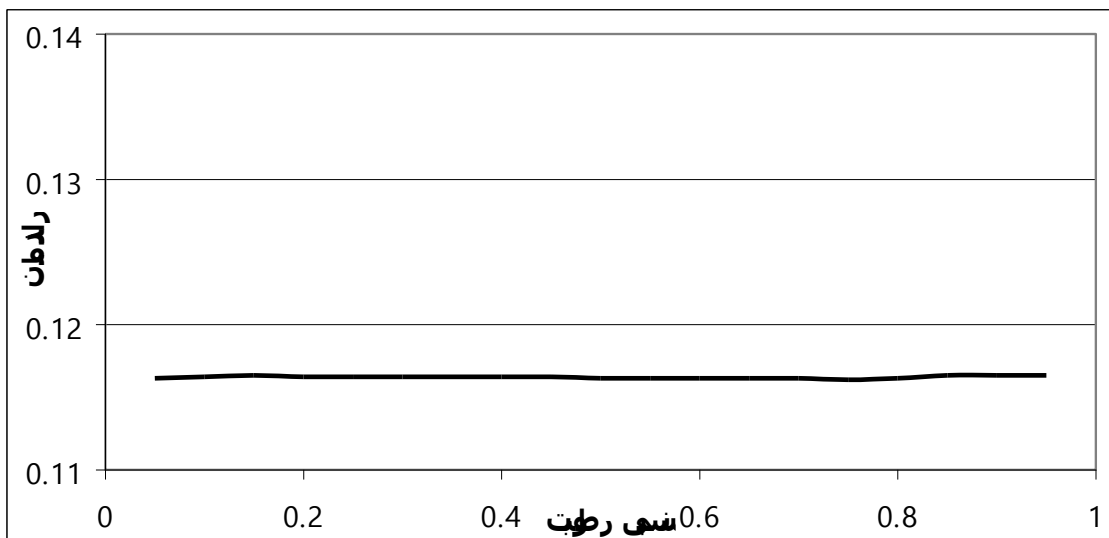
نمودار ۳-۲۰: رابطه دمای هوای ورودی به کمپرسور و راندمان توربین گازی پالایشگاه خانگیان

همانطور که در نمودار ۳-۲۰ نیز مشخص است با کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور شاهد افزایش چشمگیری بر راندمان خواهیم بود.

### ۳-۲-۱۸- اثر رطوبت هوای ورودی بر راندمان توربین گازی خانگیان

رطوبت موجود در هوا همانند هوای درجه حرارت آن بر راندمان گازی تأثیر گذار می‌باشد. هر چند تأثیر رطوبت نسبی همانند درجه حرارت هوا نمی‌باشد، اما نمی‌توان از تأثیر آن نیز چشم پوشی نمود. همچنین افزایش رطوبت نسبی هوای ورودی باعث کاهش انتشار آلایندهایی همچون  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $NO_x$  و هیدروکربنهای غیرفعال خواهد شد، هرچند با افزایش میزان رطوبت احتمال خوردگی پره‌ها و قطعات کمپرسور و توربین افزایش خواهد یافت.

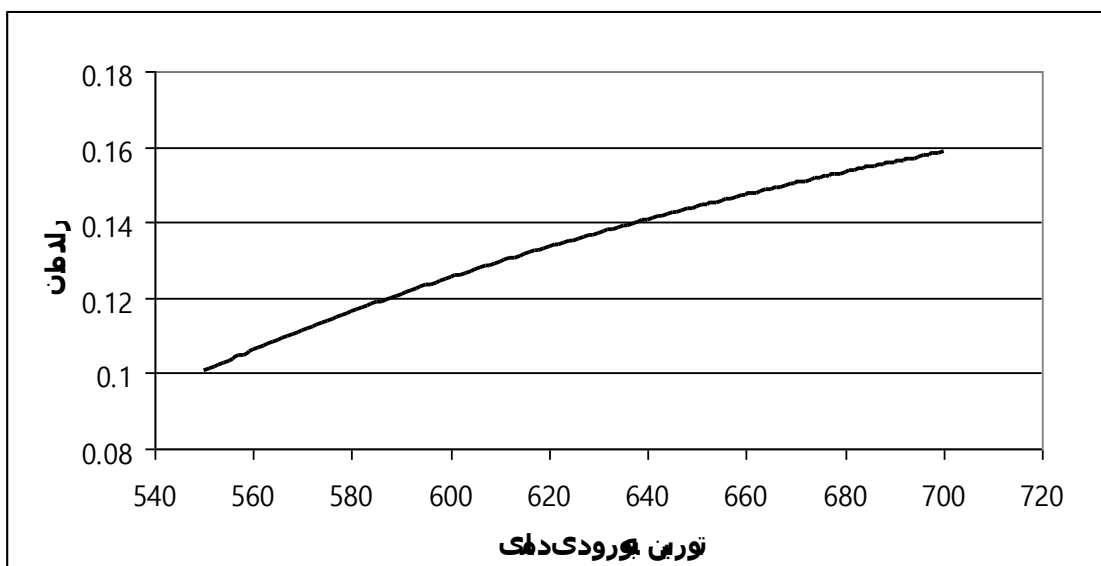




نمودار ۳-۲۱: رابطه رطوبت نسبی هوای ورودی به کمپرسور بر راندمان توربین گازی خانگیان

### ۳-۲-۱۹- اثر دمای احتراق (ورودی توربین) بر راندمان توربین گازی خانگیان

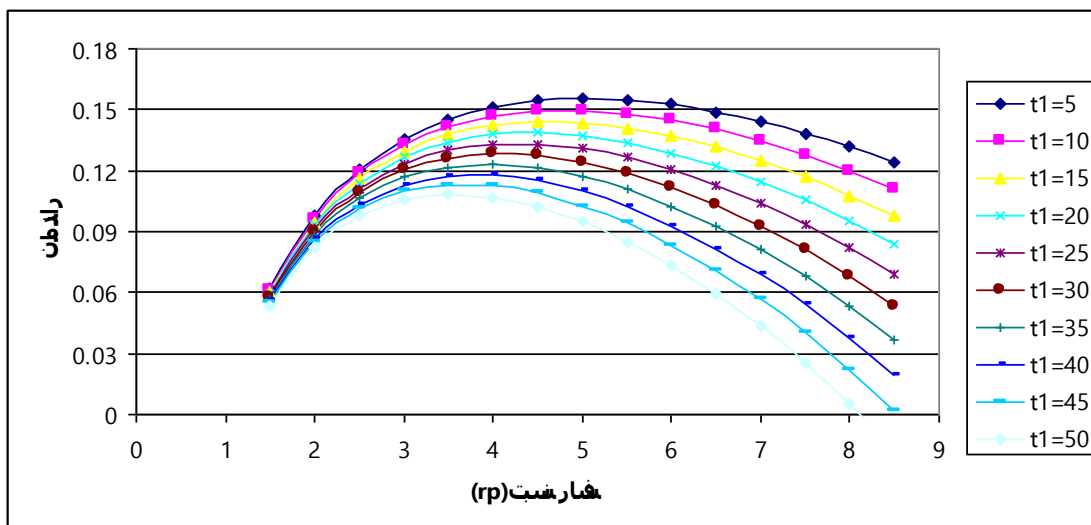
افزایش دمای محصولات احتراق (ورودی توربین) نیز یکی از مهمترین عوامل موثر بر راندمان توربین گازی می باشد. افزایش دمای هوای ورودی به توربین باعث افزایش راندمان توربین های گازی پالایشگاه خانگیان خواهد شد. این مسأله به طور مشهود در نمودار ۳-۲۲ به نمایش آمده است.



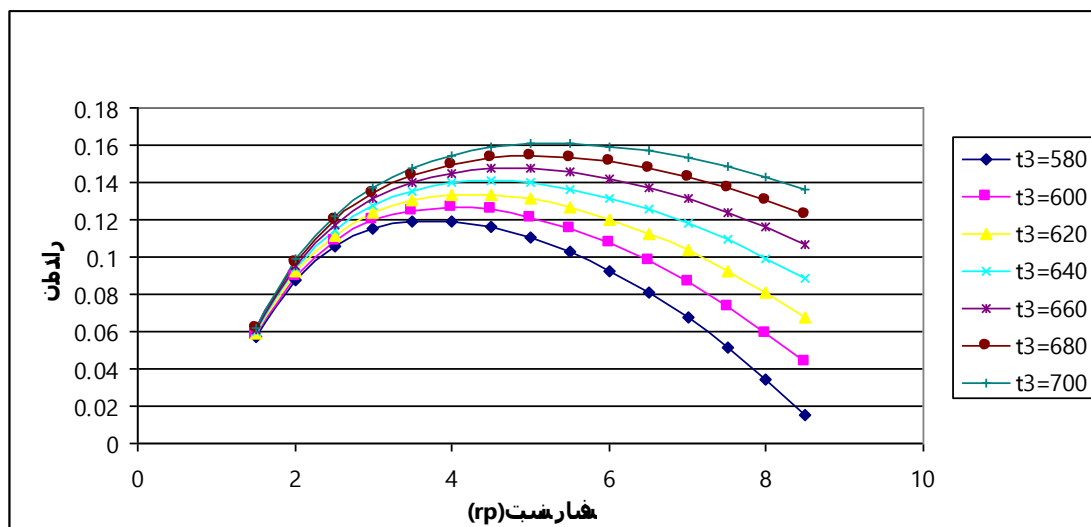
نمودار ۳-۲۲: تأثیر افزایش دمای هوای ورودی توربین بر راندمان توربین های گازی

### ۲-۲-۲۰- نسبت فشار بهینه

یکی از مهمترین مباحث توربین‌های گازی محاسبه نسبت فشار بهینه در آنها می‌باشد. در نمودار ۲۳-۳ به نمایش نسبت فشارهای بهینه در شرایط دماهای مختلف هوای ورودی بر کمپرسور و توربین پردازیم.



نمودار ۲۳-۳: بررسی نسبت فشار بهینه با توجه به دماهای هوای ورودی مختلف

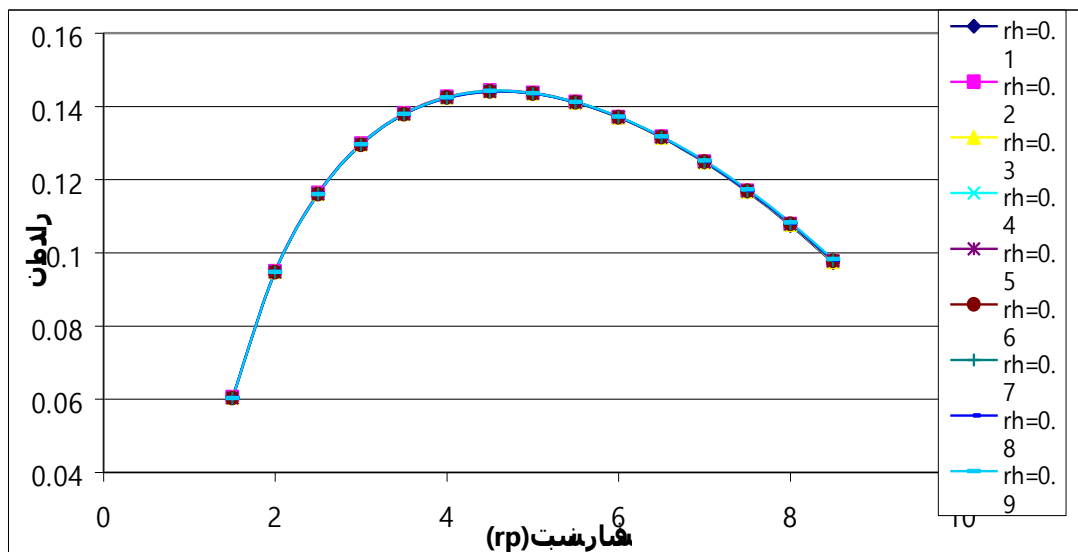


نمودار ۲۴-۳: بررسی نسبت فشار بهینه با توجه به دماهای محصولات احتراق مختلف

همانطور که در این نمودار مشخص است مقدار نسبت فشار بهینه براساس دماهای مختلف متغیر می‌باشد.

این مقدار نسبت فشار بهینه با توجه به دماهای مختلف بین  $3/5$  تا  $4/5$  متغیر می‌باشد.

در نمودار ۲۵-۳ نسبت فشار بهینه را با توجه به رطوبت نسبی‌های مختلف تحلیل نموده‌ایم.



نمودار ۳-۲۵: بررسی نسبت فشار بهینه با توجه به رطوبت نسبی‌های مختلف

همانطور که در نمودار ۳-۲۵ نیز مشخص است در رطوبت‌های نسبی مختلف نسبت فشار بهینه در حدود ۴/۵ می‌باشد.

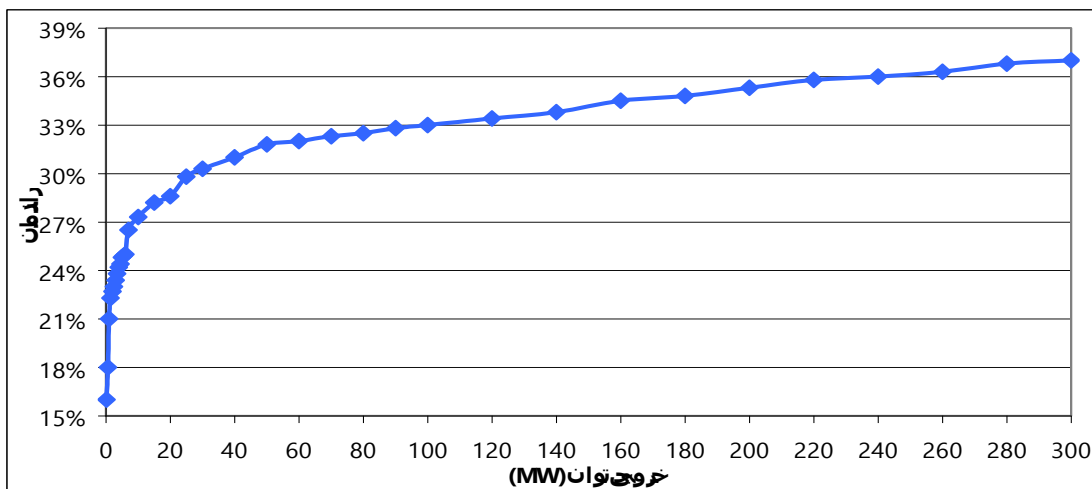
### ۳-۲-۲۱- تأثیر توان خروجی اسمی بر راندمان توربین‌های گازی

یکی از مهمترین عوامل موثر بر راندمان توربین‌های گازی میزان توان اسمی<sup>۵۳</sup> در آنها می‌باشد. موضوع توان اسمی خروجی توربین‌های گازی آنچنان بر راندمان آنها موثر است که به عنوان مثال یک توربین با توان 200KW حداکثر می‌تواند راندمانی در حدود ۱۶/۵ درصد داشته باشد در حالی که یک توربین با توان 268MW در شرایط مشابه و سیکلهای یکسان می‌تواند با راندمانی در حدود ۳۷ درصد کار کند که این اختلاف در راندمان دو سیکل خود نشان دهنده تأثیر مهم این آیت می‌باشد. در جدول زیر به بررسی مشخصات توربین‌های گازی اعم از مدل، شرکت سازنده، توان اسمی و راندمان پرداخته‌ایم تا هر چه بیشتر بتوانیم تأثیر توان اسمی را بر راندمان نشان دهیم.

جدول ۳-۱: مشخصات توربینهای ساخت کمپانی های مختلف [15]

MODEL	COMPANY	POWER	EFFICIENCY
SIA-02	KAWASAKI Heavy Industries	0.2	16.5
M1A-01	KAWASAKI Heavy Industries	1.2	20.9
M1A-23	KAWASAKI Heavy Industries	2.2	26.2
Centaur 40 & 40s	Solar	3.5	27.9
Typhoon	European Gas Turbines	4.2	29.9
Typhoon	European Gas Turbines	4.9	30.6
CX501-KN7	Centrax Gas Turbine	5.6	31.0
Taurus 70 & 70s	Solar	6.3	31.3
Tempest	Stewart and Stevenson	7.5	31.4
Tempest	Alstom"	7.9	32
TG7	FIAT-TTG	8.6	32.5
Mars 90 & 90s	Solar	9.3	33.7
OGT15000	MashpromiOrenda	17.1	34.2
LM2500 PE	KV AERNER ENERGY AS	22.2	34.5
RLM2500+	European Gas Turbines	27.0	35
RLM5000	European Gas Turbines	35.1	35.2
LM6000PC	General Electric	43.9	35.7
TG20B11I12	Fiat Avio Power Division	47.8	36
251BII	Parsons Power Generation	49.2	36.5
PG6101	John Brown Engineering	70.1	36.7
V84.2	Ansaldo Energia	109.0	36.9
MW-701	MITSUBISHI Heavy Industries	130.5	36.9
V94.2	Ansaldo Energia	159.0	37
GT24	Alstom"	171.0	37.2
V94.2A	SiemensW estinghouse	190.0	37.5
V94.3	Ansaldo Energia	222.0	37.6
50IG	MITSUBISHI Heavy Industries	230.0	38
GT26	Alstom"	268.0	38.2

برای مشخص نمودن تأثیر توان اسمی توربین های گازی بر راندمان آنها به ترسیم نموداری مرتبط با همین موضوع پرداخته شده است.

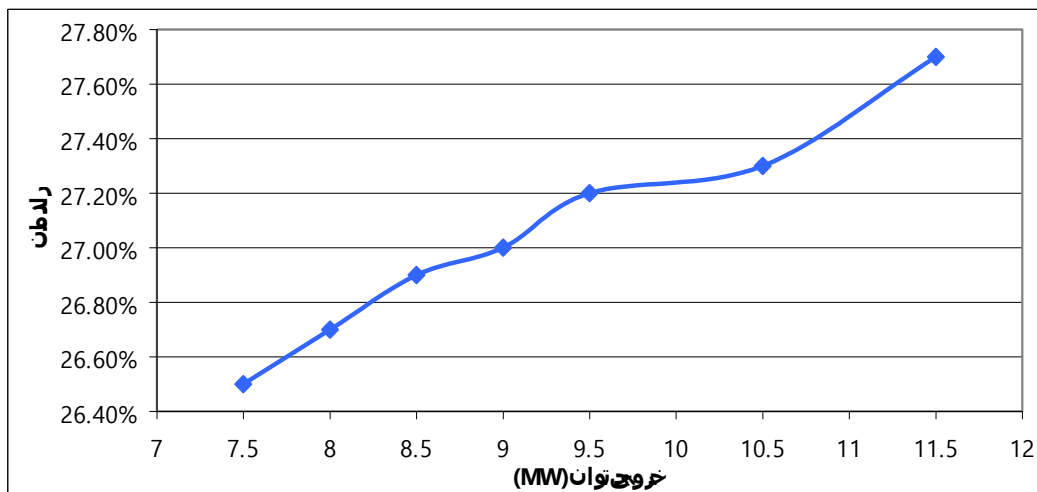


نمودار ۳-۲۶: تأثیر توان اسمی بر راندمان کاری توربین های گازی

همانطور که در این نمودار مشخص است، هر چه میزان توان اسمی توربین بیشتر باشد، راندمان کاری آن نیز افزایش می‌باشد. با توجه به نقاط ابتدایی و انتهایی این نمودار مشخص می‌شود که توربین گازی با توان خروجی  $0.2 \text{ MW}$  دارای راندمان ۱۶ درصد است و این در حالی است که توربین با توان خروجی  $300 \text{ MW}$  راندمانی در حدود ۳۷ درصد خواهد داشت که این خود از اختلاف ۲۱ درصدی در میزان راندمان سیکل‌های این ۲ نوع توربین گازی خواهد داشت. این مقایسه بیانگر این واقعیت مهم است که انتخاب نوع توربین گازی با توان اسمی مشخص می‌تواند تأثیر بسزایی بر راندمان کاری سیکل توربین گاز بگذارد.

پالایشگاه گاز خانگیران دارای ۳ توربین گازی با توان خروجی  $7.5 \text{ MW}$  می‌باشد. با توجه به این موضوع که عمر کاری حدوداً ۲۵ سال از راه اندازی آنها می‌گذرد و لزوم تعویض این توربین‌ها در سالهای آینده احساس خواهد شد، بررسی مقایسه‌ای بین توربین‌های گازی مختلف و توان اسمی آنها در انتخاب توربین‌های آینده ضروری به نظر می‌رسد. با بررسی توربین‌های گازی پالایشگاه خانگیران به این نکته خواهیم رسید که مجموع توان اسمی توربین‌های گازی خانگیران در حدود  $22.5 \text{ MW}$  می‌باشد که توسط ۳ توربین گازی  $7.5 \text{ MW}$  بدست می‌آید. توان مجموع  $22.5 \text{ MW}$  به گونه‌ای است که می‌توان این مقدار را توسط ۲ توربین گازی  $11.5 \text{ MW}$  نیز تأمین نمود.

در نمودار ۲-۲۷ به مقایسه راندمان کاری توربین‌های گازی با توان اسمی  $7.5 \text{ MW}$  تا  $11.5 \text{ MW}$  پرداخته شده است.



نمودار ۳-۲۷: مقایسه راندمان کاری توربین های گازی با توان اسمی 7.5 MW تا 11.5 MW

همانطور که در نمودار بالا مشهود است استفاده از توربین گازی با توان اسمی 11.5 MW به جای توربین با توان 7.5 MW باعث افزایش راندمان در حدود 1.2 درصد خواهد شد که با توجه به راندمان پایین توربین های گازی می تواند افزایش با ارزشی به شمار آید. استفاده از ۲ توربین گازی 11.5 MW به جای ۳ توربین 7.5 MW علاوه بر افزایش میزان راندمان باعث کاهش مصرف هزینه ها از جمله هزینه های خرید و نصب اولیه و همچنین تعمیر و نگهداری خواهد شد. استفاده از ۲ توربین گازی با توان اسمی 11.5 MW به جای ۳ توربین 7.5 MW هر چند باعث افزایش راندمان سیکل کاری و کاهش راه اندازی و همچنین تعمیر و نگهداری خواهد شد، ولی می تواند باعث کاهش انعطاف پذیری<sup>۵۴</sup> سیستم گردد. به عبارت دیگر استفاده از ۳ توربین گازی به جای ۲ توربین گازی می تواند قدرت عمل سیستم را افزایش داده و باعث کاهش ریسک تولید توان برای واحد صنعتی حساس و مهم پالایشگاه گاز خواهد شد.

در پایان این فصل میتوان به این نتیجه مهم دست یافت که بر اساس نتایج حاصله مهمترین و عملی ترین راهکار برای افزایش راندمان توربینهای گازی خانگیان سرمایه های ورودی میباشد که در فصول بعدی به بررسی روشهای متفاوت زرمایش پرداخته خواهد شد.

<sup>54</sup> flexibility

## فصل چهارم

**بررسی اثر سیستم مدیای تبخیری بر راندمان**

**توربینهای گازی خانگی**

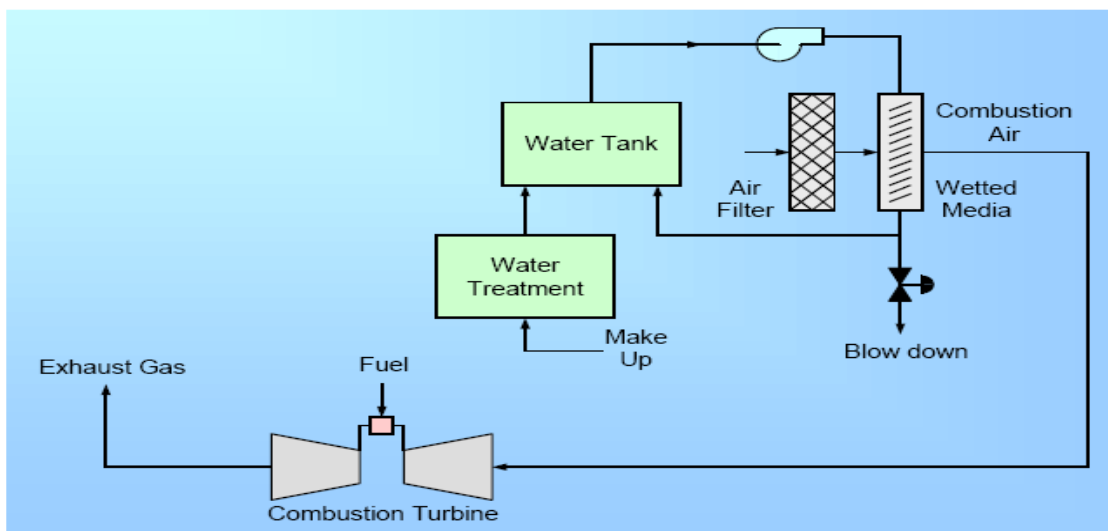
**(Evaporative Media)**

این سیستم یکی از روشهای خنک کردن هوای ورودی توربین گاز می باشد که اساس آن بر مبنای سرمایش تبخیری میباشد. عملکرد این سیستم بسیار شبیه به کولر آبی میباشد، به این صورت که سرمایش در این روش از پاشش آب بر روی یک سری سلولهای فایبرگلاس<sup>۵۵</sup> (شبیه لانه زنبور) و تبخیر آب پاشیده شده بر روی آنها بوجود می آید. با پاشیدن آب روی این سلولها و مرطوب کردن آنها می توان با استفاده از تبخیر سطحی آب سرمایش ایجاد کرد. هر چه سطوح تماس آب و هوا زیادتر باشد تبخیر سطحی سریعتر و بیشتر صورت خواهد گرفت. انتخاب این سلولها به صورت مارپیچ و به صورت لانه زنبوری دقیقاً به منظور افزایش سطح تماس آب و هوا صورت گرفته است. حداکثر راندمان اشباعی که توسط این سیستم ایجاد می شود ۹۵٪ می باشد. سلولهای مدیا را در خارج و داخل اتاق فیلتر می توان قرار داد. چنانچه سیستم خنک کننده مدیا در خارج از اتاق فیلتر قرار گیرد خاصیت شویندگی هوا را بر عهده خواهد داشت و بنابراین هوای تمیزتری از فیلترها عبور کرده که این باعث افزایش عمر فیلترها می گردد. در عوض شستشوی سلولهای مدیا و همچنین تعویض آنها باید سریعتر انجام گیرد. در هر حال باید توجه داشت که غالباً این سیستم در داخل اتاق فیلتر نصب می گردد. خطر ورود قطرات آب و همچنین اشیاء خارجی به داخل کمپرسور در صورت استفاده از سیستم مدیا و نصب آن در خارج از اتاق فیلتر کاهش می یابد، زیرا اولاً افشانک های پاشش آب به تعداد کم بوده و فشار کارکرد آنها نیز کم است و ثانیاً به علت اینکه فشار پاشش زیاد نیست قطره آب وجود ندارد و تنها سطوحی از آب درون سلول های مدیا تشکیل می شود.

در شکل زیر یک سیستم مدیا نشان داده شده است.

<sup>55</sup> Fiber Glass





شکل ۴-۱: نمای شماتیک سیستم مدیا تبخیری (Evaporative Media)

فاکتورهای مهم در هنگام انتخاب این روش و مزایا و معایب این سیستم عبارتند از:

- ۱- فضای اشغال شده توسط این سیستم از ابروآشر<sup>۵۶</sup> کمتر است، پس در صورت نصب در بیرون اتاق فیلتر در جاهایی استفاده می شود که فضای کمتری در جلوی اتاق فیلتر در دسترس است.
- ۲- در مناطق خشک بکار برده می شود زیرا وابستگی شدیدی به رطوبت نسبی دارد.
- ۳- افت فشار این سیستم از سیستم های دیگر نسبتاً زیادتر است.
- ۴- مصرف برق این سیستم نسبتاً کم است. (به علت عدم نیاز به پاشش آب با فشار زیاد)
- ۵- آب با کیفیت بسیار بالا مورد نیاز نیست ولی در هر حال مصرف آب مقطر ترجیح دارد.
- ۶- عملیات نگهداری زیادی لازم دارد (تعویض سلولها به صورت دوره ای)
- ۷- هزینه نصب سیستم نسبت به سایر سیستمهای تبخیری بیشتر است.
- ۸- زمان خواب توربین در صورتیکه سیستم در داخل اتاق فیلتر نصب شود قابل ملاحظه است.
- ۹- تغییر ساختار اتاق فیلتر برای نصب این سیستم زیاد است.
- ۱۰- راندمان اشباع این سیستم حدود ۸۷٪ می باشد

<sup>56</sup> Air Washer

## ۲-۴- تشریح عمومی سیستم خنک کننده تبخیری مدیا (Evaporative Media) [16]

همانطور که در پیشتر اشاره شد سیستم مدیا از صفحاتی به شکل مارپیچ یا لانه زنبوری تشکیل شده است که با عبور آب از روی آنها و از طرف دیگر عبور هوا خنک کاری انجام می شود. جنس این صفحات عموماً از سلولز و فایبرگلاس هستند. شکل زیر نمایی از یک سیستم مدیا را نشان می دهد که در آن پمپ سیرکولاتور آب را از مخزن به مانیفولد پخش می برد، سپس آب روی پد پخش کننده می ریزد و از آنجا به روی صفحه مدیا تراوش می کند. در همین زمان هم هوا از روی مدیا عبور می کند.

برخی از عواملی که باعث می شوند ذرات آب در هوای ورودی به کمپرسور باقی بمانند به صورت زیر است که البته به آسانی قابل رفع می باشند:

۱- نصب غیر صحیح مدیا: معکوس یا در خلاف جهت نصب شود.

۲- مدیای آسیب دیده شده: معمولاً وقتی به مدیا آسیب وارد می شود که سیستم از جای خود به دلیلی جا به جا شده باشد و آن را دوباره نصب کنند. رایج ترین آسیب در سایت این است که لبه ها و اطراف سیستم تحت فشار باشند که اغلب منجر به این می شود که ترک هایی در مقاطع مختلف سیستم به وجود می آید.

۳- مدیا در مقابل گره ها آب بندی<sup>۵۷</sup> نشده باشد:

مدیا باید به طور محکمی در مقابل گره ها و نگهدارنده های مدیا در بالا و طرف پایین دست خنک کن آب بندی شود.

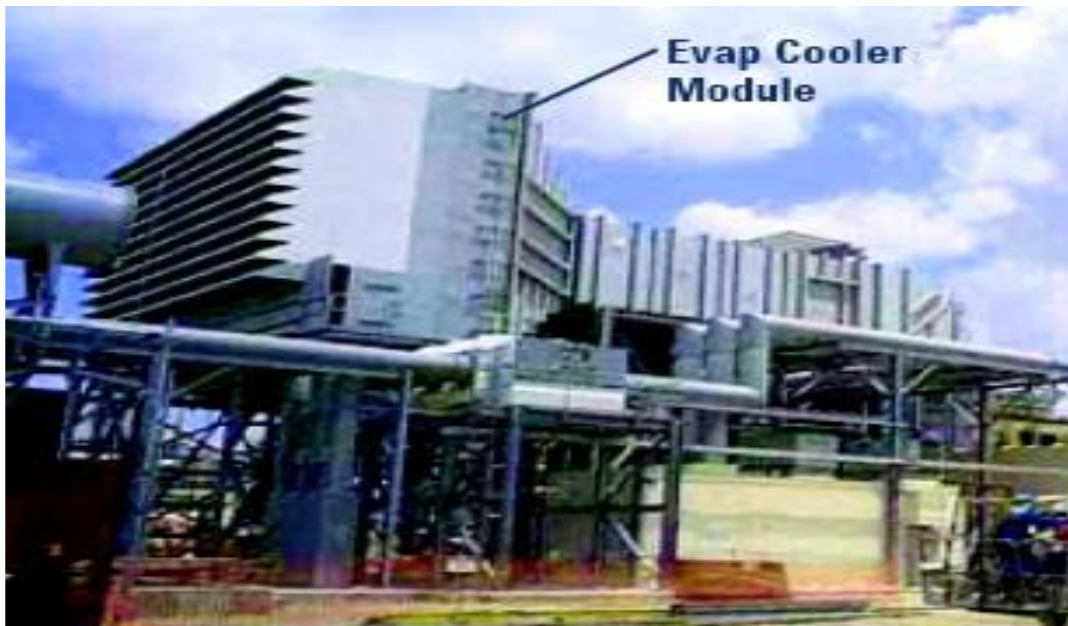
۴- پخش نامنظم و متغیر آب از هدر:

گرفتگی منفذهای پخش کننده آب و توزیع نامطلوب باعث می شود که آب به مقدار زیادی به نواحی از سیستم مدیا برسد که نباید برسد.

<sup>57</sup> Seal

اگر انتقال ذرات آب به داخل هوای ورودی کمپرسور به هر نحوی اتفاق بیفتد، می تواند بر روی پره های کمپرسور راهنمای ورودی تیغه ها و سطح داکت ورودی رسوب ایجاد شود.

شکل زیر یک سیستم مدیای واقعی را نمایش می دهد.

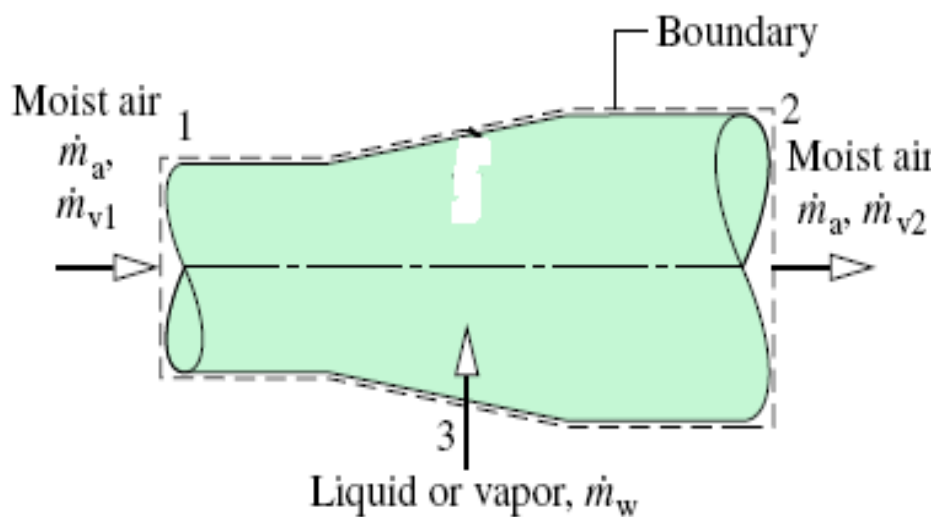


شکل ۴-۲: نمای شماتیک یک سیستم نصب شده

#### ۴-۳- بررسی حجم کنترل و آنالیز اگزرژی سیستم سرمایش تبخیری مدیا [17]

در این بخش به بررسی آنالیز اگزرژی سیستم سرمایش تبخیری بر پایه قوانین بقای جرم و بقای انرژی در حجم کنترل میپردازیم. همانطور که در فرآیند سیستمهای سرمایش تبخیری مشخص است در این سیستم ها هوا با شرایط محیط اعم از دما و رطوبت نسبی محیط وارد سیکل کاری میگردد، در ادامه فرآیند ذرات آب به این جریان تزریق میگردد. در ادامه آب تزریق شده به جریان تبخیر میگردد که گرمای مورد نیاز تبخیر

از جریان هوا تامین میگردد و باعث کاهش دمای هوای جریان میگردد. در انتها شرایط خروجی جریان به گونه ای است که دمای آن از دمای ورودی جریان کمتر است در حالی که رطوبت نسبی آن با افزایش آب افزایش زیادی نموده است. در شکل زیر چگونگی عبور جریان از درون حجم کنترل آمده است:



شکل ۳-۴: حجم کنترل سیستم تبخیری

برای بررسی آنالیز انرژی و حجم کنترل سیستم های سرمایش تبخیری مطابق شکل بالا باید در ابتدا معادلات موازنه جرم و موازنه انرژی را بنویسیم.

### ۳-۴-۱- موازنه جرم حجم کنترل

آنالیز موازنه جرم سیستم مه پاشی بر مبنای شکل ۳-۴ به ۲ بخش جرم هوای خشک و میزان جرم آب موجود در آن تقسیم میگردد که بر این مبنا موازنه جرم هوای خشک به صورت زیر میباشد:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \quad (1-4)$$

که در معادله بالا  $\dot{m}_{a1}$  و  $\dot{m}_{a2}$  به ترتیب جرم هوای خشک در ورود و خروج حجم کنترل میباشد و برای سادگی این دو جرم با  $\dot{m}_a$  مشخص میگردد. همچنین معادله موازنه آب موجود در هوا به صورت زیر میباشد:

$$\dot{m}_{v1} + \dot{m}_w = \dot{m}_{v2} \quad (2-4)$$

که در معادله بالا  $\dot{m}_{v1}$  و  $\dot{m}_{v2}$  به ترتیب جرم آب در ورود و خروج حجم کنترل و  $\dot{m}_w$  جرم آب تزریقی میباشد. برای بدست آوردن جرم آب در ورود و خروج حجم کنترل و همچنین جرم آب تزریقی از معادلات زیر استفاده میگردد.

$$\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a \quad (3-4)$$

$$\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a \quad (4-4)$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1) \quad (5-4)$$

که با توجه به آب تزریقی از نقطه ۳ بایستی میزان  $\omega_2$  بیشتر از  $\omega_1$  باشد.

#### ۴-۳-۲- موازنه انرژی حجم کنترل

برای موازنه انرژی حجم کنترل سیستم مه پاشی باید قانون اول ترمودینامیک را بین نقاط ۱ و ۲ یعنی در ورود و خروج جریان هوا بنویسیم.

$$\dot{W}_{cv} = \dot{Q}_{cv} + \dot{m}_1 \left( h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right) - \dot{m}_2 \left( h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right) + \dot{m}_w h_w \quad (6-4)$$

با توجه به عدم انجام کار و همچنین عدم وجود انرژی جنبشی و پتانسیل معادله بالا به شکل زیر در می آید:

$$0 = \dot{Q}_{cv} + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_w h_w \quad (7-4)$$

که در معادله بالا  $\dot{m}_1$  و  $\dot{m}_2$  و  $\dot{m}_w$  به ترتیب جرم ورودی نقاط ۱ و ۲ و آب تزریقی میباشد. با توجه به تقسیم جرمهای ورودی و خروجی به ۲ جرم هوای خشک و جرم آب موجود در آن معادله بالا به صورت زیر در می آید.

$$0 = \dot{Q}_{cv} + (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{v1}) + \dot{m}_w h_w - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{v2}) \quad (8-4)$$

که در معادله بالا  $h_{a1}$  و  $h_{v1}$  و  $h_{a2}$  و  $h_{v2}$  به ترتیب آنتالپی هوا و آب در نقطه ۱ و آنتالپی هوا و آب در نقطه ۲ و  $h_w$  آنتالپی آب تزریقی میباشد.

با توجه به اطلاعات موجود در جدول بخار و یا استفاده از نمودار مولیر برای آب این واقعیت مشخص میگردد که آنتالپی بخار آب سوپرهیت در فشار پایین بسیار نزدیک به آنتالپی گاز ایده آل در همان دما است که در معادله زیر بیان شده است:

$$h_v \approx h_g(T) \quad (9-4)$$

با جایگزینی آنتالپی بخار فشار پایین با آنتالپی گاز ایده آل در دماهای  $T_1$  و  $T_2$  معادله موازنه انرژی برای سیستم سرمایه‌ش تبخیری به صورت زیر در می‌آید:

$$0 = \dot{Q}_{cv} + (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{g1}) + \dot{m}_w h_w - (\dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{g2}) \quad (10-4)$$

همچنین با توجه به تعاریف  $\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$  و  $\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$  برای جرم آب موجود در هوا موازنه انرژی به صورت زیر در می‌آید:

$$0 = \dot{Q}_{cv} + \dot{m}_a (h_{a1} + w_1 h_{g1}) + \dot{m}_w h_w - \dot{m}_a (h_{a2} + w_2 h_{g2}) \quad (11-4)$$

سرانجام معادله موازنه انرژی با استفاده از معادله  $\dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1)$  به صورت زیر در می‌آید:

$$0 = \dot{Q}_{cv} + \dot{m}_a \{ (h_{a1} - h_{a2}) + w_1 h_{g1} + (w_2 - w_1) h_w - w_2 h_{g2} \} \quad (12-4)$$

چون گرمای خروجی برحجم کنترل وارد نمیگردد در نتیجه  $\dot{Q}_{cv}$  برابر صفر در نظر گرفته میشود.

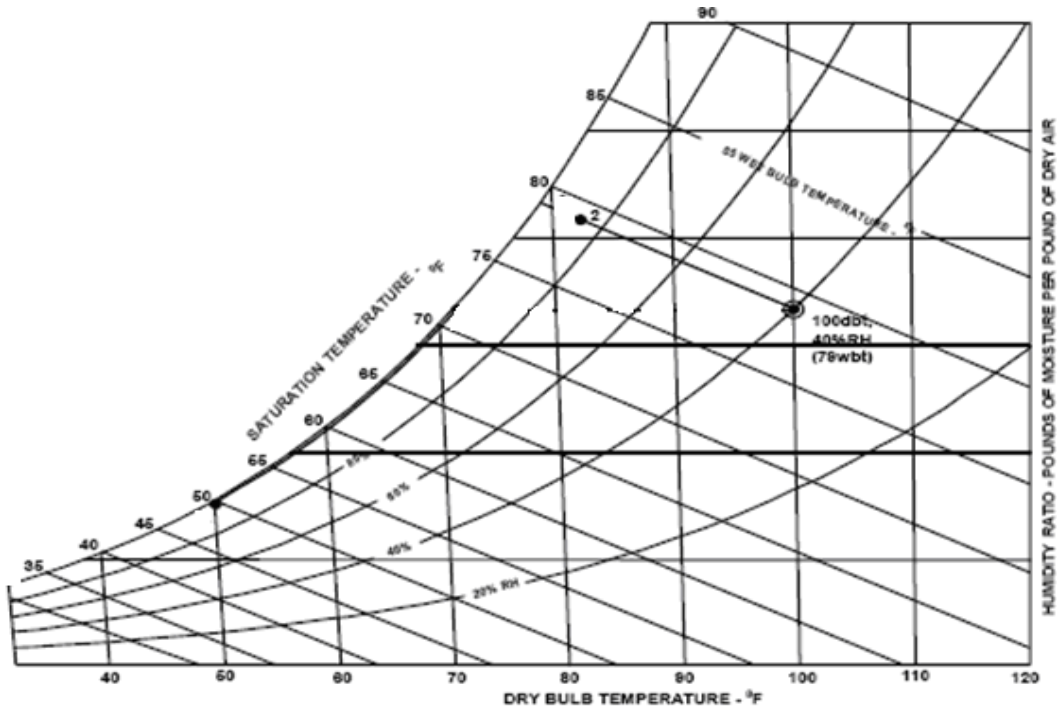
$$0 = \dot{m}_a \{ (h_{a1} - h_{a2}) + w_1 h_{g1} + (w_2 - w_1) h_w - w_2 h_{g2} \} \quad (13-4)$$

لازم به ذکر است که در معادله بالا ۲ آیت  $h_{a2}, h_{g2}$  مجهول میباشند و این در حالی است که هر دوی این مجهولات تابعی از دمای خروجی یعنی  $T_2$  میباشند. با نوشتن برنامه ای توسط نرم افزار EES میتوان با فرض اولیه ای برای  $T_2$  مقادیر واقعی  $h_{a2}, h_{g2}$  را محاسبه نمود که در اینصورت مقدار واقعی  $T_2$  که همان دمای هوای سرد شده میباشد بدست خواهد آمد.

لازم به یادآوری است که در این پایان نامه محاسبه دمای هوای سرد شده برای تمام روشهای سرمایه‌ش تبخیری از جمله سیستم تبخیری مدیا و سیستم مه پاشی (fogging) به روش بالا صورت گرفته است.

#### ۴-۴- عملکرد سیستم مدیا [18]

مسیری که در فرآیند سایکومتري نشان داده شده است بر روی خط حباب خيس و آنتالپی ثابت اتفاق می افتد. به طور کلی در سیستم های خنک کننده تبخیری آب در معرض جریان هوا قرار داده می شود و هوای گرم حرارتش را به آب مایع می دهد و آب را به صورت بخار در می آورد. هنگامی که گرمای هوا به آب انتقال می یابد دمای هوا در طول خط ثابت دمای حباب تر کاهش می یابد (آنتالپی ثابت، بدون گرفتن یا از دست دادن گرما)، در همین زمان است که رطوبت افزایش می یابد. این در فرایند خط ۱ به ۲ برای سیستم مدیا با ۸۵ درصد کارایی مشهود است.



شکل ۴-۴: نمایش سیستم مدیا بر روی نمودار سایکومتريک

عموماً خنک کننده های تبخیری کارایی<sup>۵۸</sup> در حدود ۸۵ تا ۹۰ درصد دارند که بدین صورت محاسبه می شود:

$$\text{Effectiveness} = (T_{1DB} - T_{2DB}) / (T_{1DB} - T_{2WB}) \quad (13-4)$$

<sup>58</sup> Effectiveness

که در آن  $T_{IDB}$  دمای حباب خشک هوای ورودی و  $T_{2DB}$  دمای حباب خشک هوای خروجی و  $T_{2WB}$  دمای حباب تر هوای خروجی است.

در واقع کارایی ثابتی است که مشخص میکند که در سیستم مورد نظر چقدر دمای حباب خشک توانایی نزدیک شدن به دمای حباب خیس را دارد.

افت واقعی دما<sup>۵۹</sup> تابعی وابسته به شرایط طراحی شده تجهیزات سیستم و شرایط آب و هوای محیط است که با فرض کارایی ۸۵ درصد از رابطه زیر به دست می آید:

$$ATDB(\Delta T) = 0.85(T_{IBD} - T_{1WB}) \quad (۱۴-۴)$$

چهار موضوعی که باید در ملاحظات طراحی در نظر گرفته شوند عبارتند از سرعت هوای عبوری از روی سیستم، نرخ تراوش یا توزیع آب به روی سیستم، افت فشار هوا در سیستم و سطح موثر خود سیستم.

این عوامل دارای محدودیت هایی بر حسب شرایط نصب، راندمان، امکانات و ... هستند، بنابراین باید در بازه ای خاص قرار داشته باشند. محدودیت ها از این قرارند:

سرعت هوای عبوری از روی سیستم باید بین 1.1 تا 3.1 متر بر ثانیه باشد که نقش مهمی در ایجاد افت فشار دارد.

$$1.1 \text{ m/s} < \text{سرعت هوای عبوری از روی سیستم} < 3.1 \text{ m/s}$$

نرخ تراوش یا توزیع آب به روی سطح سیستم باید بین 0.7 تا 2 لیتر بر ثانیه بر هر متر مربع از سطح در نظر گرفته شود.

$$0.7 \text{ L/S.m}^2 < \text{نرخ تراوش یا توزیع آب به روی سطح سیستم} < 2 \text{ L/S.m}^2$$

افت فشار باید کمتر از 250 پاسکال باشد.

$$\text{افت فشار} > 250 \text{ Pa}$$

---

<sup>59</sup> Actual Temperature Drop



#### ۴-۵- سطح موثر

سطح موثر<sup>۶۰</sup> سیستم حداقل سطح لازمی است که آب از روی آن باید عبور کند. مثلاً اگر سیستم را به شکل لانه زنبوری بسازند فضاهای خالی دیگر جزء سطح موثر نیستند. این مقدار از رابطه زیر به دست می آید:

$$S_{\text{effective}} = (\dot{m}_{\text{water}} [\text{Lit/S}]) / (\text{water distribution rate} [\text{lit/s m}^2]) \quad (۴-۱۵)$$

دبی آب باید بر حسب لیتر بر ثانیه و نرخ توزیع آب هم بر حسب لیتر بر ثانیه بر متر مربع باشد.

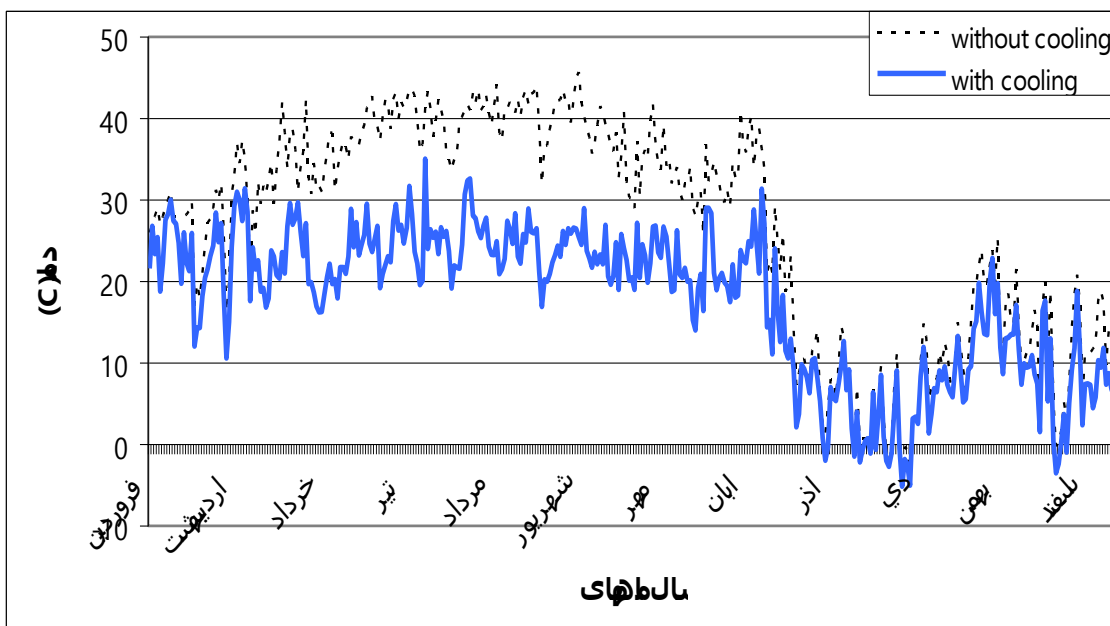
#### ۴-۶- بررسی استفاده از روش مدیا تبخیری بر راندمان سیکل توربین گازی پالایشگاه

##### خانگیران

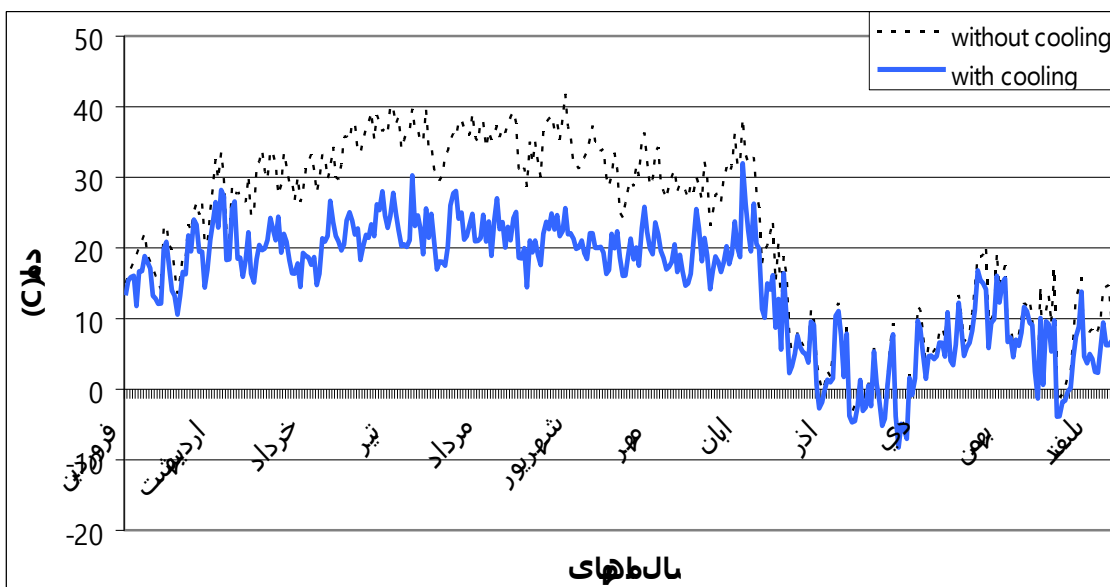
همانطور که قبلاً نیز اشاره شد، از مهمترین عوامل تأثیرگذار بر راندمان سیکل توربین گازی دمای هوای ورودی به کمپرسور می باشد. یکی از روشهای مؤثر مورد استفاده برای کاهش دمای هوا، روش مدیا می باشد. همانطور که در تشریح روش بیان شد، این روش بر مبنای استفاده از تبخیر برای تولید سرمایش ابداع گردیده است. استفاده از این روش می تواند در کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور موثر بسیار واقع گردد، در نمودارهای زیر به مقایسه دمای هوای ورودی در شرایط بدون سرمایش و با استفاده از روش Media برای دو قسمت روز و شب پرداخته شده است.

---

<sup>60</sup> Effective Surface



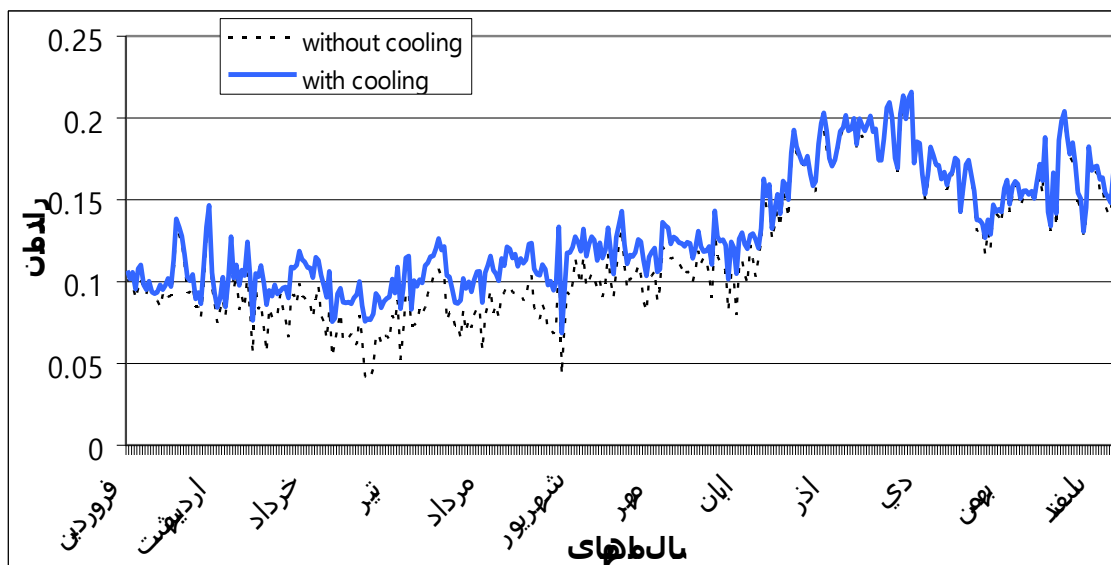
نمودار ۴-۱: مقایسه میزان کاهش دمای روز با استفاده از روش Media



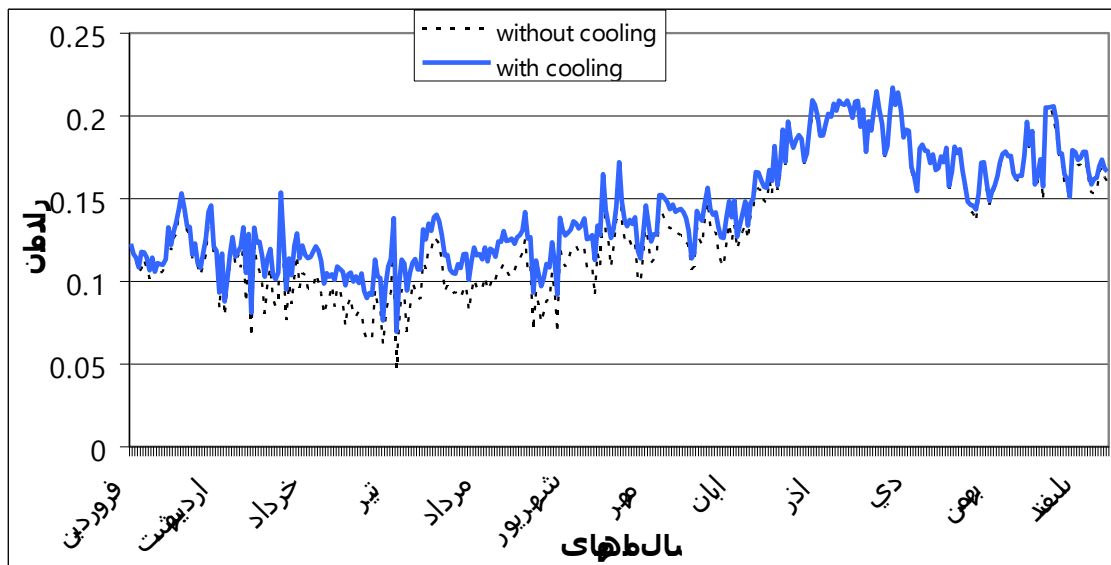
نمودار ۴-۲: مقایسه میزان کاهش دمای شب با استفاده از روش Media

با مشاهده این نمودارها مشخص می‌گردد که با استفاده از روش Media می‌توان به کاهش دمای هوای ورودی تا حداکثر ۱۶ درجه سانتی‌گراد دست یافت. با بررسی نمودارهای فوق می‌توان به این نکته مهم رسید که استفاده از سیستم Media در ماههای گرم سال که میزان رطوبت هوا کم می‌باشد بسیار مؤثرتر

از ماههای سرد سال است که این بدلیل میزان بالاتر رطوبت هوادر این ماهها می باشد. در بررسی کلی این نمودارها می توان به این نتیجه رسید که استفاده از روش Media برای ۹ ماه اول سال مفید خواهد بود و این روش توانایی افزایش راندمان سیکل توربین گازی را در بیشتر اوقات سال خواهد داشت. کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از روش Media موجب افزایش راندمان سیکل توربین گازی خواهد شد که در نمودار زیر این میزان افزایش راندمان ترسیم گردیده است.



نمودار ۴-۳: مقایسه میزان افزایش راندمان در روز با استفاده از روش Media



نمودار ۴-۴: مقایسه میزان افزایش راندمان در شب با استفاده از روش Media

با مقایسه راندمان حالت سرمایش با استفاده از روش Media در حالت بدون سرمایش به این نتیجه خواهیم رسید که استفاده از روش Media می‌تواند راندمان سیکل کاری را در بعضی از روزهای سال تا میزان ۳ درصد افزایش دهد. هر چند روش Media در ماههای سرد سال کارایی چندانی ندارد، اما استفاده از روش Media می‌تواند موجب افزایش راندمان مناسبی در طی ماههای مختلف سال گردد.

لازم به ذکر می‌باشد به طور کلی روشهای سرمایش دمای هوای ورودی برای طول روز عملکرد بهتری نسبت به طول شب دارد و همه روشهای سرمایش موجب عملکرد بهتری برای طول روز خواهند شد. با توجه به این نکته مهم می‌توان این مورد را در روش سرمایش Media نیز مشاهده نمود به طوریکه افزایش راندمان در طول روز با استفاده از این روش مقدار بیشتری خواهد بود. هر چند این روش در ماههای سرد سال کارایی خود را از دست می‌دهد و یا حداقل کارایی آن کاهش می‌یابد ولی بدلیل افزایش راندمان در ماههای گرم سال این روش قابل توجه به نظر می‌رسد.

## فصل پنجم

**خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور بوسیله**

**ایجاد توده مه (Fogging System)**

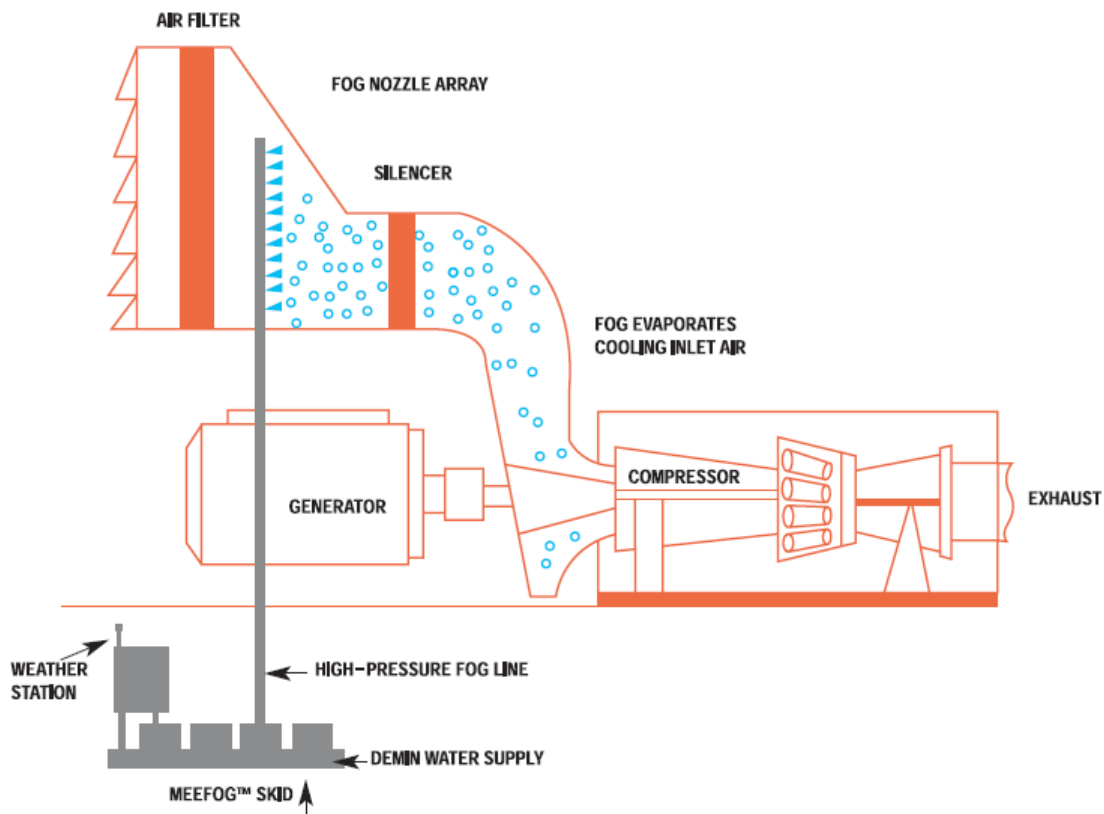
## ۵-۱- معرفی سیستم

سیستم‌های ایجاد توده مه بوسیله پاشش آب با فشار بالا برای خنک‌کاری هوای ورودی به توربین گاز و در نتیجه افزایش توان خروجی آن از دهه ۱۹۸۰ تا به حال استفاده می‌شود. اخیراً این تکنولوژی برای توربین‌های گاز صنعتی که دارای بازده بالایی هستند و از نظر سایز نیز بزرگ می‌باشند اعمال شده است. پره‌های کمپرسورهای موجود در حال حاضر از تکنیک بسیار پیشرفته آیرودینامیکی استفاده می‌کنند که این خود منجر به افزایش بسیار بالای بازده کمپرسور می‌شود. وجود هرگونه آب آزاد در جریان ورودی می‌تواند باعث ایجاد تخلخل در پره‌های کمپرسور شود، بنابراین ورود مقدار این آب باید به حداقل ممکن برسد. یک نوع سیستم که برای یک توربین گاز با شماره W510FD به کار رفته بصورت زیر توصیف شده است [19]:

آب تصفیه شده و سختی‌زدایی شده از طریق یک سری مانیفولدهای توزیع آب به داخل نازلها رفته و از آنجا به داخل هوا تزریق می‌گردد.

اکثر ذرات تولیدی با این شیوه دارای ذراتی با قطر حداکثر ۲۰ میکرون و یا کمتر می‌باشد. مانیفولدها طوری در داخل داکت نصب شده‌اند بطوریکه بیشترین طول ممکن را دارند تا بدین ترتیب بتوانیم به تبخیر کامل بدون زیادکردن طول داکت برسیم. نرخ آب تزریقی بوسیله دستگاه‌های اندازه‌گیری از طریق مقایسه بین دمای تر و خشک هوای ورودی و دمای خشک ورودی به کمپرسور کنترل می‌گردد.

این سیستم دارای پمپ‌های با سایزهای متفاوت می‌باشد که برای افزایش دبی تا حد 2GPM بکار می‌رود. حد کنترلی سیستم از ۲ به ۳/۵ درجه فارنهایت اختلاف بین دمای ورودی به کمپرسور و دمای اشباع (تر) هوای ورودی است. علت آن کم‌کردن تعداد پمپ‌های در حال کار در سیستم برای عدم بروز مشکل می‌باشد. زیرا در صورت زیاد روشن‌بودن پمپ‌ها آنها زودتر دچار خرابی می‌گردند. در شکل زیر نمای شماتیک این سیستم آمده است.



شکل ۵-۱: نحوه استفاده از سیستم مه پاشی (fogging)

همین‌طور که دمای جریان هوای ورودی به دمای اشباع (تر) نزدیک می‌گردد، زمان بیشتری طول می‌کشد تا ذرات آب باقیمانده تبخیر شوند. بنابراین رسیدن به دمای اشباع کامل در رطوبت ۱۰۰٪ بدون اینکه آب اضافی در جریان هوا موجود باشد، غیرممکن به نظر می‌رسد.

یکی از مهمترین مولفه های تاثیر گذار بر سیستمهای سرمایش تبخیری مولفه همگرایی<sup>۶۱</sup> میباشد. تعریف همگرایی به این صورت میباشد که این مولفه از اختلاف دمای خشک و تر یک نقطه بدست می‌آید.

$$\text{approach} = (T_{DB} - T_{WB}) \quad (1-5)$$

انتخاب  $2^{\circ} \text{F}$  approach برای طراحی بدلیل کم کردن و یا کلاً از بین بردن ورود هرگونه آب اضافی<sup>۶۲</sup> بدخل سیستم است. مقدار جریان آب محاسبه شده بر مبنای دمای خشک و تر هوا به عنوان متغیر

<sup>61</sup> Approach  
<sup>62</sup> Over Spray

کنترلی اولیه در طراحی این سیستم اعمال نمی‌شود، زیرا آبی که در داخل درین<sup>۶۳</sup> جمع می‌شود و یا آبی که تبخیر نشده و مستقیماً وارد توربین شده است برای ما سرمایه‌ی صورت نداده است.

مقدار افزایش توان به مقدار خیلی زیادی توسط شرایط هوای ورودی تعیین می‌گردد. مقدار سردسازی قابل دسترسی که همان تفاوت بین دمای تر و خشک هوای ورودی است بروی ضریب تأثیر نیز می‌تواند بیشتر شود. برای مثال در روزی که حداکثر مقدار دمای قابل سردسازی هوا ۱۰ درجه است با یک approach دو درجه‌ای که نقطه قابل کنترلی برنامه‌ریزی شده است در بهترین شرایط می‌توان به حداکثر ضرب تأثیر ۸۰٪ رسید، اما همین سیستم در روزی که اختلاف بین دمای خشک و تر هوای ورودی ۳۰ درجه باشد با همان approach 2 درجه‌ای می‌توان به ضریب تأثیر در حدود ۹۳٪ رسید.

این مطلب بیان‌کننده این نکته است که در نقاطی که در اکثر روزها اختلاف بین دمای خشک و تر هوای کم است و یا به عبارتی دارای رطوبت نسبی بالایی می‌باشد، اگر قرار به استفاده از سیستم‌های تبخیری است بهتر آن است که از سیستم سرمایه‌ی تبخیری استفاده گردد. زیرا همان‌طور که در نمودار شکل زیر مشاهده می‌گردد، مقدار ضریب تأثیر این نوع سیستم در حدود ۸۵٪ برای تقریباً تمام رطوبت نسبی‌ها مقداری ثابت است.

## ۵-۲- ملاحظات اقتصادی [20]

از نظر قیمت سیستم‌های تولید fog نسبت به سیستم‌های سرمایه‌ی تبخیری هم از نظر نصب و هم از نظر عملکرد و تعمیر و نگهداری گرانتر هستند. قیمت نصب معمولاً بین ۴۰ تا ۷۰ دلار به ازای هر کیلووات اضافه تولید تخمین زده می‌شود. البته این رقم تخمینی در بین شرکتهای مختلف متفاوت است. مثلاً شرکت meefog که بزرگترین شرکت طراح و مجری سیستم fog است، حداکثر این رقم را ۲۵ دلار تخمین می‌زند.

---

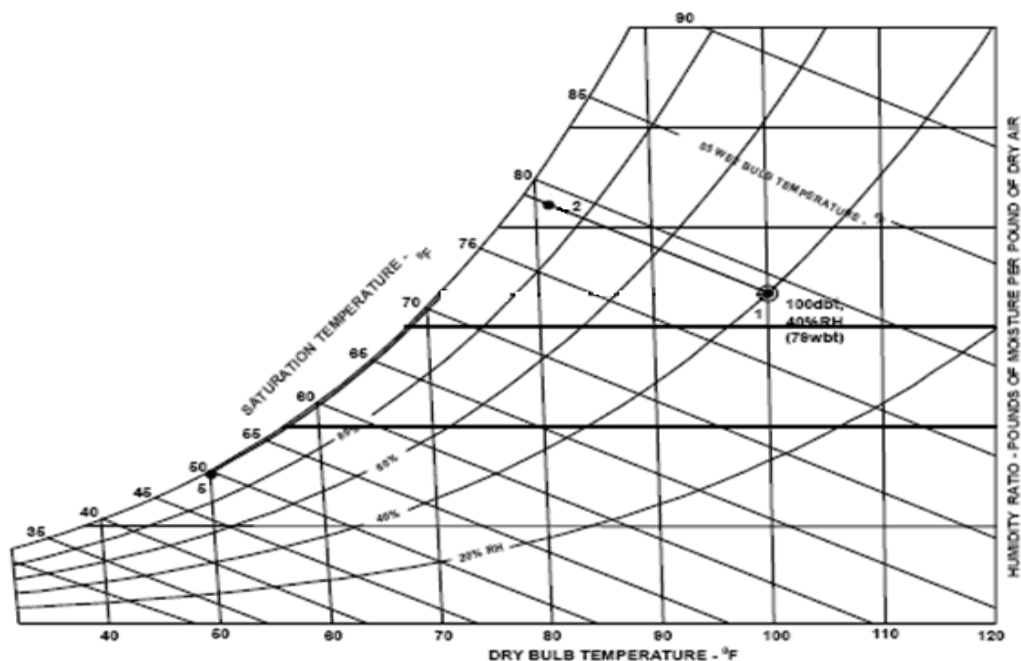
<sup>63</sup>Drain



قیمت کارکرد سیستم می‌تواند پایین باشد، اگرچه که تجهیزات کمکی مورد نیاز نسبت به کولرهای تبخیری بیشتر است.

### ۵-۳- تشریح سیستم fog و چگونگی کاربرد آن [21]

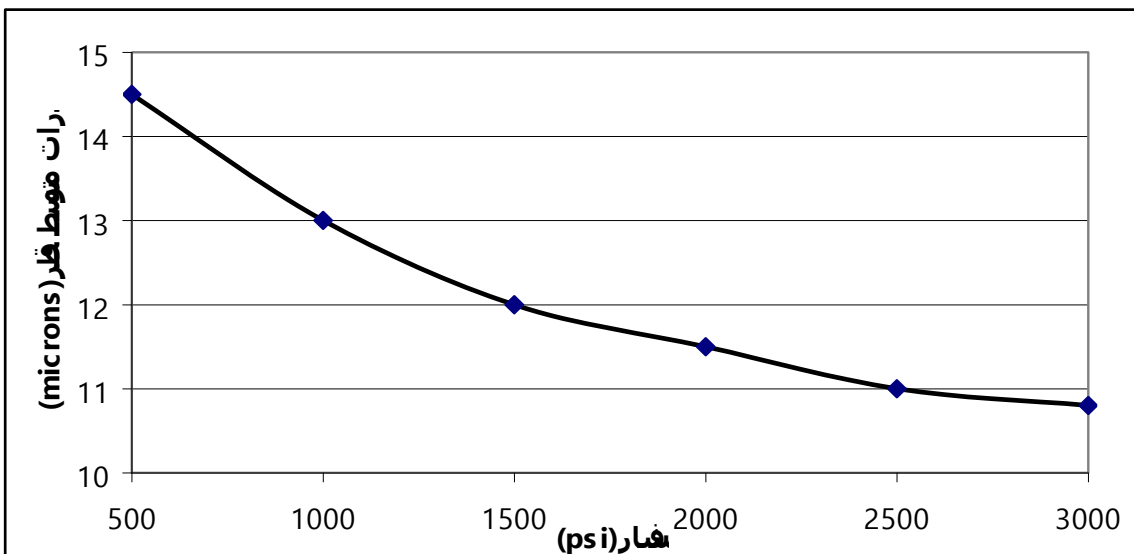
به طور کلی در سیستم های خنک کننده تبخیری آب در معرض جریان هوا قرار داده می شود و هوای گرم حرارتش را به آب مایع می دهد و آب را به صورت بخار در می آورد. هنگامی که گرمای هوا به آب انتقال می یابد دمای هوا در طول خط ثابت دمای حباب تر کاهش می یابد (آنتالپی ثابت، بدون گرفتن یا از دست دادن گرما). در همین زمان است که رطوبت افزایش می یابد. این در فرایند ۱ به ۲ برای سیستم fog مشهود است.



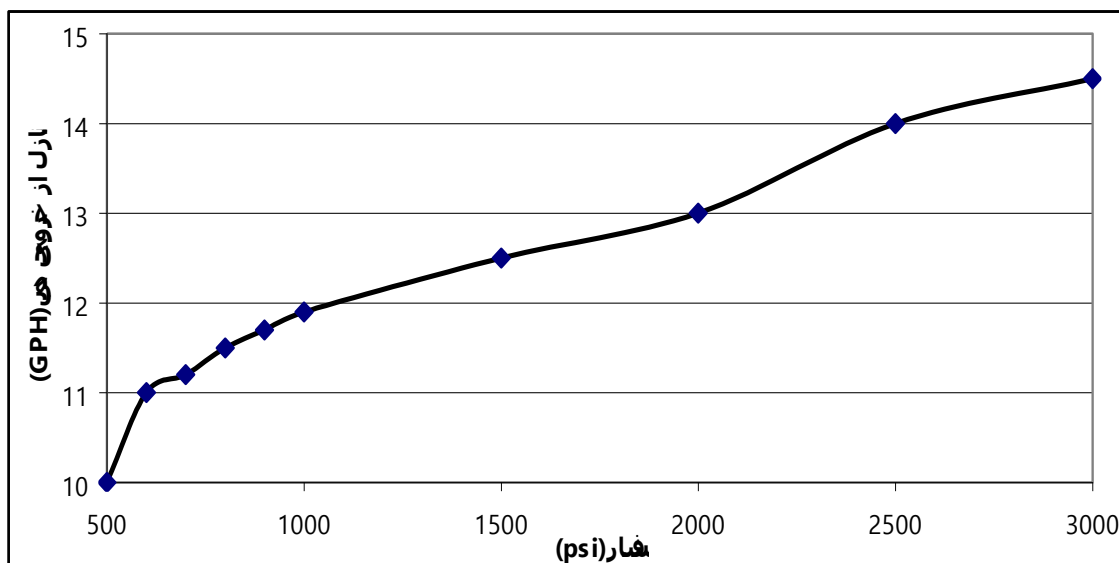
شکل ۵-۲: نمایش کارکرد سیستم fog در نمودار سایکرومتریک

همانطوریکه قبلاً توضیح داده شد، مقدار توان توربین‌های گازی را می‌توان در اثر کم کردن دمای هوای ورودی افزایش داد. در اثر کاهش دما نرخ حرارتی سیکل کم و دبی جرمی افزایش می‌یابد.

در نمودارهای ۱-۵ و ۲-۵ به ترتیب قطر متوسط ذرات خروجی و دبی خروجی از نازل بر حسب فشار نمایش داده شده است.



نمودار ۱-۵: قطر متوسط ذرات مه بر اساس فشار سیستم fog



نمودار ۲-۵: دبی خروجی ذرات مه بر اساس فشار سیستم fog

#### ۴-۵- ملاحظات خوردگی در کمپرسورهای توربین گاز

موضوعی که بطور دائم از سالها پیش در مورد سیستم fog مورد توجه بود، خوردگی پره‌هاست. با تولید fog با ذرات کوچک و بکاربردن آب نرم شده، خوردگی مربوط به پاشش در ورودی هوا قابل توجه نیست. علت این امر این است که پاشش آب باعث افزایش نرخ فشار کلی و بنابراین مانع از ایجاد عوامل برخی خوردگی‌ها می‌شود. هنگامیکه آب تصفیه شده و نرم شده با کیفیت خوب بکار می‌رود، مشکلی از لحاظ رسوب وجود ندارد. در حقیقت fog حالت خودشویی دارد. هنگامیکه fog بکار می‌رود، احتمال چسبیدن غبار موجود در جریان هوا به پره‌ها کمتر می‌شود. این اثر علاوه بر کاهش زمان موردنیاز تعمیرات و شستشو، موجب صرفه‌جویی در شستشوی شیمیایی نیز می‌شود.

سیستم‌های fog فشار قوی همچنین بعنوان تصفیه‌کننده هوای ورودی بطور موفقیت‌آمیز بکار برده شده‌اند. در این کاربرد نازلها در بالادست جریان هوا نصب می‌شوند و ذرات ریز برای جداکردن ذرات گرد و غبار هوا قبل از رسیدن به فیلتر هوا بکار می‌رود. جائیکه این روش بکار می‌رود، کاهش تعداد دفعات تعویض فیلترهای هوا بعنوان یک مزیت عملکردی حاصل شده است.

#### ۵-۵- مکان نازلها در توربین گازی [22]

دو موقعیت برای نصب سیستم fog در ورودی وجود دارد. یکی قبل از دستگاه فیلتر هوا و دیگری بعد از آن است که در بخشهای زیر به تفصیل به آنها پرداخته شده است.

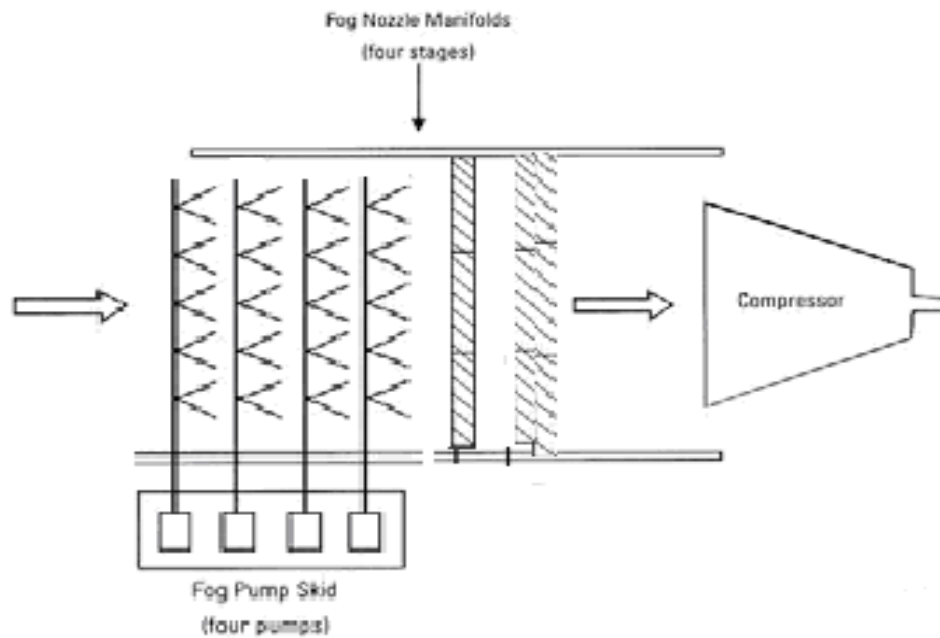
#### ۵-۵-۱- نصب در بالادست جریان<sup>۶۴</sup> نسبت به فیلتر هوا

یکی از مزایای قراردادن مانیفولد نازل fog در بالادست جریان اینست که می‌توان آنرا بدون خارج کردن سیستم از حالت کار نصب کرد. در این مورد فیلتر قطرات fog باید بعد از مانیفولد نصب شود تا قطرات تبخیر نشده fog را جدا کند. فیلتر قطرات به هیچ ذره خنک‌کننده تبخیر نشده اجازه عبور نمی‌دهد و

---

<sup>64</sup> Upstream

معمولاً نصف آب خروجی نازل بوسیله فیلتر جدا می‌شود و بازیافت و استفاده مجدد می‌گردد. این مورد هر چند که قبلاً بکار می‌رفت، اما امروزه کمتر مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این مورد به تعداد نازل بیشتری نیاز است و معمولاً هزینه آن بالاست. نحوه قرارگیری سیستم fog در بالادست جریان در شکل زیر آمده است.



شکل ۵-۳: نحوه قرارگیری مانیفولدها در بالادست جریان

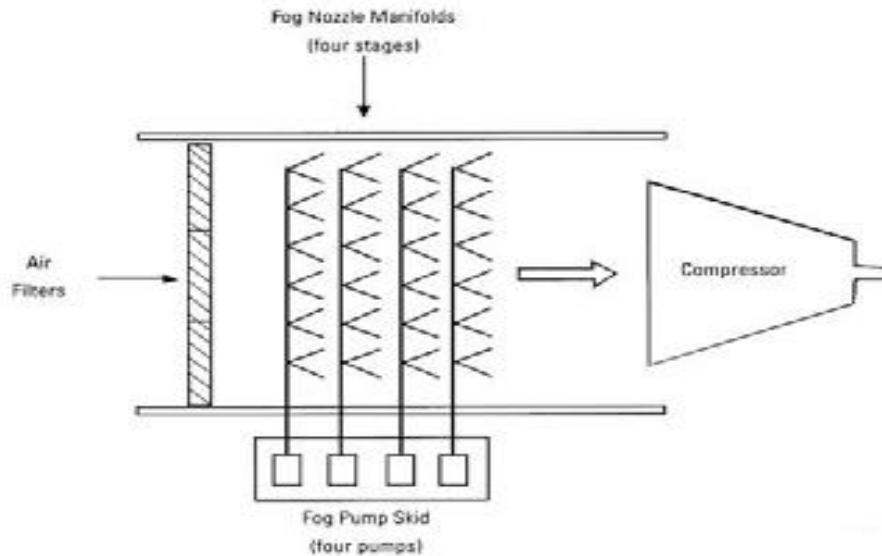
### ۵-۵-۲- نصب در پایین دست جریان<sup>۶۵</sup> نسبت به فیلتر هوا

بهترین موقعیت نصب مانیفولد فشار بالای نازلها در پایین دست جریان نسبت به فیلترهای هواست که قبل از کاهنده صدا<sup>۶۶</sup> قرار می‌گیرد. نصب در این مکان محتاج اینست که سیستم ۱ الی ۲ روز متوقف شود و نیازمند اصلاح جزئی در ساختار توربین می‌باشد. اگرچه مانیفولد می‌تواند در پایین دست صفحات Silencer نصب شود، اما بهتر است در بالادست نصب شود تا به ذرات اجازه تبخیر بیشتر داده شود.

<sup>65</sup> Downstream

<sup>66</sup> Silencer

مانیفولد معمولاً در بالادست صفحات جذب گردوغبار نصب می‌شود. شکل ۴-۵ نحوه قرارگیری مانیفولدها را در بالادست جریان نمایش می‌دهد.



شکل ۴-۵: نحوه قرارگیری مانیفولدها در پایین دست جریان

#### ۴-۶- شرایط طراحی سیستم fog برای پالایشگاه خانگی

شرایط طراحی سیستم با توجه به ظرفیت توربین، آب و هوای سایت موردنظر و همچنین شرایط جغرافیایی آن نظیر ارتفاع از سطح دریا در نظر گرفته می‌شود. اعداد و ارقامی که از مدارک خود نیروگاه بدست آمده است، بصورت زیر است:

توان خروجی از توربین در شرایط ایزو ( $T_{Inletair} = C^{\circ} 15$ ): 7.5 MW

درجه حرارت نقطه طراحی: این درجه حرارت براساس بالاترین دمای سایت موردنظر در در یکی از گرمترین روز سال در نظر گرفته شده است که مقدار آن برابر  $C^{\circ} 40$  می‌باشد.

رطوبت نسبی در نقطه طراحی: این عدد نیز براساس رطوبت نسبی در گرمترین روز سال که در واقع دارای پایین‌ترین رطوبت نسبی است برداشت شده است. این عدد برابر ۱۸٪ است.

میزان خنک‌کنندگی موردنظر در نقطه طراحی: با توجه به چارت سایکرومتریک و با توجه به شرایط طراحی دمای تر هوای ورودی را می‌توان محاسبه کرد. این محاسبه انجام شده و نتیجه دمای تری برابر با  $20.1\text{ C}^\circ$  بدست آمده است.

$$\begin{cases} T_{DB} = 40^\circ\text{C} \\ RH = 18\% \end{cases} \rightarrow T_{WB} = 21.3^\circ\text{C} \quad (14-5)$$

$$T_{amb} - T_{WB} = 40 - 21.3 = 18.7^\circ\text{C} \Rightarrow \Delta T = 33.66^\circ\text{F} \quad (15-5)$$

با توجه به شرایط سیستم و مشخصات تعریف شده سازندگان سیستم های مه پاشی میزان نزدیک شدن دمای خشک به تر حدود 0.94 در نظر گرفته میشود.

با توجه به رابطه ضریب تأثیر برای این سیستم می‌توان دمای هوای خروجی را بدست آوریم:

$$E = (T_{1DB} - T_{2DB}) / (T_{1DB} - T_{2WB}) \Rightarrow 0.94 = (40 - T_{2DB}) / (40 - T_{2WB}) \quad (16-5)$$

$$T_{2WB} = T_{1WB} = 21.3^\circ\text{C} \Rightarrow 0.94 = (40 - T_{2DB}) / (40 - 21.3) \Rightarrow T_{2DB} = 22.42^\circ\text{C}$$

حال مقدار سردکنندگی سیستم در شرایط طراحی اختلاف بین دمای هوای ورودی و خروجی از سیستم fog است.

$$\text{Cooling Value} = T_{1DB} - T_{2DB} = 40 - 22.42 = 17.58^\circ\text{C} \quad (17-5)$$

#### ۷-۵- محاسبه مقدار مصرف آب سیستم fog در نقطه طراحی

همانطور که قبلا بیان شد دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور در نقطه طراحی برابر  $50.7\text{ kg/s}$  است. با استفاده از چارت سایکرومتریک منقطه‌ای و همچنین با در نظر گرفتن راندمان اشباع 94% میتوان مقدار رطوبت هوا در نقطه طراحی را محاسبه نمود:

$$\begin{cases} T_{DB} = 40^\circ\text{C} \\ RH = 18\% \\ E = 0.94 \end{cases} \Rightarrow w_1 = 0.008379 (\text{kgmoisture} / \text{kgdryair}) \quad (18-5)$$

در مرحله بعد به محاسبه میزان رطوبت در ورودی کمپرسور بعد از استفاده از سیستم fog میپردازیم.

$$\begin{cases} T_{DB} = 22.24^{\circ}C \\ T_{WB} = 21.3^{\circ}C \end{cases} \Rightarrow w_2 = 0.01715(\text{kgmoisture} / \text{kgdryair}) \quad (19-5)$$

حال مقدار اختلاف رطوبت را اثر آب تزریقی توسط سیستم fog بدست می آوریم.

$$\Delta w = w_2 - w_1 = 0.01715 - 0.008379 = 0.008771 \quad (20-5)$$

با ضرب مقدار این عدد در دبی جرمی هوای ورودی می توانیم دبی آب موردنیاز برای سیستم fog را بدست آوریم.

$$\dot{m}_{\text{water}} = \dot{m}_{\text{air}} \times \Delta w = 50.71 \times 0.008771 = 0.4447(\text{kgwater} / \text{sec}) \quad (21-5)$$

با داشتن دبی جرمی آب و همچنین چگالی آب می توانیم دبی آب تزریقی را بر حسب گالن بر دقیقه برای یک توربین گازی بدست آوریم.

$$\dot{m}_{\text{water}}(\text{GPM}) = 14.5939 \times \dot{m}_{\text{water}}(\text{kg} / \text{s}) = 14.5939 \times 0.4447 = 6.4899 \approx 6.5(\text{GPM}) \quad (22-5)$$

برای محاسبه میزان آب مورد نیاز برای کل مجموعه توربین گازی باید مقدار بالا را ۳ برابر نمود.

$$\dot{m}_{\text{water}}(\text{total}) = 6.4899 \approx 6.5(\text{GPM}) \times 3 = 19.5(\text{GPM}) \quad (22-5)$$

### ۵-۸- مشخصات سیستم fog برای توربین های گازی خانگیان

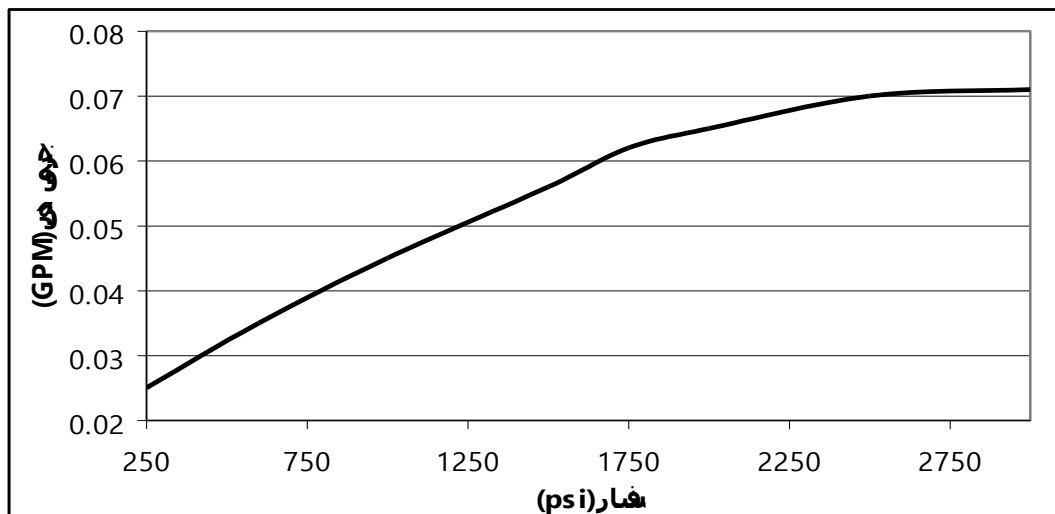
با توجه به نمودار دبی جرمی بر حسب فشار پشت نازل می توانیم دبی عبوری از آن را پیدا کرده و به این ترتیب تعداد نازل های لازم برای سیستم را محاسبه کنیم.

$$\begin{cases} P = 2000\text{psi} \\ \dot{Q} = 0.065(\text{GPM}) \end{cases} \Rightarrow \text{Number of Nozzle for One Gas Turbine} = \dot{m}_{\text{water}} / \dot{Q} = 6.5 / 0.065 = 100 \quad (23-5)$$

برای محاسبه تعداد کلی نازلها برای هر ۳ توربین گازی این عدد را ۳ برابر مینماییم

$$\text{Total Number} = 100 \times 3 = 300 \quad (24-5)$$

حداکثر دبی موجود در این جدول در فشار 2000psi (136 bar) می باشد که برابر 0.065 گالن بر دقیقه است. البته این نازلها را می توان تا فشار 3000psi نیز بکار برد، اما بدلیل افزایش فشار بیش از حد پمپها و بالارفتن هزینه خرید، تعمیر و نگهداری آنها و همچنین افزایش دبی به میزان بسیار کم در فشارهای بالا از حداکثر فشار 2000psi در پشت آن استفاده می کنیم.



نمودار ۳-۵: منحنی مشخصه نازل با اریفیس 0.008 in

با استفاده از این نمودار نکته بیان شده قبل یعنی افزایش دبی بسیار کم در اثر افزایش فشار 2000 تا 3000 پوند بر اینچ مربع را می توان به وضوح مشاهده کرد. از این نمودار مشخص می شود در اثر افزایش فشاری معادل 1000psi چیزی حدود 0.006 گالن بر دقیقه به دبی عبوری از نازل افزوده می شود که این موضوع توجیه اقتصادی ندارد. بقیه مشخصات سیستم fog به قرار زیر است:

فشار عملکرد سیستم fog: 2000 psi

فشار ورودی پمپها: 29.41psi تا 88.8psi

میزان پاشش نازلها: 0.065 گالن بر دقیقه

حداکثر مصرف آب برای یک توربین گازی: 6.5 گالن بر دقیقه

حداکثر مصرف آب برای سه توربین گازی: 19.5 گالن بر دقیقه



فشار عملکرد این سیستم 2000psi می باشد. نازل های مورد استفاده در این فشار که دارای قطر 0.008in می باشند، دبی حجمی آبی برابر با 0.065 GPM از خود عبور می دهند که ۹۰ درصد ذرات آب تولیدی این نازل ها همان طور که قبلاً نیز بیان شد کمتر از ۲۰ میکرون هستند. با مشخصات مذکور سرعت تزریق آب را در لحظه خروج از نازل می توان محاسبه کرد.

Nozzle Orifice diameter=0.08in

Q=0.065GPM

$$A=\pi D^2/4=(\pi/4)\times(0.008\times 0.0254)^2=3.24\times 10^{-8}m^2 \quad (25-5)$$

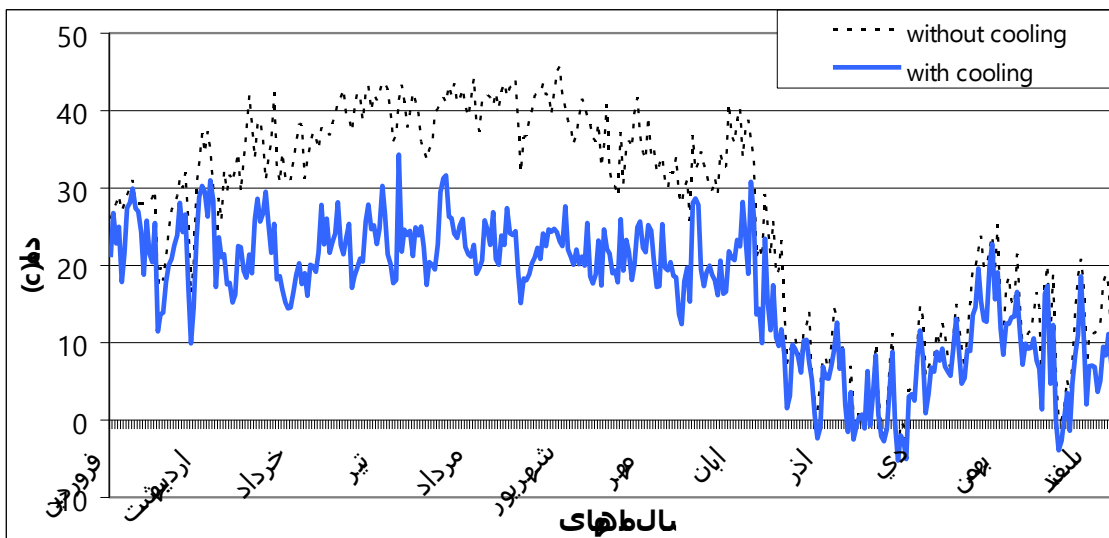
$$Q=0.065GPM=0.065\times 3.78\times 10^{-3}/60=4.1\times 10^{-6}m^3/s$$

$$V=Q/A=4.1\times 10^{-6}/3.28\times 10^{-8}=126m/s$$

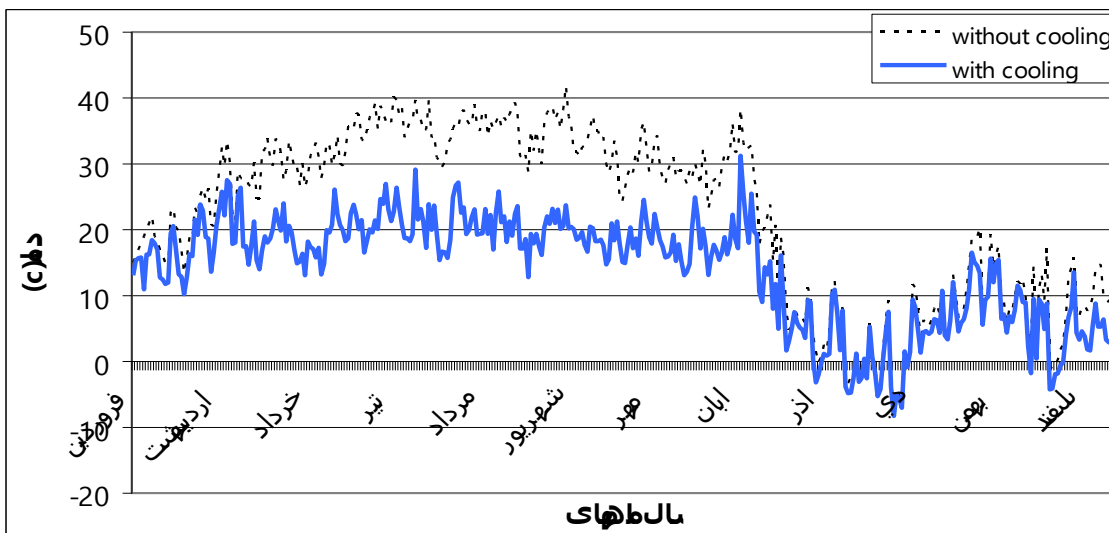
یعنی آب خروجی از نازل مذکور دارای سرعتی برابر با  $126\frac{m}{s}$  می باشد که البته پس از طی مسافت کوتاهی در داخل فیلتر ممنتوم ذرات آب به سبب اصطکاک با جریان هوا تا حد زیادی از دست رفته، سرعت ذرات آب به سرعت حد رسیده و تا لحظه تبخیر کامل سوار بر جریان های هوای داخل اتاق فیلتر خواهند شد.

#### ۵-۹- بررسی استفاده از روش مه پاشی (fogging) بر راندمان سیکل توربین گازی خانگیان

همانطور که قبلاً نیز اشاره شد از مهمترین عوامل تأثیرگذار بر راندمان سیکل توربین گازی دمای هوای ورودی به کمپرسور می باشد. یکی از روشهای مؤثر مورد استفاده برای کاهش دمای هوا روش مه پاشی (fogging) می باشد. همانطور که در تشریح روش بیان شد این روش بر مبنای استفاده از تبخیر برای تولید سرمایش ابداع گردیده است. استفاده از این روش می تواند بسیار در کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور مؤثر واقع گردد. در نمودارهای ۴-۹ و ۴-۱۰ کاهش دمای هوای ورودی با استفاده از روش مه پاشی (fogging) برای ۲ قسمت روز و شب نمایش داده شده است.



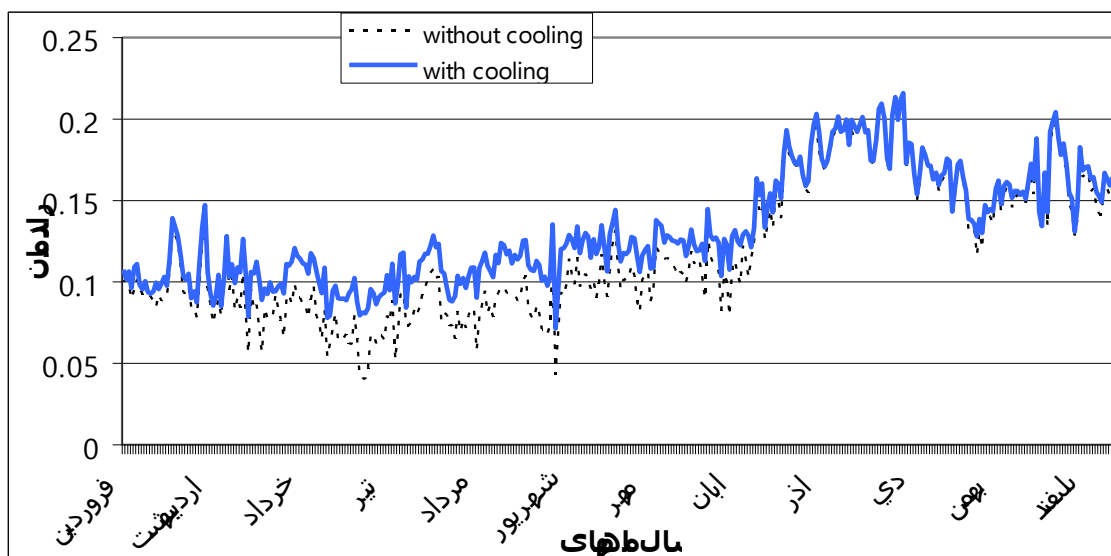
نمودار ۴-۵: مقایسه میزان کاهش دمای روز با استفاده از روش fog در سال ۱۳۸۵



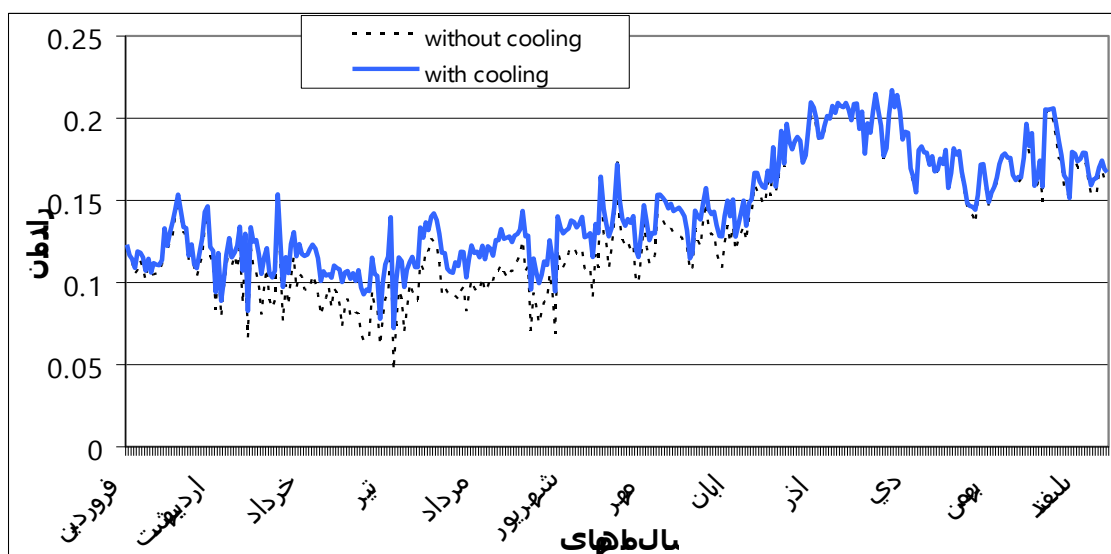
نمودار ۵-۵: مقایسه میزان کاهش دمای شب با استفاده از روش fog در سال ۱۳۸۵

با مشاهده این نمودارها مشخص می‌گردد که با استفاده از روش fog می‌توان به کاهش دمای هوای ورودی تا حداکثر ۲۰ درجه سانتی‌گراد دست یافت. در بررسی روش fog شاید بتوان مهمترین عامل را میزان رطوبت موجود در هوا دانست. با بررسی نمودارهای فوق می‌توان به این نکته مهم رسید که استفاده از سیستم fog در ماههای گرم سال که میزان رطوبت هوا کم می‌باشد بسیار مؤثرتر از ماههای سرد سال

است که این بدلیل میزان بالاتر رطوبت هوادر این ماهها می‌باشد. در بررسی کلی این نمودارها می‌توان به این نتیجه رسید که استفاده از روش fog برای اکثر ماههای سال مفید خواهد بود و این روش توانایی افزایش راندمان سیکل توربین گازی را در بیشتر اوقات سال خواهد داشت. کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از روش fog موجب افزایش راندمان سیکل توربین گازی خواهد شد که در نموداری زیر این میزان افزایش راندمان ترسیم گردیده است.



نمودار ۵-۶: مقایسه میزان افزایش راندمان در روز با استفاده از روش fog



نمودار ۵-۷: مقایسه میزان افزایش راندمان در شب با استفاده از روش fog

با مقایسه راندمان حالت سرمایش با استفاده از روش fog در حالت بدون سرمایش به این نتیجه خواهیم رسید که استفاده از روش fog می‌تواند راندمان سیکل کاری را در بعضی از روزهای سال تا میزان ۳ درصد افزایش دهد. هر چند روش fog در ماههای سرد سال کارایی چندانی ندارد، اما استفاده از روش fog می‌تواند موجب افزایش راندمان مناسبی در طی ماههای مختلف سال گردد.

لازم به ذکر می‌باشد به طور کلی روشهای سرمایش دمای هوای ورودی برای طول روز عملکرد بهتری نسبت به طول شب دارد و همه روشهای سرمایش موجب عملکرد بهتری برای طول روز خواهند شد. با توجه به این نکته مهم می‌توان این مورد را در روش سرمایش fog نیز مشاهده نمود به طوری که افزایش راندمان در طول روز با استفاده از این روش مقدار بیشتری خواهد بود. هر چند این روش در ماههای سرد سال کارایی خود را از دست می‌دهد و یا حداقل کارایی آن کاهش می‌یابد، ولی بدلیل افزایش راندمان در ماههای گرم سال این روش قابل توجه به نظر می‌رسد.

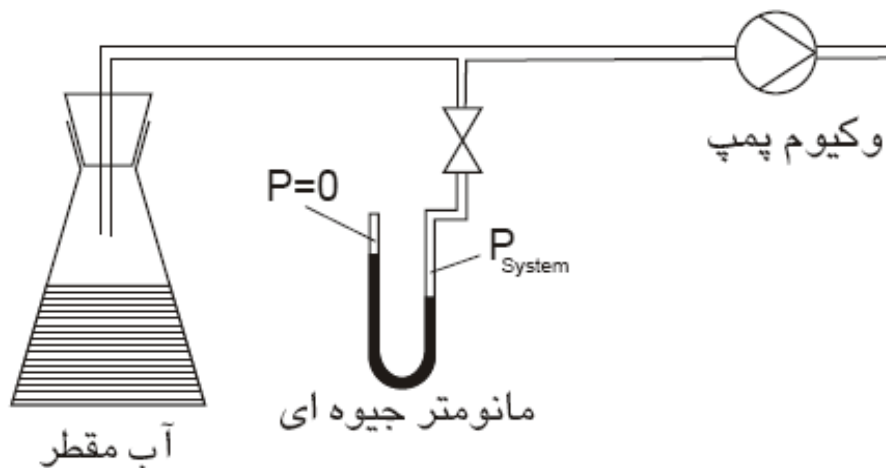
## فصل ششم

**استفاده از سیستم تبرید جذبی برای سرمایه‌اش**

**هوای ورودی به کمپرسور**

## ۶-۱- معرفی سیستم [24]

با انجام آزمایشی ساده میتوان به اساس کار چیلرهای جذبی<sup>۶۷</sup> پی برد. اگر داخل بالن شیشه ای مقداری آب مقطر بریزیم، سپس با درپوش و اتصالات مناسب بوسیله پمپ درون این بالن را خلاء و یا واکيوم نمائیم، مانومتری دقیق (جیوه ای) میزان خلاء را نشان خواهد دهد. با توجه به دمای محیط مشاهده خواهیم کرد در درجه ای از فشار (وکیوم نسبی) بدون اینکه چراغ یا هیتری جهت گرم کردن ظرف بکار گرفته باشیم آب داخل بالن شروع به جوشیدن می کند و نهایتاً بعد از چند لحظه جداره ظرف کاملاً سرد خواهد شد.



شکل ۶-۱: بررسی اساس کار چیلر جذبی

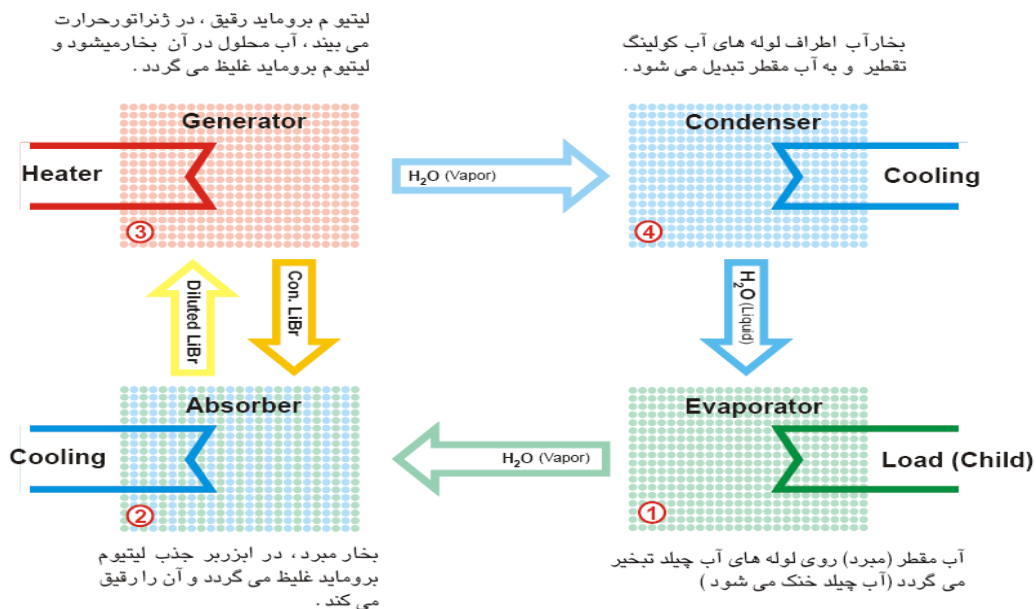
اکنون بر اساس این آزمایش می توان به چند اصل فیزیکی و نهایتاً تولید برودت پی برد. در وهله اول باید توضیح دهیم چگونه آب بدون اینکه توسط شعله یا هیتری گرم شود شروع به جوشیدن نموده است؟ پدیده جوش یا به اصطلاح علمی تغییر فاز از حالت مایع به بخار به رابطه دو عامل دما و فشار مایع و همچنین ساختار مولکولی آن بستگی دارد. به عنوان مثال آب یا  $H_2O$  در شرایط فشار یک اتمسفر در ۱۰۰ درجه سانتیگراد به جوش خواهد آمد. حال اگر عامل فشار تغییر یابد و در ظرفی در بسته فشار آب

<sup>67</sup> Absorbition Chiler

را به ۲ اتمسفر برسانیم در ۱۲۰ درجه بجوش می آید ( مانند آنچه در دیگهای زود پز اتفاق می افتد )، عکس این عمل نیز صادق است یعنی اگر داخل این ظرف را به وسیله پمپ واکيوم خلاء نمائیم یعنی از شرایط طبیعی که فشار یک اتمسفر است به سمت کاهش فشار حرکت کنیم مثلا در نیم اتمسفر، آب در ۸۱ درجه سانتیگراد به جوش خواهد آمد، و اگر خلاء را تا 6 mmHg (حدود یک صدم فشار جو) افزایش دهیم، آب با دمای حدود ۶ درجه سانتیگراد به جوش خواهد آمد. این خاصیت در مایعات مختلف فرق می کند، مثلا مایع آمونیاک یا الکل یا مایع فریونهای مختلف هر کدام در فشار معین تغییر فاز خواهند داد و تبخیر خواهند شد مانند آنچه در یخچالهای خانگی اتفاق می افتد، بنابراین از نقش دو عامل فشار و دمای مایع در تبخیر آگاه شدیم.

اکنون توضیح خواهیم داد که چرا در اثر تبخیر کاهش دما اتفاق می افتد. چرا جداره ظرف سرد می شود، بر اساس آنچه که شرح داده شد وقتی دمای آب در شرایط طبیعی به ۱۰۰ درجه سانتیگراد می رسد آب تبخیر می شود. اگر حین تبخیر یا بخار شدن عامل گرمایش (چراغ یا هیتر) را خاموش کنیم عمل جوش یا تبخیر متوقف می شود، بنابراین درمی یابیم که عمل تبخیر نیاز به دریافت انرژی دارد (اصطلاحا تبخیر یک فرآیند گرماگیر است)، و این فرآیند می تواند در فشار بالاتر از فشار جو باشد (مانند دیگهای زود پز) یا پایین تر از فشار جو مانند آنچه در بالن مورد آزمایش یا چیلر جذبی عمل می شود. اما باید دانست که جسمی که از دمای ۲۷۳- درجه سانتیگراد گرمتر باشد می تواند برای جسم سردتر خود مولد گرما باشد. مثلا آب ۱۰ درجه سانتیگراد که از طریق لوله های آب مبرد وارد چیلر جذبی می شود می تواند تامین کننده گرمای نهان تبخیر جهت آب مقطری که داخل چیلر جذبی به علت پایین بودن فشار در حال تبخیر شدن است باشد و در اثر این گرمادهی دمای خود آب مبرد کاهش می یابد و مثلا به ۶ درجه سانتیگراد تغییر خواهد نمود، مانند آنچه در چیلر جذبی آب و لیتیوم بروماید اتفاق می افتد و این آن چیزی است که ما به آن نیاز داریم و از آن جهت خنک نمودن هوا در هواسازها و فن کویلها یا فرآیندهای

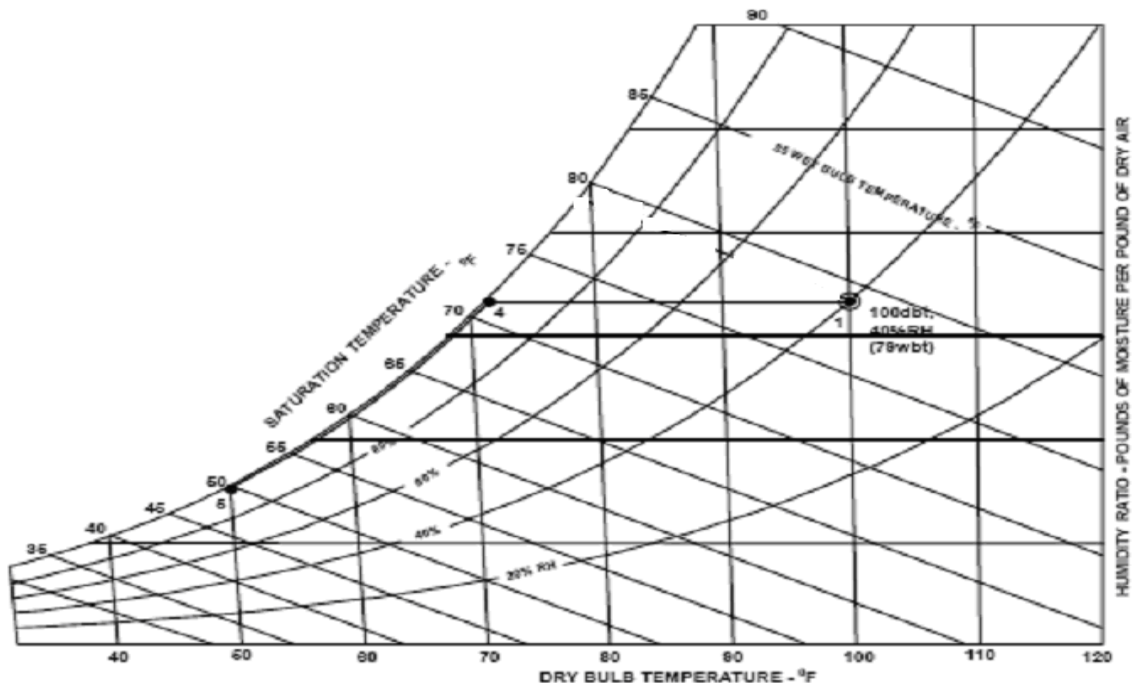
صنعتی استفاده می نمائیم. مثال فوق کاملاً اساس و پایه کارچیلرهای جذبی آب ولیتیوم بروماید می باشد. در قسمت اوپراتور چیلرهای جذبی که آب سرد جهت مصارف برودتی استفاده می شود خلاء یا فشار واقعی حدود ۴ الی ۶ میلیمتر جیوه است و آب فقط تحت این فشاربعنوان مبرد تبخیر می شود، گرمای نهان تبخیر را از آب جاری درلوله های اوپراتوردریافت میکند ودرنتیجه آنرا سرد می نماید، اما بخارحاصل توسط لیتیوم بروماید درقسمت جاذب یا ابزربر جذب می گردد و مانع از افزایش فشار داخل اوپراتور می گردد. این محلول (LiBr) که بخار آب را جذب و خود رقیق گشته به قسمت ژنراتور هدایت می شود و در آنجا توسط بخار یا آب داغ که داخل لوله های ژنراتور در جریان است غلیظ می گردد. برای جذب مجدد بخار راهی قسمت ابزربر می شود و بخار جدا شده کندانس شده و به قسمت اوپراتور باز می گردد. بالن توضیح داده شده در مثال فوق مانند بخش اوپراتور در چیلرهای جذبی عمل می کند.



شکل ۶-۲: نمای شماتیک اساس کار چیلر جذبی



در شکل زیر نحوه کارکرد سیستم چیلر جذبی بر روی نمودار سایکرومتریک نشان داده شده است. [9]



شکل ۶-۳: نحوه کارکرد سیکل سرمایش جذبی بر نمودار سایکرومتریک

برای روش های خنک کننده چیلری (جذبی یا تراکمی)، خطوط فرآیند سایکومتری از ۱ به ۴ و به ۵ است. وقتی هوا از روی کویل های خنک کننده عبور می کند رطوبت هوا<sup>۶۸</sup> ثابت باقی می ماند و دما تا منحنی اشباع کاهش می یابد، این فرآیند ۱ به ۴ است. اگر دمای هوای ورودی کمپرسور باز هم خنک تر شود فرآیند بر روی منحنی اشباع ادامه پیدا می کند یعنی از ۴ به ۵ و بخار آب در خارج از هوای ورودی کندانس می شود. برای مثالی که ذکر شده است نشان می دهد که دما تقریباً تا 50°F کاهش می یابد.

#### ۶-۲- عملکرد اجزای اصلی چیلر جذبی [24]

هر چند چیلرهای جذبی از قسمتهای مختلفی اعم از پمپها، لوله های متصل کننده، سیستمهای کنترلی و برقی و.... تشکیل شده است اما نهایتاً میتوان قسمتهای اصلی این چیلر ها را به ۴ بخش اصلی تقسیم نمود.

<sup>68</sup> Humidity Ratio



شکل ۶-۴: نمای کلی از چیلر جذبی

#### ۶-۲-۱- اواپراتور<sup>۶۹</sup>

در این محل مبرد (آب مقطر) بر روی سطوح لوله های اواپراتور از طریق نازل‌هایی پاشیده شده و تبخیر می گردد، و با توجه به اینکه عمل تبخیر یک فرآیند گرماگیر است گرمای آب چیلد که در داخل لوله های اواپراتور جریان دارد را جذب می کند. در شرایط استاندارد (پایدار) فشار در مخزن پایین (آب سیستم تهویه مطبوع) که شامل اواپراتور و ابزربر می باشد حدود 6 mmHg می باشد و مبرد در دمای حدود ۳ درجه سانتیگراد تبخیر می گردد. در این فرآیند که انرژی معادل با ۲۴۸۴/۸۹ کیلو ژول بر کیلوگرم نیاز دارد آب چیلد با دمای ۱۲ درجه سانتیگراد وارد اواپراتور شده و تا دمای ۷ درجه سانتیگراد خنک می شود.

#### ۶-۲-۲- ابزربر<sup>۷۰</sup>

محلول واسطه (غلظت متوسط لیتیوم بروماید) بر روی سطح لوله های ابزربر از طریق نازل‌های ویژه ای پاشیده می شود و بخار مبرد آب مقطر را که در اواپراتور ایجاد گردیده به طور دائم جذب می نماید. در این صورت ایجاد بخار و افزایش آن باعث افزایش فشار و شکستن وکیوم نخواهد شد. بدین ترتیب محلول

<sup>69</sup> Evaporator

<sup>70</sup> Absorber

غلظت متوسط لیتیوم بروماید ورودی به ابرزبر رقیق تر شده و در ته مخزن پائینی جمع می‌گردد و توسط آب سرد برج که در داخل لوله های ابرزبر جریان دارد به خارج از چیلر منتقل می‌گردد.

### ۶-۲-۳- ژنراتور

در ابرزبر یا جاذب محلول رقیق شده توسط پمپ محلول پس از گذشتن از مبدل حرارتی به ژنراتور منتقل می‌گردد. این محلول بر روی سطوح لوله های ژنراتور جریان یافته و گرم می‌شود (انرژی حرارتی از طریق بخار و یا آب داغ تامین می‌گردد) در نتیجه بخشی از مبرد تبخیر گردیده و از محلول رقیق جدا می‌گردد و غلظت محلول رقیق افزایش یافته و به محلول غلیظ تبدیل می‌گردد، حجم بخار تولید شده در ژنراتور بسته به میزان بار سرمایی مورد نیاز کنترل می‌گردد.

### ۶-۲-۴ کندانسور<sup>۷۱</sup>

بخار مبرد تولید شده در ژنراتور از روی سطوح لوله های کندانسور (لوله هایی که آب برج خنک کن پس از عبور از لوله های ابرزبر وارد آنها می‌شود) عبور کرده و تقطیر می‌گردد و گرمای ناشی از عمل تقطیر که معادل  $2392/82$  کیلو ژول بر کیلو گرم می‌باشد را به آب داخل لوله های کندانسور می‌دهد و آب مقطر ایجاد شده در داخل سینی واقع در زیر کندانسور جمع آوری و به اواپراتور باز می‌گردد.

### ۶-۳- استفاده از سیکل تبرید جذبی برای سرمایش هوای ورودی به کمپرسور [25]

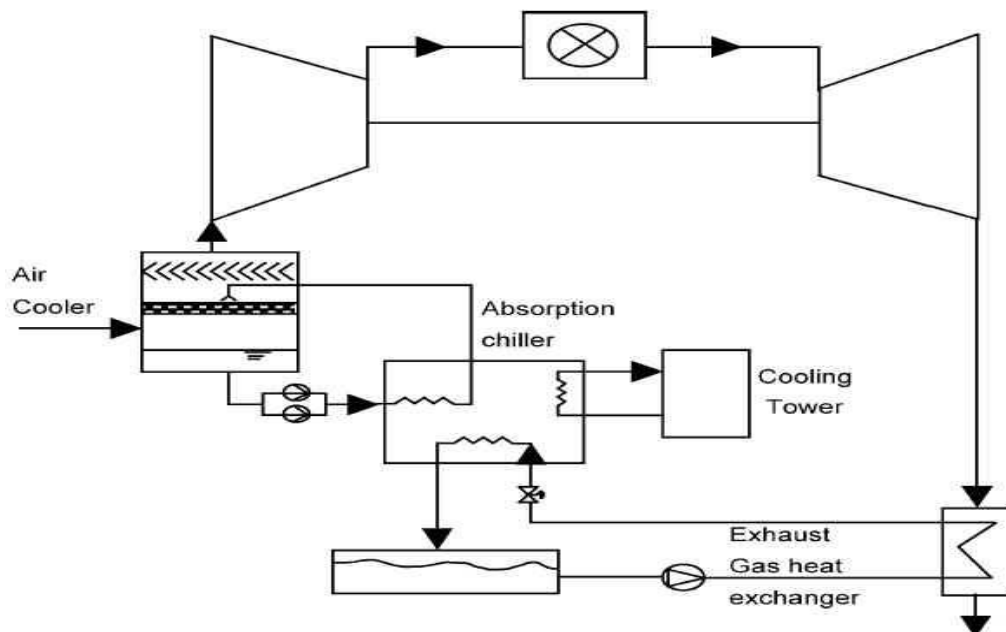
مزیت این نوع خنک کن در آن است که دمای هوای ورودی به کمپرسور بوسیله آن می‌تواند تا یک دمای خاص در بازه وسیعی خنک شود و این دما مستقل از دمای هوای محیط می‌باشد. بنابراین توان خروجی نیروگاه مستقل از دمای هوای محیط همواره ثابت خواهد ماند. به طور کلی استفاده از سیستم چیلری بالاترین افزایش راندمان را در بین سیستمهای سرمایش مختلف بوجود خواهد آورد. در شکل زیر نحوه

---

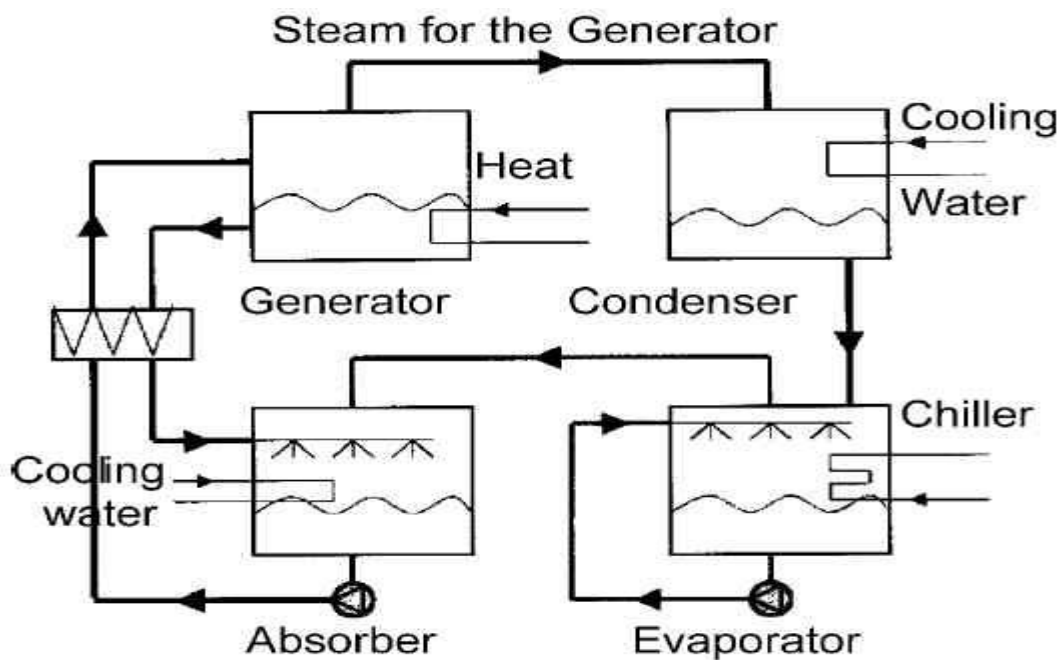
<sup>71</sup> Condenser

بکارگیری چیلر جذبی را برای سرمایش هوای ورودی کمپرسور توربین گازی به طور شماتیک مشاهده

مینماییم.



شکل ۵-۶: نحوه بکارگیری چیلر جذبی را برای سرمایش هوای ورودی کمپرسور توربین گازی

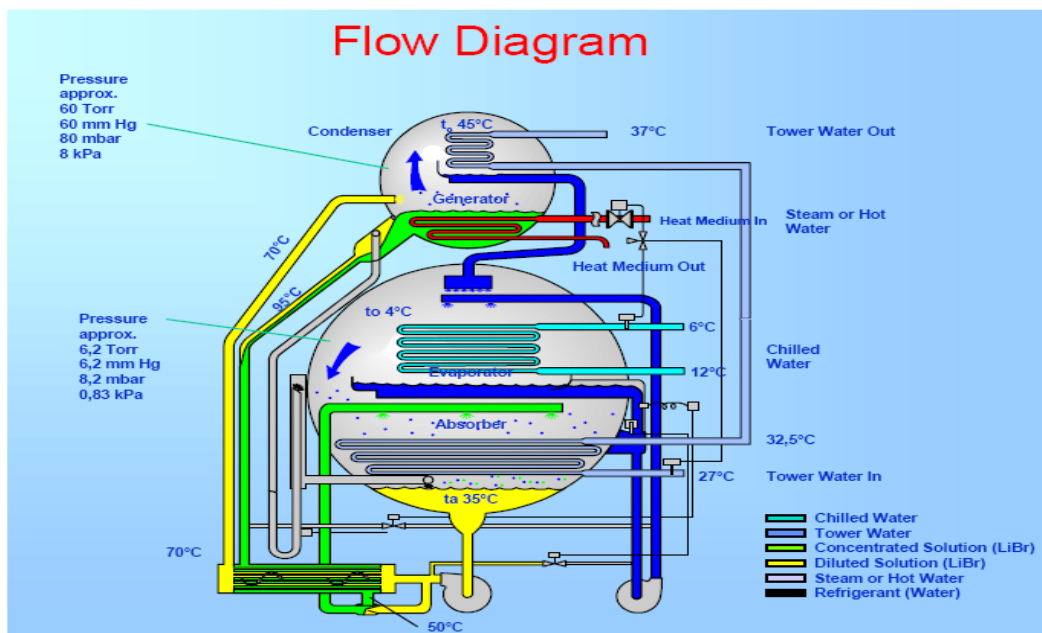


شکل ۶-۶: نمای کلی چیلر جذبی

## ۴-۶- دما و فشار نقاط مختلف سیکل تبرید جذبی

در سیستم تبرید جذبی اوپراتور و ابزوربر در سمت فشار پایین و کندانسور و ژنراتور در سمت فشار بالا قرار گرفته‌اند. مطابق کلیه سیکل‌های تبرید در سیستم جذبی نیز در خروج از کندانسور مایع میرد با عبور از شیر انبساطی از فشار بالا به فشار پایین آمده و در خروج از آن مخروطی از مایع و بخار خواهیم داشت که به سمت اوپراتور هدایت می‌شود. دمای میرد به طور ناگهانی کاهش می‌یابد و برای کاهش این دما قسمتی از سیال تبخیر شده و گرمای لازم از سیال گرفته می‌شود. با توجه به سرعت و ناگهانی بودن انجام این کار فرآیند بصورت آدیاباتیک صورت می‌گیرد. دقیقاً مشابه آن چیزی که در سیکل تبرید تراکمی در هنگام خروج از کندانسور و ورود به اوپراتور برای فریون پیش می‌آید.

در نهایت در سیکل تبرید جذبی میرد خروجی از اوپراتور نیز مشابه سیکل تبرید تراکمی بصورت بخار اشباع می‌باشد و این بخار اشباع توسط لیتیم بروماید که ماده جاذب است جذب می‌شود. گفتنی است که ابزوربر دقیقاً مشابه سمت مکش کمپرسور در سیکل تبرید تراکمی است. در شکل ۶-۷ دما و فشار کلیه قسمت‌های یک سیکل تبرید جذبی مشاهده می‌شود.



شکل ۶-۷: مشخصات ترمودینامیکی قسمت‌های مختلف چیلر جذبی

آب در سیکل تبرید جذبی به عنوان مبرد بکار گرفته می‌شود با آنکه برای آب معایب فراوانی جهت استفاده از آن بعنوان مبرد عنوان می‌کنند ولی گرمای نهان تبخیر آن در دمای  $40^\circ\text{F}$  برابر  $1070 \text{ Btu/lb}$  است در نتیجه در اثر تبخیر یک پوند آب در اوپراتور گرمای بسیار زیادی جذب خواهد شد. فشار و دمای نقاط مختلف سیکل تبرید جذبی به شرح زیر است:

تجهیزات سیستم جذبی لیتیم بروماید همگی در یک درجه خلاء بالا کار می‌کنند. حتی در ژنراتور و کندانسور که به عنوان فشار بالا محسوب می‌شود نسبت به اتمسفر در فشار بسیار پایینی قرار دارد. در نتیجه هوابندی تجهیزات در کارخانه با عنایت به فشار پایین در کلیه قسمت‌ها از اهمیت بسیاری برخوردار است.

#### ۵-۶- کنترل ظرفیت برودتی در چیلر جذبی

ظرفیت برودتی چیلرهای جذبی با تغییر دبی بخار یا آب داغ ورودی به قسمت ژنراتور تنظیم می‌گردد. عملیات کنترل ظرفیت توسط یک شیر کنترل که از دمای آب سرد خروجی از چیلر فرمان می‌گیرد انجام شده و با تعدیل جریان بخار یا آب داغ ظرفیت برودتی چیلر کنترل می‌شود.

#### ۶-۶- تحلیل انرژی حجم کنترل و محاسبه بار برودتی مورد نیاز برای انتخاب چیلر مورد نیاز

##### خانگیران

#### ۱-۶-۶- محاسبه تناژ تبرید

وقتی دمای هوای عبوری از روی کویل های چیلر به دمای حباب خیس محیط و کمتر از آن رسید رطوبت هوا شروع به چگالش می‌کند. بار برودتی در چیلرهای جذبی به ۲ 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:

$$\dot{Q}_{1-2} = \dot{m}_{air} \times (h_1 - h_2) - \dot{m}_{water} \times h_w \quad (1-6)$$

در رابطه بالا متغیرها به صورت زیر تعریف میشوند:

$\dot{Q}_{1-2}$  که همان بار حرارتی بر حسب کیلو ژول بر ثانیه یا همان کیلو وات میباشد.

$\dot{m}_{air}$  همان دبی هوای ورودی به توربین گازی بر حسب کیلو گرم بر ثانیه است.

$h_1$  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  $T_2$  است که همان دمایی است که چیلر هوای مورد نظر را به

آن می رساند و برابر یا کمتر از دمای حباب خیس محیط است.

$\dot{m}_{water}$  دبی آب چگالش یافته بر روی کوئل های چیلر بر حسب کیلو گرم بر ثانیه است.

$h_w$  آنتالپی اشباع جرم واحد هوای خشک در دمای  $T_2$  است.

برای تعیین  $\omega_1, \omega_2$  که به ترتیب نسبت رطوبت در هنگام ورود و خروج سیستم هستند، از رابطه

ترمودینامیکی زیر به دست می آیند :

$$\omega = (0.622 \phi P_g) / (P - P_g) \quad (۲-۶)$$

که  $P$  فشار محیط و  $P_{g1}$  فشار اشباع در دمای  $T_1$  که همان دمای حباب خشک محیط است و  $P_{g2}$  فشار

اشباع در دمای  $T_2$  است. فشارها در فرمولها بر حسب کیلو پاسکال وارد می شوند.  $w_1$  رطوبت نسبی

محیط است که این هم پارامتری مهم در طراحی است.  $w_2$  را هم برابر با ۱۰۰٪ در نظر می گیریم ، در

واقع فرض می کنیم که هوا در انتهای عبور از سیستم اشباع می شود.

فشارهای اشباع را از روی جداول ترمودینامیکی یا با استفاده از نرم افزار EES به دست می آوریم.

محاسبات بار سرمایی مورد نیاز سرمایش توربین های گازی خانگی بر اساس دما و رطوبت نسبی

میانگین در فصل تابستان انجام میشود. بر این اساس دما و رطوبت نسبی میانگین به ترتیب  $40^{\circ}\text{C}$  و 18%

در نظر گرفته میشود.

برای محاسبه بار سرمایی مورد نیاز سرمایش یکی از توربین های گازی با دبی جرمی طراحی 50.7 Kg/s به نحوه زیر عمل مینماییم:

$$\begin{cases} T_1 = 40^{\circ}C \\ RH_1 = 18\% \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} h_1 = 313.7 KJ / Kg \\ w_1 = 0.006967 \end{cases} \quad (3-6)$$

$$\begin{cases} T_2 = 7^{\circ}C \\ RH_2 = 100\% \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} h_2 = 280.4 KJ / Kg \\ w_2 = 0.006995 \end{cases} \quad (4-6)$$

برای محاسبه دبی آب کندانس شده بر روی کویل ها از موازنه جرم خواهیم داشت:

$$\dot{m}_{\text{condensatewater}} = \dot{m}_{\text{air}} (\omega_2 - \omega_1) = 50.71 \times (0.006995 - 0.006967) = 0.03437 \quad (5-6)$$

آنتالپی تبخیر از رابطه زیر بدست می آید:

$$\begin{cases} T_2 = 40^{\circ}C \\ X = 0 \end{cases} \Rightarrow h_w = 167.5 KJ / Kg \quad (6-6)$$

محاسبه تناژ تبرید به صورت زیر است:

$$\dot{Q}_{1-2} = \dot{m}_{\text{air}} \times (h_1 - h_2) - \dot{m}_{\text{water}} \times h_w = 50.71 \times (313.7 - 280.4) - 0.03437 \times 167.5 = 1679 KJ / Kgs \quad (7-6)$$

$$Ton_{ref} = \dot{Q} / 3.5168 = 1697 / 3.5168 = 477.4 \approx 500 \quad (8-6)$$

با انجام محاسبات بالا این نتیجه حاصل شد که برای سرمایش هوای ورودی یکی از توربین های گازی نیاز به استفاده از چیلر جذبی با ظرفیت ۵۰۰ تن تبرید خواهیم داشت و در نتیجه برای سرمایش هوای ورودی هر ۳ توربین گازی باید از ۳ چیلر ۵۰۰ تنی استفاده نماییم.

### ۶-۶-۲- دبی آب سرد جاری در سیستم چیلر

برای محاسبه این مقدار از این رابطه استفاده می گردد:

$$\dot{m} = \dot{Q} / (C_p \cdot \Delta T) \quad (9-6)$$



که در آن  $\dot{Q}$  همان آهنگ دفع گرما یا ظرفیت سرمایی چیلر بر حسب کیلوژول بر ثانیه است،  $C_p$  گرمای ویژه آب در فشار ثابت است و مقدار آن را  $4.2 \text{ KJ/Kg}^0\text{C}$  در نظر بگیرید. و اما  $\Delta T$  که در محاسبات معمولاً  $5.6^0\text{C}$  (10 F) در نظر گرفته می شود. دبی آب هم بر حسب کیلوگرم بر ثانیه بدست می آید.

$$\dot{m}_{\text{chilledwater}} = \dot{Q} / (C_p \times \Delta T) = 1679 / (4.2 \times 5.6) = 71.39 \text{ kg/s} \quad (10-6)$$

۶-۷- بررسی تأثیر سرمایش هوای ورودی به کمپرسور با استفاده از سیستم چیلر جذبی بر

### راندمان سیکل توربین گازی پالایشگاه خانگیران

همانطور که اشاره شد استفاده از چیلر جذبی جهت سرمایش در اماکن ساختمانی، تجاری و صنعتی رو به افزایش می باشد. مصرف انرژی پایین، عدم وابستگی به شرایط محیطی و دسترسی به دمای دلخواه از بزرگترین مزایای استفاده از چیلرهای جذبی می باشد. شاید بتوان ۲ اشکال مهم این چیلرها را در مصرف آب زیاد در برج خنک کننده و همچنین تعمیر و نگهداری پیچیده آنها دانست. با توجه به استفاده روز افزون از چیلرهای جذبی و اثبات کارایی بالای آنها استفاده از آن برای سرمایش هوای ورودی به کمپرسور توربین های گازی پالایشگاه خانگیران می تواند به طور جدی مورد توجه قرار گیرد.

محاسبات انجام شده در قسمت قبلی برای انتخاب چیلر جذبی براساس شرایط طراحی توربین های گازی خانگیران و توان اسمی ماکزیمم آن انجام گرفته است. براساس محاسبات انجام گرفته و با توجه به شرایط طراحی برای سرمایش هوایی ورودی به کمپرسور توربین گازی نیاز به چیلر جذبی با تناژ 500 Ton می باشد. شرایط کارکرد واقعی توربین های گازی با شرایط کارکرد طراحی متفاوت می باشد. شاخص ترین مؤلفه تفاوت این ۲ شرایط در میزان Load واقعی و Load طراحی می باشد. اختلاف Load خروجی و طراحی باعث اختلاف در میزان دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور میگردد.

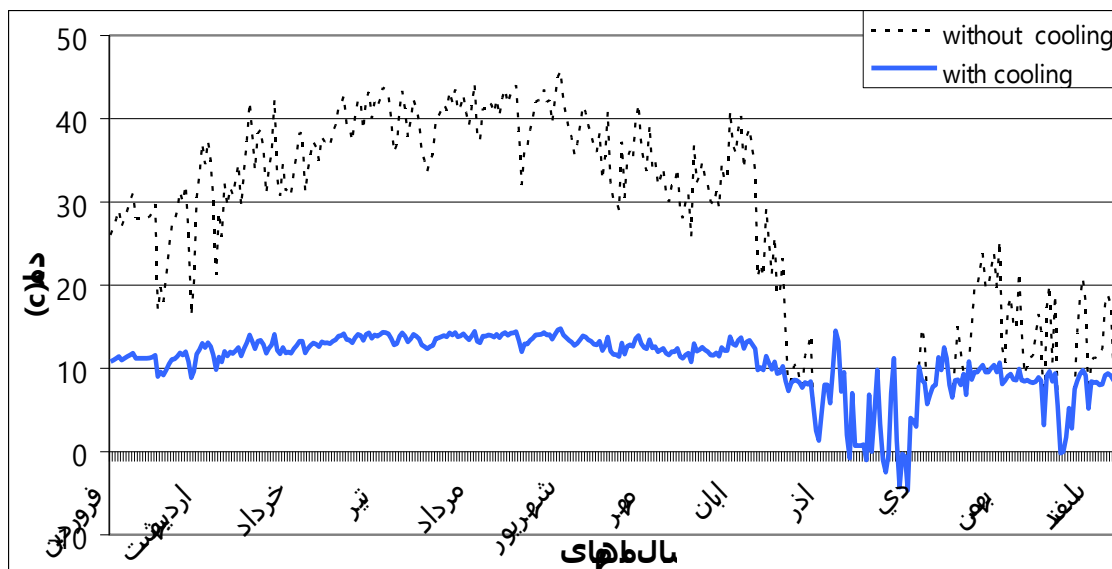
برای بررسی تأثیر استفاده از چیلر جذبی بر راندمان توربین های گازی پالایشگاه خانگیران ابتدا باید به تأثیر استفاده از این چیلرها در سرمایش هوای ورودی به کمپرسور این توربین ها پرداخته شود. چیلرهای

جذبی برای سرمایش آب  $7^{\circ}\text{C}$  را به ما تحویل می دهد. برای انتقال سرمایش از آب سرد شده به هوای ورودی به کمپرسور احتیاج به طراحی یک مبدل حرارتی می باشد.

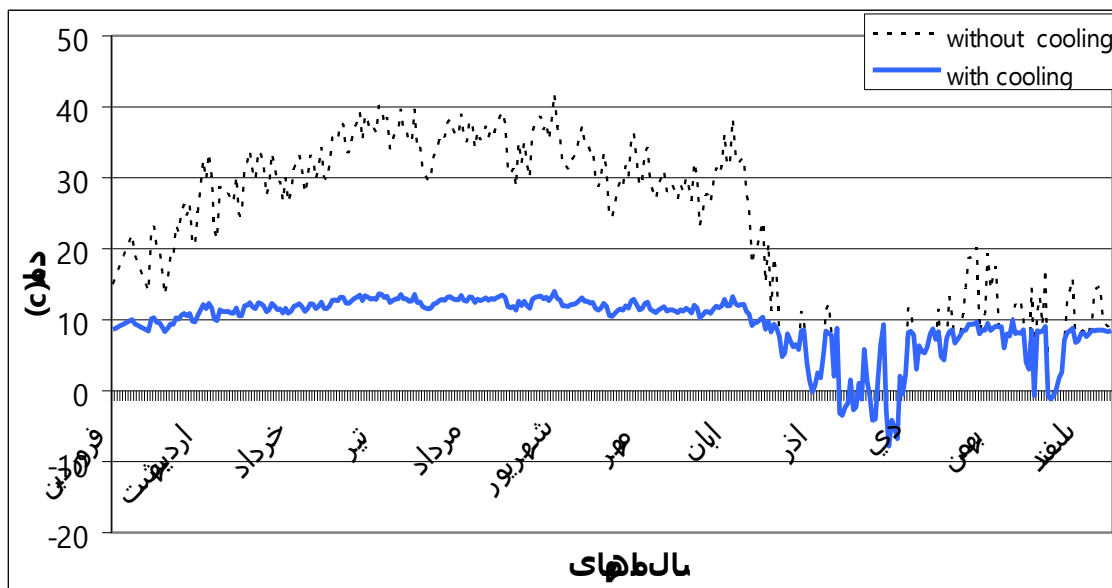
در شرایط طراحی کارکرد سرمایش باید از آب با دمای  $7^{\circ}\text{C}$  و دبی جرمی  $76.29 \text{ kg/s}$  به سیال گرم با دمای  $40^{\circ}\text{C}$  و دبی جرمی  $50.71 \text{ kg/s}$  منتقل شود. برای انجام این انتقال از مبدل حرارتی با راندمان کاری 80% استفاده می شود که در مبدل های حرارتی راندمان متداولی محسوب می گردد.

عبور هوای عبوری از مبدل حرارتی و تماس با آب سرد خروجی از چیلر باعث سرمایش هوای ورودی خواهد شد. بدلیل شرایط دمایی مختلف دمایی هوای عبوری از مبدل حرارتی شرایط دمایی مختلف در خروج هوای ورودی با استفاده از سرمایش توسط چیلرهای جذبی و بدون سرمایش با استفاده از چیلرهای جذبی پرداخته شده است.

در نمودارهای زیر به مقایسه کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور توربین گازی پالایشگاه خانگیران با استفاده از سیستم چیلر جذبی پرداخته شده است.



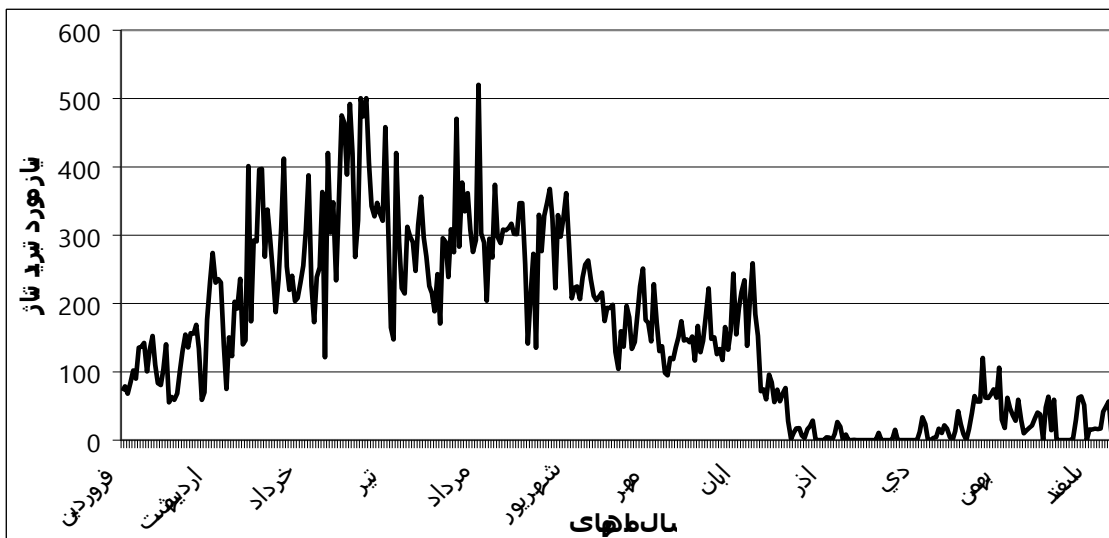
نمودار ۶-۱: مقایسه میزان کاهش دمای روز با استفاده از چیلر جذبی در سال ۱۳۸۵



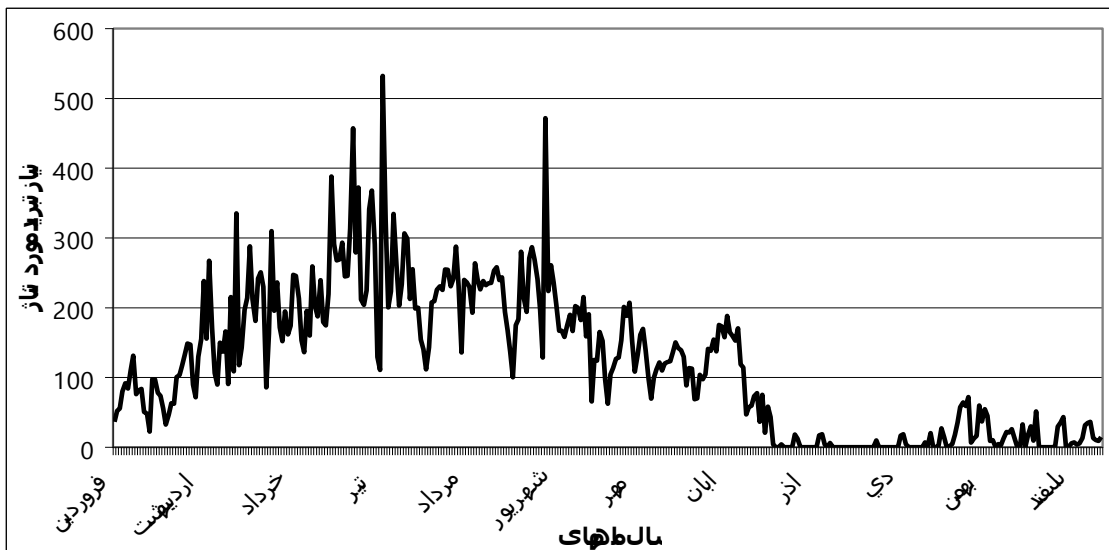
نمودار ۶-۲: مقایسه میزان کاهش دمای شب با استفاده از چیلر جذبی

همانطور که در این نمودارها مشخص است استفاده از سیستم چیلر جذبی باعث کاهش دما بین  $2^{\circ}\text{C}$  الی  $20^{\circ}\text{C}$  بر حسب ماههای مختلف سال میگردد. استفاده از چیلر جذبی برای ماههای گرم سال و همچنین در بخش روز میتواند کارایی بیشتری داشته باشد. یکی دیگر از نکات بسیار مهم در استفاده از چیلرهای جذبی دمای هوای سرد شده یکسان (دمایی بین  $10^{\circ}\text{C}$  تا  $12^{\circ}\text{C}$ ) برای اکثر ماههای سال میباشد، این مساله میتواند بیانگر این واقعیت باشد که با استفاده از چیلرهای جذبی میتوان راندمان بهبود یافته یکنواختی را در ماههای مختلف سال شاهد بود.

دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور در شرایط واقعی و برای روزهای مختلف با شرایط طراحی اختلاف خواهد داشت. در این مرحله با توجه به شرایط دبی جرمی واقعی به محاسبه تناژ واقعی مورد نیاز برای ۲ قسمت روز و شب پرداخته خواهد شد. در نمودارهای زیر تناژ تبرید مورد نیاز چیلر جذبی برای سرمایش هوای ورودی به کمپرسور توربین گازی برای ۲ قسمت روز و شب ترسیم شده است.



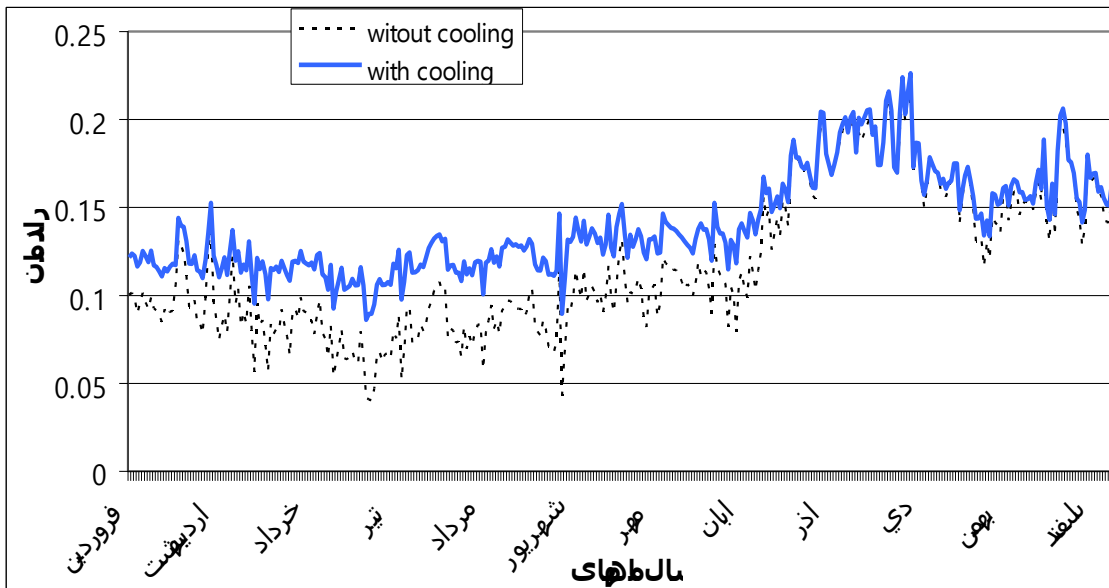
نمودار ۳-۶: تناژ تبرید مورد نیاز چیلر برای روزهای مختلف



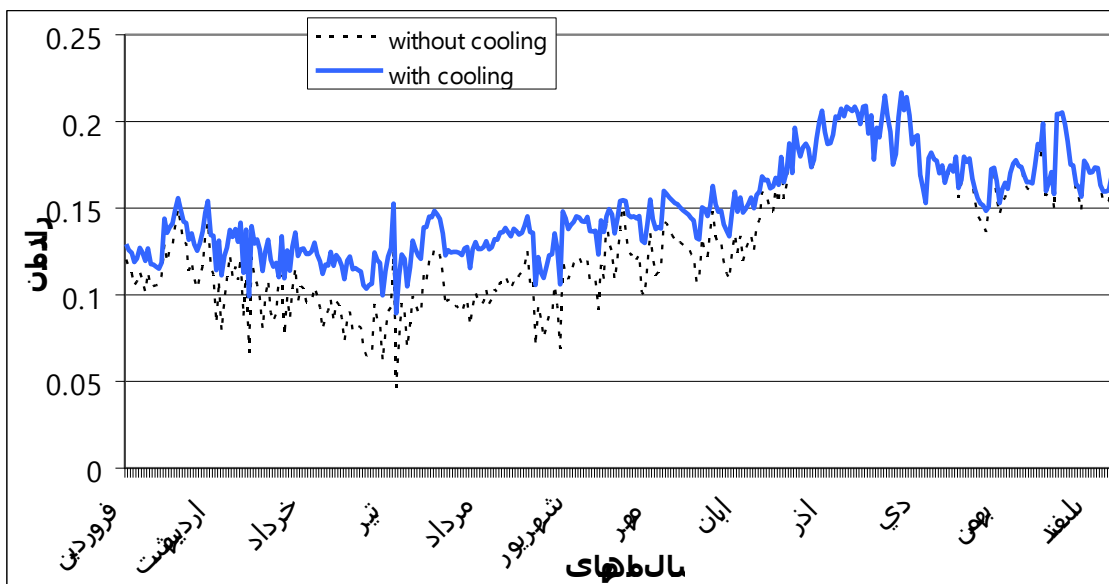
نمودار ۴-۶: تناژ تبرید مورد نیاز چیلر برای شبهای مختلف

همانطور که در نمودارهای بالا مشاهده می شود بیشترین تناژ تبرید مورد نیاز برای ماه های گرم سال (فصل تابستان) می باشد. با توجه به نمودارهای ترسیم شده میانگین تناژ مورد نیاز برای روز میزان 300-300 Ton تبرید می باشد. با توجه به شرایط بیان شده استفاده از چیلر جذبی با تناژ 300-Ton تبرید در شرایط کارکرد فعلی یک مقدار بهینه می باشد.

استفاده از چیلر جذبی برای سرمایش یکی از بهترین روشهای سرمایش است که در آن دمای هوای سرد شده تقریباً برای اکثر سال مقدار بهینه ای می باشد و توانایی افزایش راندمان با استفاده سرمایش هوای ورودی بالاترین ظرفیت قابل حصول می باشد. در نمودار های زیر به مقایسه راندمان قبل و بعد از سرمایش دمای هوای ورودی با استفاده از روش چیلر جذبی پرداخته شده است.



نمودار ۵-۶: مقایسه میزان افزایش راندمان در روز با استفاده از روش چیلر جذبی



نمودار ۶-۶: مقایسه میزان افزایش راندمان در شب با استفاده از روش چیلر جذبی

همانطور که در نمودارهای بالا مشخص است با استفاده از روش چیلر جذبی می توان به میزان حداکثر ۳ درصد افزایش راندمان نسبت به حالت بدون سرمایه‌گذاری دست یافت. با بررسی نمودارهای بالا می توان به این مهم دست یافت که استفاده از چیلر جذبی تقریباً برای ۹ ماه اول سال می تواند مفید واقع گردد و با استفاده از این روش می توان به افزایش راندمان بین یک دهم تا سه درصد افزایش راندمان نسبت به حالت بدون سرمایه‌گذاری دست یافت که با توجه به راندمان پایین توربین های گازی (بین ۱۰ تا ۱۴ درصد) این میزان افزایش رشد قابل ملاحظه ای می باشد و با اجرای این روش می توان به صرفه جویی انرژی بسیار زیاد و کاهش آلودگی مناسب دست یافت.

## فصل هفتم

**استفاده از سیستم تبرید تراکمی برای سرمایش**

**هوای ورودی به کمپرسور**

به فرایندی که در آن حرارت از محیط با دمای بالا گرفته می‌شود تبرید می‌گویند. در طی این فرآیند دمای یک جسم یا فضایی مشخص از دمای محیط پایین‌تر نگهداشته می‌شود. ماده جذب کننده حرارت که بعنوان واسطه عمل می‌کند را مبرد یا ماده سرمازا می‌گویند. دمای مبرد همیشه از دمای فضا یا ماده سرد شونده کمتر است.

جذب حرارت توسط مایعات به هنگام تبخیر اساس کار سیستم‌های تبرید تراکمی را بنا نهاده است. استفاده از مایعات مزایایی بسیاری را در سیستم تبرید به ارمغان آورده است، از جمله می‌توان با کنترل فشار تبخیر مایع دمای تبخیر را تغییر داد. همچنین می‌توان بخار را به آسانی جمع‌آوری کرده و به مایع تبدیل نمود و با برقراری جریان مداوم از آن به دفعات زیادی از تبخیر برای ایجاد برودت استفاده کرد. دمای اشباع آب بالاست به این دلیل از این سیال برای سیکل تبرید تراکمی استفاده نمی‌کنند، فریون ماده‌ای است که در فشار اتمسفریک دارای دمای اشباع  $-29.8^{\circ}\text{C}$  است و در دماهای معمولی در مخازن فولادی تحت فشار به صورت مایع ذخیره می‌شود. به غیر از مشکلات زیست محیطی و تخریب لایه ازن توسط فریون خصوصیات این ماده سبب شده است که از آن بتوان بعنوان یک مبرد در سیکل تبرید تراکمی استفاده کرد. در حال حاضر جهت جلوگیری از اثر تخریب فریون بر لایه ازن مواد جایگزین با خصوصیات مشابه بکار گرفته می‌شود.

مبرد در اثر جذب حرارت نهان لازم از فضای اوپراتور تبخیر شده و بایستی در تحول تقطیر و تبدیل به حالت مایع حرارت نهان خود را به جسم دیگری منتقل کند. ماده‌ای که حرارت نهان بخار را جذب می‌کند و موجب تقطیر می‌شود عامل تقطیر نامیده می‌شود که از متداولترین آن می‌توان هوا و آب را نام برد. آب مورد استفاده به عنوان عامل تقطیر از آب شهر یا از برج خنک کن تأمین می‌شود ولی هوای مورد استفاده معمولاً هوای خارج در دمای محیط می‌باشد.



براساس اصول انتقال حرارت برای اینکه حرارت از بخار مبرد به عامل تقطیر منتقل شود، بایستی دمای عامل تقطیر از دمای بخار مبرد کمتر باشد. در خروج از اوپراتور دمای بخار همواره به طور قابل ملاحظه‌ای از دمای عامل تقطیر کمتر است و تا زمانی که دمای اشباع بخار مبرد در اثر تراکم به حدی بالاتر از دمای عامل تقطیر افزایش نیابد انتقال حرارت از بخار مبرد به هوا یا آب که به عنوان عامل تقطیر به کار می‌روند میسر نخواهد شد. وظیفه این عمل در سیکل تبرید تراکمی بعهده کمپرسور می‌باشد، بخار پرفشار و داغ پس از تراکم در کمپرسور وارد کندانسور می‌شود و حرارت خود را به آب یا هوا که دمای پایین‌تر دارند پس می‌دهد.

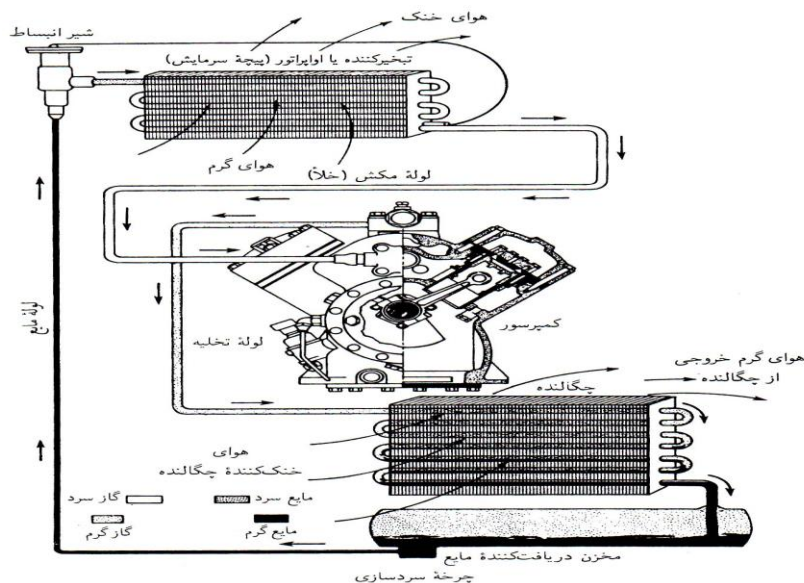
## ۲-۲- سیستم تبرید تراکمی [26]

اجزاء اصلی یک سیستم تبرید تراکمی عبارتند از:

- ۱- اوپراتور که وظیفه آن ایجاد سطح تبادل حرارت برای انتقال حرارت از فضا یا ماده سرد شونده به مبرد تبخیر شونده را فراهم می‌نماید.
- ۲- لوله مکش که بخار کم فشار را از اوپراتور به مکش کمپرسور انتقال می‌دهد.
- ۳- کمپرسور که بخار را از اوپراتور مکیده و دما و فشار آن را به حدی افزایش می‌دهد که بتواند با عامل تقطیر معمولی تقطیر شود.
- ۴- لوله گاز داغ یا تخلیه که بخار پرفشار و با دمای زیاد را از خروجی کمپرسور به کندانسور منتقل می‌کند.
- ۵- کندانسور که سطح تبادل حرارتی برای انتقال حرارت از بخار مبرد گرم به عامل تقطیر فراهم می‌نماید.
- ۶- مخزن ذخیره مایع که مایع تقطیر شده را ذخیره می‌کند و جریان ثابتی از مایع مورد نیاز را به اوپراتور برقرار می‌کند.
- ۷- لوله مایع که مبرد مایع را از مخزن ذخیره به کنترل کننده ماده مبرد می‌رساند.

۸- کنترل کننده ماده میرد که مقدار مناسبی از میرد را به اوپراتور می‌رساند و فشار آنرا طوری کاهش می‌دهد که مایع بتواند در دمای پایین مورد نظر تبخیر شود.

فرایند سردسازی تراکمی به عنوان «جذب گرما در فرایند چرخه‌ای پیوسته‌ای که شامل دو تغییر حالت است» تعریف می‌شود. اجزای اساسی چرخه سردسازی تراکمی در شکل زیر مشاهده می‌شود.



شکل ۷-۱: نمای شماتیک سیکل تبرید تراکمی

در این چرخه ماده سرمازا در معرض عملیات متناوب (چرخه‌ای) تراکم، چگالش، انبساط و تبخیر قرار می‌گیرد. برای تحقق کار اصلی سردسازی باید یک گودال (چاه) گرما یا ناحیه انرژی گرمایی اندک تهیه و حفظ شود تا جریان گرما در جهت شیب دمای نزولی از سمت هوایی که باید خنک شود به درون سیستم سردسازی برقرار گردد. این گودال گرما را واحد تبخیر (اوپراتور) می‌نامند. در سیستم‌های تهویه مطبوع واحد تبخیر به چند شکل طراحی و ساخته می‌شود. دو نوع آن عبارتند از:

پیچۀ سرمایش با سطح پره‌دار در سیستم‌های انبساط مستقیم

پیچه‌های مبادله‌کن گرمای آب سردکن برای سیستم‌های آب سرد

در واحد تبخیر گرما در جهت دمای نزولی از هوای گرم به سمت ماده سرمازای مایع کم‌دمای پیچیده جریان می‌یابد و گرمایی که بدین ترتیب به واحد تبخیر می‌رسد ماده سرمازای مایع را بخار می‌کند.

کمپرسور دستگاهی است که دو کار مهم انجام می‌دهد. نخست بخار را از واحد تبخیر با سرعتی که شرایط حالت پایای دمای پایین و فشار پایین واحد تبخیر اجازه دهد می‌گیرد و سپس این بخار را با فشار و دمای به قدر کافی بالا در چگالنده تخلیه می‌کند. در این شرایط گرما در جهت شیب دمای نزولی به آب یا هوای خنک‌کننده چگالنده پس داده می‌شود. در چگالنده گرمای اولیه گرفته شده از فضای مطبوع به اضافه گرمای هم‌ارز کار کمپرسور به رسانه (محیط) خنک‌کننده چگالنده (هوا یا آب) و در نهایت به هوای بیرون یا به زمین پس داده می‌شود. ماده سرمازا از طریق شیر انبساط وارد واحد تبخیر می‌شود. شیر انبساط جریان ماده سرمازا را به‌طور خودکار تنظیم می‌کند و دمای تبخیر یکنواختی ایجاد می‌کند که سبب می‌شود کمپرسور با شرایط اقتصادی بهینه کار کند.

در سیستمهای تبرید تراکمی از مبردهای مختلفی استفاده می‌گردد که در جدول زیر مشخصات ترمودینامیکی آنها آمده است.

جدول ۷-۱: چند خاصیت ترمودینامیکی تعدادی از مواد سرمازا

مواد سرمازا				خواص
R-۲۲	R-۱۲	R-۱۱	آمونیاک R-۷۱۷	
CHClF <sub>۲</sub>	CCl <sub>۲</sub> F <sub>۲</sub>	CCl <sub>۲</sub> F <sub>۲</sub>	NH <sub>۳</sub>	فرمول شیمیایی
-۴۱٫۴	-۲۱٫۶	۷۴٫۷	-۲۸	دمای نقطه جوش در فشار ۱ atm
۴۳٫۰۲	۲۶٫۵۱	۲٫۹۳	۳۴٫۲۷	فشار بخش فشار ضعیف برحسب psia در ۵۰F
۸۳٫۲	۵۲	۷	N.A. *	فشار بخش فشار ضعیف برحسب psia در ۴۰F
۱۷۴٫۵	۱۰۷٫۹	۱۸٫۲۸	۱۶٫۹۲	فشار بخش فشار قوی برحسب psia در ۸۶F
۲۷۵	۱۷۲	۳۳	N.A.	فشار بخش فشار قوی برحسب psia در ۱۲۰F
۹۳٫۶	۶۹٫۵	۸۴	۵۶۵	گرمای نهان تبخیر، L <sub>v</sub> برحسب Btu/lb در ۵۰F
۸۷	۶۴	۸۰٫۵	N.A.	گرمای نهان تبخیر، L <sub>v</sub> برحسب Btu/lb در ۴۰F
۱۰۸	۸۱٫۴	۹۶٫۸	N.A.	آنتالپی بخار سیرشده، h <sub>g</sub> برحسب Btu/lb در ۴۰F
۴۵٫۷	۳۶	۳۲٫۹	N.A.	آنتالپی مایع سیرشده، h <sub>f</sub> برحسب Btu/lb در ۱۲۰F
۶۲٫۳	۴۵٫۴	۶۳٫۹	N.A.	اثر سردسازی خالص (h <sub>g</sub> - h <sub>f</sub> ) برحسب Btu/lb در ۴۰ تا ۱۲۰F
۶۹٫۳	۵۱٫۰۷	۶۷٫۵۴	۴۷۴٫۴	اثر سردسازی خالص (h <sub>g</sub> - h <sub>f</sub> ) برحسب Btu/lb در ۵ تا ۸۶F
۴٫۶۶	۴٫۷۲	۵٫۰۴	۴٫۸۵	ضریب عملکرد، c.o.p. در چرخه ۵ تا ۸۶F
۲٫۸۸	۳٫۹۲	۲٫۹۶	۰٫۴۲	سرعت جریان ماده سرمازا برحسب پوند در دقیقه برای یک تن سردسازی در چرخه ۵ تا ۸۶F
۱٫۰۱	۰٫۹۷۷	۰٫۹۳	۰٫۹۹	hp نظری برای یک تن سردسازی در چرخه ۵ تا ۸۶F

\* N.A. = دسترس‌ناپذیر.

### ۳-۷- تحلیل انرژی سیکل تبرید تراکمی

محاسبات بار سرمایی مورد نیاز سرمایش توربین های گازی خانگی بر اساس دما و رطوبت نسبی میانگین در فصل تابستان انجام میشود. بر این اساس دما و رطوبت نسبی میانگین به ترتیب  $40^{\circ}C$  و 34% در نظر گرفته میشود

برای محاسبه بار سرمایی مورد نیاز سرمایش یکی از توربین های گازی با دبی جرمی طراحی 50.7 Kg/s به نحوه زیر عمل مینماییم:

$$\begin{cases} T_1 = 40^{\circ}C \\ RH_1 = 18\% \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} h_1 = 313.7 KJ / Kg \\ w_1 = 0.006967 \end{cases} \quad (1-7)$$

$$\begin{cases} T_2 = 5^{\circ}C \\ RH_2 = 100\% \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} h_2 = 277.4 KJ / Kg \\ w_2 = 0.005101 \end{cases} \quad (2-7)$$

برای محاسبه دبی آب کندانس شده بر روی کویل ها از موازنه جرم خواهیم داشت:

$$\dot{m}_{\text{condensatewater}} = \dot{m}_{\text{air}} (\omega_2 - \omega_1) = 50.71 \times (0.006995 - 0.005101) = 0.01894 \quad (3-7)$$

آنتالپی تبخیر از رابطه زیر بدست می آید:

$$\begin{cases} T_2 = 40^{\circ}C \\ X = 0 \end{cases} \Rightarrow h_w = 167.5 KJ / Kg \quad (4-7)$$

محاسبه باربرودتی به صورت زیر است:

$$\dot{Q}_{1-2} = \dot{m}_{\text{air}} \times (h_1 - h_2) - \dot{m}_{\text{water}} \times h_w = 50.71 \times (313.7 - 278.4) - 0.005101 \times 167.5 = 1790 KJ / Kgs \quad (5-7)$$

$$Ton_{ref} = \dot{Q} / 3.5168 = 1790 / 3.5168 = 508.98 \approx 510 \quad (6-7)$$

با انجام محاسبات بالا این نتیجه حاصل شد که برای سرمایه‌های ورودی یکی از توربین‌های گازی نیاز به استفاده از چیلر جذبی با ظرفیت ۵۱۰ تن تبرید خواهیم داشت و در نتیجه برای سرمایه‌های ورودی هر ۳ توربین گازی باید از ۳ چیلر ۵۱۰ تنی استفاده نماییم.

انتقال سرمایه‌های از مبرد چیلرهای تراکمی به هوای ورودی به کمپرسور توربین‌های گازی باید با استفاده از سیال واسط آب صورت پذیرد. این انتقال بروودت به وسیله مبدل‌های حرارتی با راندمان ۸۰٪ صورت می‌پذیرد که راندمان معمولی برای مبدل‌های حرارتی می‌باشد.

#### ۷-۴- بررسی تأثیر سرمایه‌های ورودی به کمپرسور با استفاده از سیستم چیلر تراکمی بر

#### راندمان سیکل توربین گازی پالایشگاه خانگیران

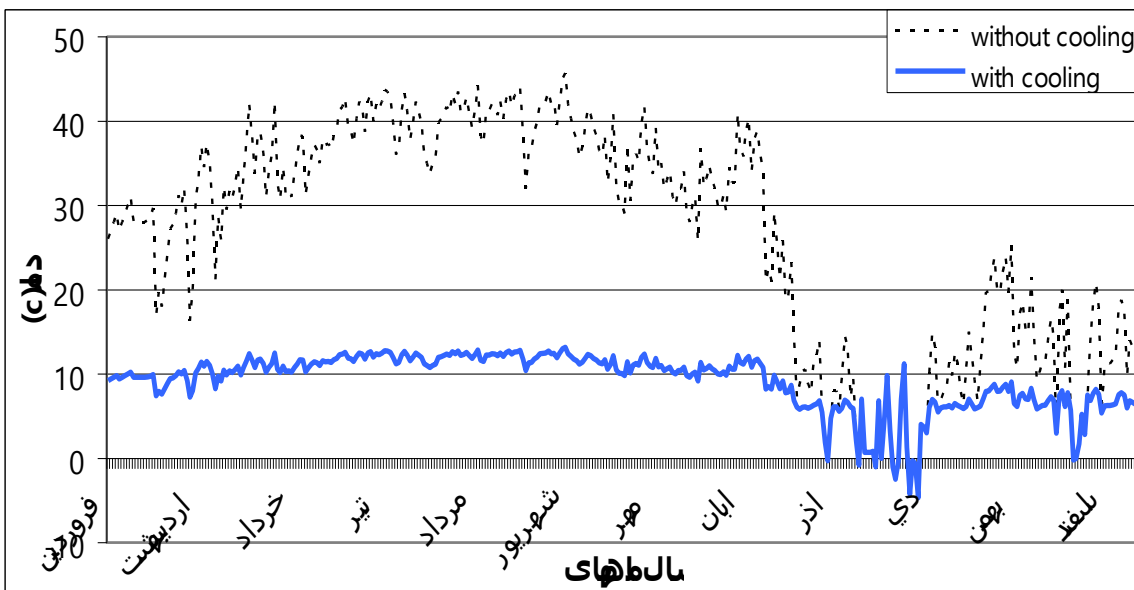
استفاده از چیلر تراکمی جهت سرمایه‌های در اماکن ساختمانی، تجاری و صنعتی رو به گسترش می‌باشد. عدم وابستگی به شرایط محیطی و دسترسی به دمای دلخواه از بزرگترین مزایای استفاده از چیلرهای تراکمی می‌باشد. شاید بتوان اشکالات مهم این چیلرها را در مصرف آب زیاد در برج خنک کننده، تعمیر و نگهداری پیچیده آنها و میزان مصرف انرژی بالای آنها دانست. با توجه به استفاده روز افزون از چیلرهای تراکمی و اثبات کارایی بالای آنها استفاده از آن برای سرمایه‌های ورودی به کمپرسور توربین‌های گازی پالایشگاه خانگیران می‌تواند مورد توجه قرار گیرد.

محاسبات انجام شده در قسمت قبلی برای انتخاب چیلر تراکمی براساس شرایط طراحی توربین‌های گازی خانگیران و توان اسمی ماکزیمم آن انجام گرفته است. براساس محاسبات انجام گرفته و با توجه به شرایط طراحی برای سرمایه‌های هوایی ورودی به کمپرسور توربین گازی نیاز به چیلر تراکمی با تناژ 500 Ton می‌باشد. شرایط کارکرد واقعی توربین‌های گازی با شرایط کارکرد طراحی متفاوت می‌باشد. شاخص‌ترین مؤلفه تفاوت این ۲ شرایط در میزان Load واقعی و Load طراحی می‌باشد. اختلاف Load خروجی و طراحی باعث اختلاف در میزان دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور می‌گردد.

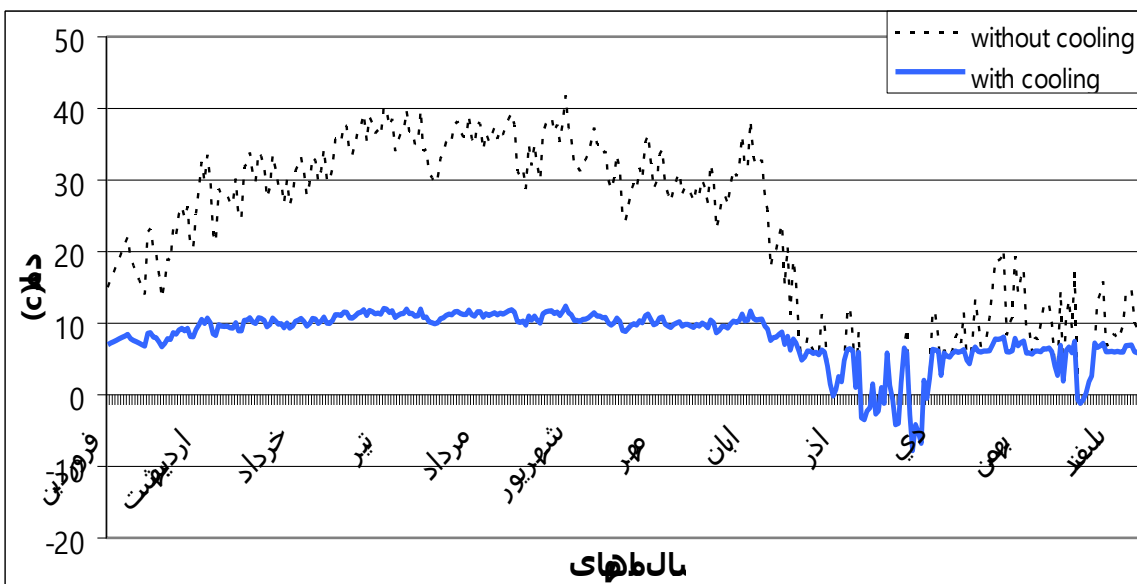
برای بررسی تأثیر استفاده از چیلر تراکمی بر راندمان توربین های گازی پالایشگاه خانگیران ابتدا باید به تأثیر استفاده از این چیلرها در سرمایش هوای ورودی به کمپرسور این توربین ها پرداخته شود. چیلرهای تراکمی برای سرمایش آب  $5^{\circ}\text{C}$  را به ما تحویل می دهد. برای انتقال سرمایش از آب سرد شده به هوای ورودی به کمپرسور احتیاج به طراحی یک مبدل حرارتی می باشد.

در شرایط طراحی کارکرد سرمایش باید از آب با دمای  $5^{\circ}\text{C}$  و دبی جرمی  $83.09 \text{ kg/s}$  به سیال گرم (هوا) با دمای  $40^{\circ}\text{C}$  و دبی جرمی  $50.71 \text{ kg/s}$  منتقل شود. برای انجام این انتقال از مبدل حرارتی با راندمان کاری 80% استفاده می شود که در مبدل های حرارتی راندمان متداولی محسوب می گردد.

عبور هوای عبوری از مبدل حرارتی و تماس با آب سرد خروجی از چیلر باعث سرمایش هوای ورودی خواهد شد. بدلیل شرایط دمایی مختلف دمایی، هوای عبوری از مبدل حرارتی شرایط دمایی مختلف در خروج هوای ورودی با استفاده از سرمایش توسط چیلرهای تراکمی و بدون سرمایش پرداخته شده است. در نمودارهای زیر به مقایسه کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور توربین گازی پالایشگاه خانگیران با استفاده از سیستم چیلر تراکمی پرداخته شده است.



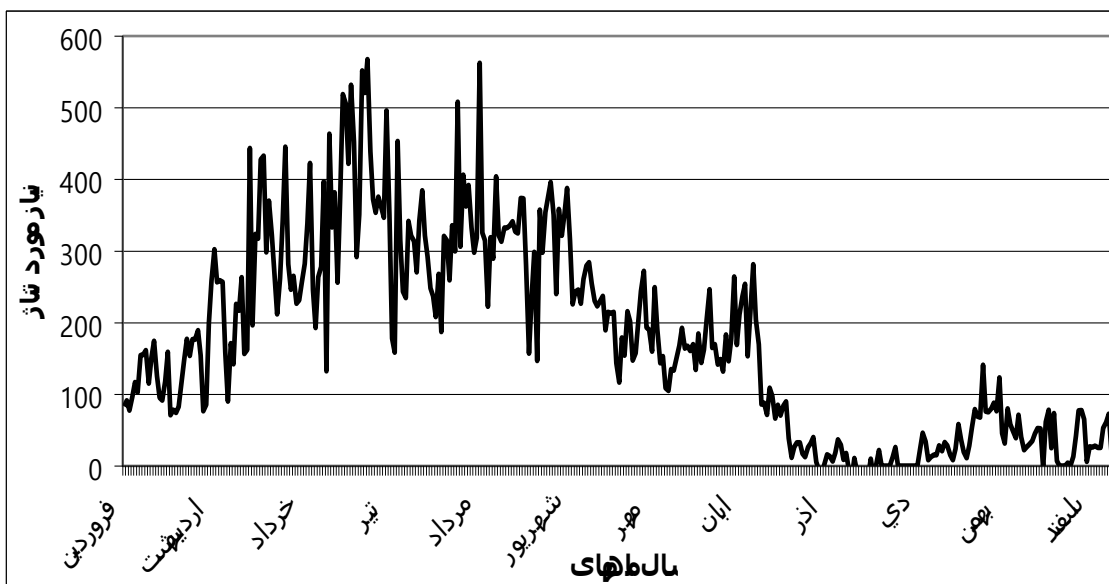
نمودار ۷-۱: مقایسه میزان کاهش دمای روز با استفاده از چیلر تراکمی



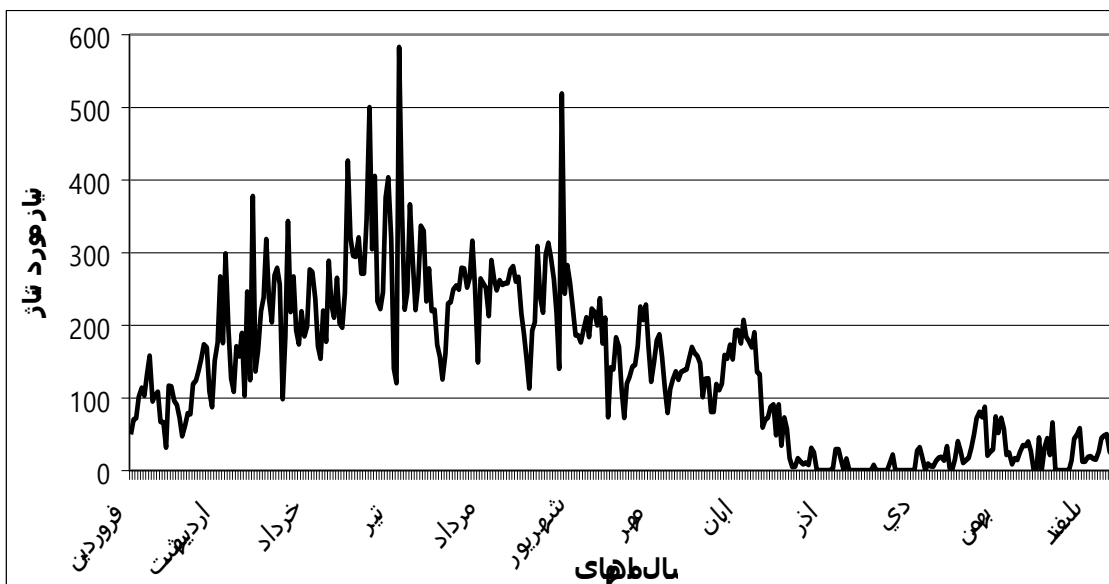
نمودار ۲-۷: مقایسه میزان کاهش دمای شب با استفاده از چیلر تراکمی

همانطور که در این نمودارها مشخص است استفاده از سیستم چیلر تراکمی باعث کاهش دما بین  $2^{\circ}\text{C}$  الی  $20^{\circ}\text{C}$  بر حسب ماههای مختلف سال میگردد. استفاده از چیلر تراکمی برای ماههای گرم سال وهمچنین در بخش روز میتواند کارایی بیشتری داشته باشد. یکی دیگر از نکات بسیار مهم در استفاده از چیلرهای تراکمی دمای هوای سرد شده یکسان (دمایی بین  $7$  تا  $9$  درجه سانتی گراد) برای اکثر ماههای سال میباشد. این مساله میتواند بیانگر این واقعیت باشد که با استفاده از چیلر های تراکمی میتوان راندمان بهبود یافته یکنواختی را در ماههای مختلف سال شاهد بود.

دبی جرمی هوای ورودی به کمپرسور در شرایط واقعی و برای روزهای مختلف با شرایط طراحی اختلاف خواهد داشت. در این مرحله با توجه به شرایط دبی جرمی واقعی به محاسبه تناژ واقعی مورد نیاز در طی بخشهای مختلف برای ۲ قسمت روز و شب پرداخته خواهد شد. در نمودارهای زیر، نمودار تناژ تبرید مورد نیاز چیلر تراکمی برای سرمایش هوای ورودی به کمپرسور توربین گازی برای ۲ قسمت روز و شب ترسیم شده است.



نمودار ۳-۷: تناژ تبرید مورد نیاز چیلر برای روزهای مختلف



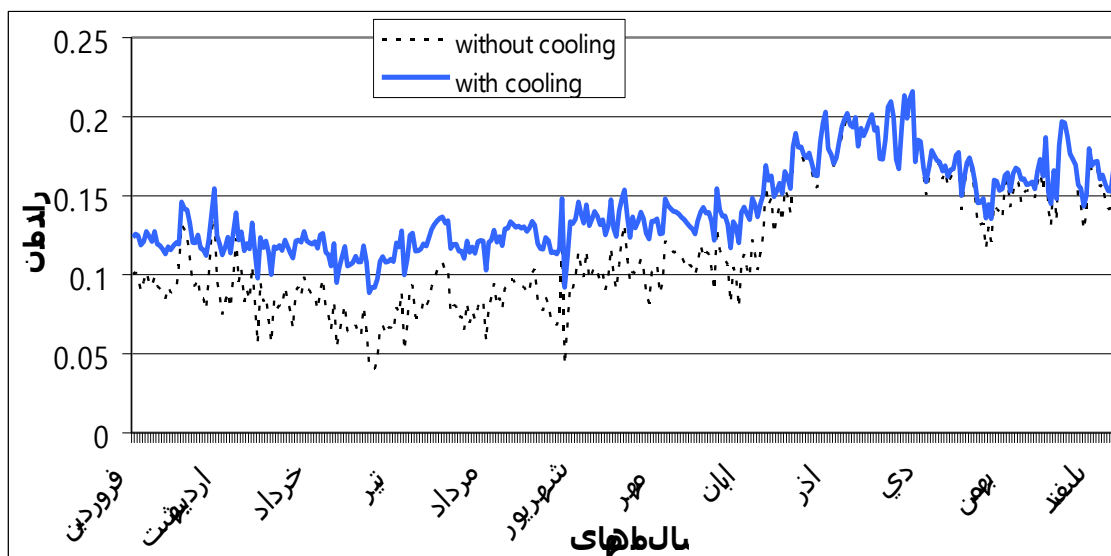
نمودار ۴-۷: تناژ تبرید مورد نیاز چیلر برای شبهای مختلف

همانطور که در نمودارهای بالا مشاهده می شود بیشترین تناژ تبرید مورد نیاز برای ماه های گرم سال (فصل تابستان) می باشد. با توجه به نمودارهای ترسیم شده میانگین تناژ مورد نیاز برای روز میزان 300-

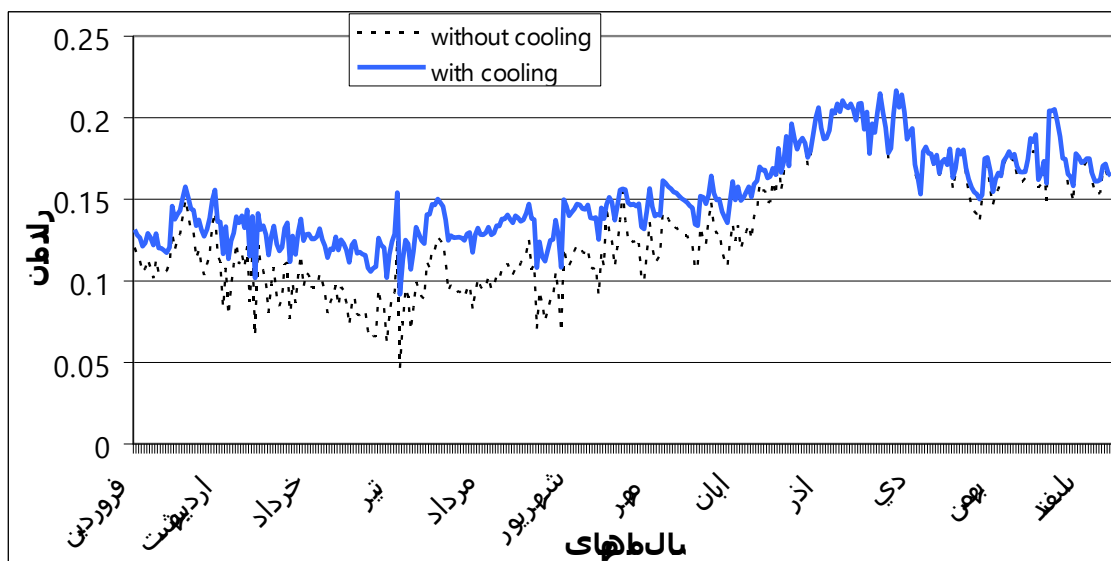


Ton تبرید می باشد. با توجه به شرایط بیان شده استفاد از چیلر تراکمی با تناژ 300-Ton تبرید در شرایط کارکرد فعلی یک مقدار بهینه می باشد.

استفاده از چیلر تراکمی برای سرمایش یکی از بهترین روشهای سرمایش است که در آن دمای هوای سرد شده تقریباً برای اکثر سال مقدار بهینه ای می باشد و توانایی افزایش راندمان با استفاده سرمایش هوای ورودی بالاترین ظرفیت قابل حصول می باشد. در نمودارهای زیر به مقایسه راندمان قبل از سرمایش و بعد از سرمایش دمای هوای ورودی با استفاده از روش چیلر تراکمی پرداخته شده است.



نمودار ۷-۵ : مقایسه میزان افزایش راندمان در روز با استفاده از روش چیلر جذبی



نمودار ۶-۷: مقایسه میزان افزایش راندمان در شب با استفاده از روش چیلر جذبی

همانطور که در نمودارهای بالا مشخص است با استفاده از روش چیلر تراکمی میتوان به میزان حداکثر ۳ درصد افزایش راندمان نسبت به حالت بدون سرمایش دست یافت. با بررسی نمودارهای بالا می توان به این مهم دست یافت که استفاده از چیلر تراکمی تقریباً برای ۹ ماه اول سال می تواند مفید واقع گردد و با استفاده از این روش می توان به افزایش راندمان بین یک دهم تا سه درصد افزایش راندمان نسبت به حالت بدون سرمایش دست یافت که با توجه به راندمان پایین توربین های گازی (بین ۱۰ تا ۱۴ درصد) این میزان افزایش رشد قابل ملاحظه ای می باشد و با اجرای این روش می توان به صرفه جویی انرژی بسیار زیاد و کاهش آلودگی مناسب دست یافت.

## فصل هشتم

# ارزیابی فنی و اقتصادی سیستم های مختلف و انتخاب سیستم برتر

## ۸-۱- مقدمه

هزینه های سیستم های افزایش راندمان که توسط خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور صورت می پذیرند شامل هزینه سرمایه گذاری اولیه و هزینه تعمیر و نگهداری می باشند.

## ۸-۲- هزینه سرمایه گذاری اولیه<sup>۷۲</sup> [27]

این هزینه ها شامل هزینه های نصب و راه اندازی و تجهیزات سیستم می باشند. هزینه های سرمایه گذاری اولیه برای سیستم مدیا را میتوان شامل هزینه نصب و راه اندازی، هزینه خرید تجهیزات نظیر پمپ سیرکولاتور، پدها و غیره دانست. همچنین برای چیلرها هم هزینه نصب و راه اندازی، پایپینگ مورد نیاز و... می باشد. در سیستم fogging هزینه ها شامل نصب و راه اندازی پمپهای تولید مه، مانیفولدها و نازلها، سیستم کنترلی و... میباشد. در جدول زیر نسبت هزینه های سرمایه گذاری اولیه روش های مختلف خنک کاری مقایسه شده اند.

جدول ۸-۱: مقایسه نسبت هزینه روشهای مختلف

نسبت هزینه ها	روش های مختلف
۱	سیستم های خنک کننده تبخیری (Media)
۲	سیستم fog با سایت تولید آب مقطر
۱۰	چیلرهای جذبی
۹,۵	چیلرهای تراکمی

<sup>72</sup> Capital cost

### ۸-۳- هزینه تعمیر و نگهداری و بهره برداری

هزینه های مذکور در جدول زیر به طور خلاصه و موردی آورده شده است.

جدول ۸-۲: هزینه های مختلف تعمیر و نگهداری

هزینه تعمیر و نگهداری	روش های مختلف
✓ تهیه آب ✓ تصفیه آب در صورت لزوم ✓ تعویض پدها	سیستم های خنک کننده تبخیری
✓ تهیه آب ✓ تهیه آب و تولید آب مقطر ✓ مصرف برق پمپ ها	سیستم fog با سایت تولید آب مقطر
✓ فرآیندهای شیمیایی برج خنک کن ✓ نگهداری چیلر ✓ مصرف برق ✓ بخار	چیلرهای جذبی دو مرحله ای بروماید لیتیم
✓ فرآیندهای شیمیایی برج خنک کن ✓ نگهداری چیلر ✓ مصرف برق	چیلرهای تراکمی

## ۸-۴- ارزیابی فنی و اقتصادی سیستم های افزایش راندمان

ارزیابی فنی و اقتصادی کلیه سیستم های افزایش راندمان به صورت خلاصه در جدول ذیل آورده شده

است:

جدول ۸-۳: مقایسه قیمتها و مشخصات کلی روشهای خنک کنندگی هوای ورودی کمپرسور

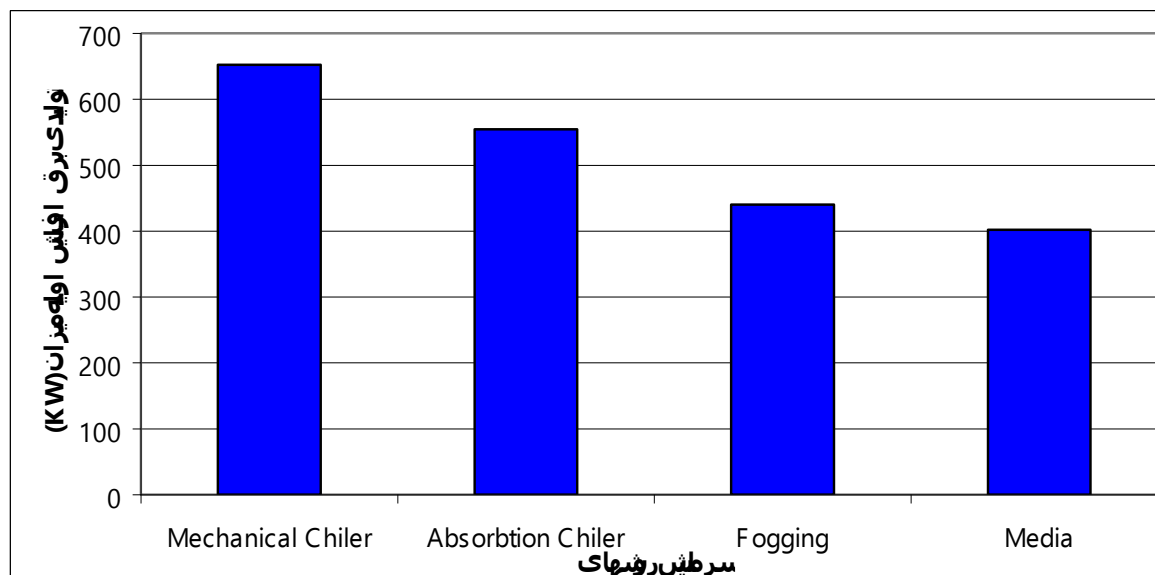
توضیحات	چیلرهای تراکمی	چیلرهای جذبی	سیستم مه پاشی (Fogging)	سیستمهای تبخیری (Media)	نوع سیستم
	در این سیستم ها از آب سرد ایجاد شده توسط چیلر ( که خود دارای انواع مختلفی است) جهت خنک کردن هوای ورودی کمپرسور استفاده می شود	خنک کردن هوای ورودی با استفاده از ایجاد برودت توسط چیلر و جذبی و محدودیت آب و هوایی ندارد	این سیستم از اسپری آب برای خنک کردن هوای ورودی استفاده می کند و تجهیزات آن پمپها اسکید و نازلهای مخصوص آن می باشد.	این سیستم از یک ماده مدیا برای تبخیر آب استفاده می کند در مناطق گرم و خشک کاربرد دارد و از تجهیزات آن هدرهای توزیع کننده آب، صفحات مدیا و قطره گیرها می باشد.	توصیف سیستم
هزینه براساس میزان افزایش قدرت بیان گردیده است	۲۰۰-۵۰۰	۳۰۰-۷۰۰	۴۵-۷۰	۲۵-۶۵	هزینه سرمایه گذاری اولیه (\$/KW) (added)
	۵ تا ۱۰ درصد هزینه اولیه	۱۰ تا ۱۵ درصد هزینه اولیه	۳ تا ۵ درصد هزینه اولیه	۱۵ تا ۲۰ درصد هزینه اولیه	هزینه تعمیرات و نگهداری (O & M)

در ادامه با توجه به توضیحات ارائه شده به بررسی فنی اقتصادی روشهای مختلف و نهایتاً انتخاب روش مورد نظر پرداخته میشود. لازم به یادآوری است که بررسی های صورت گرفته بر اساس یکی از توربینهای گازی میباشد و با توجه به وجود ۳ توربین گازی در نیروگاه خانگیران برای اعمال روش خنک کاری برای هر ۳ توربین باید نتایج و مقادیر ۳ برابر گردد.

در این قسمت میزان برق اولیه تولیدی با استفاده از روشهای مختلف سرمایش هوای ورودی به کمپرسور و بدون در نظر گرفتن میزان برق مصرف شده در این روشها نمایش داده شده است. برای محاسبه میزان افزایش برق تولیدی از روش زیر استفاده مینماییم.

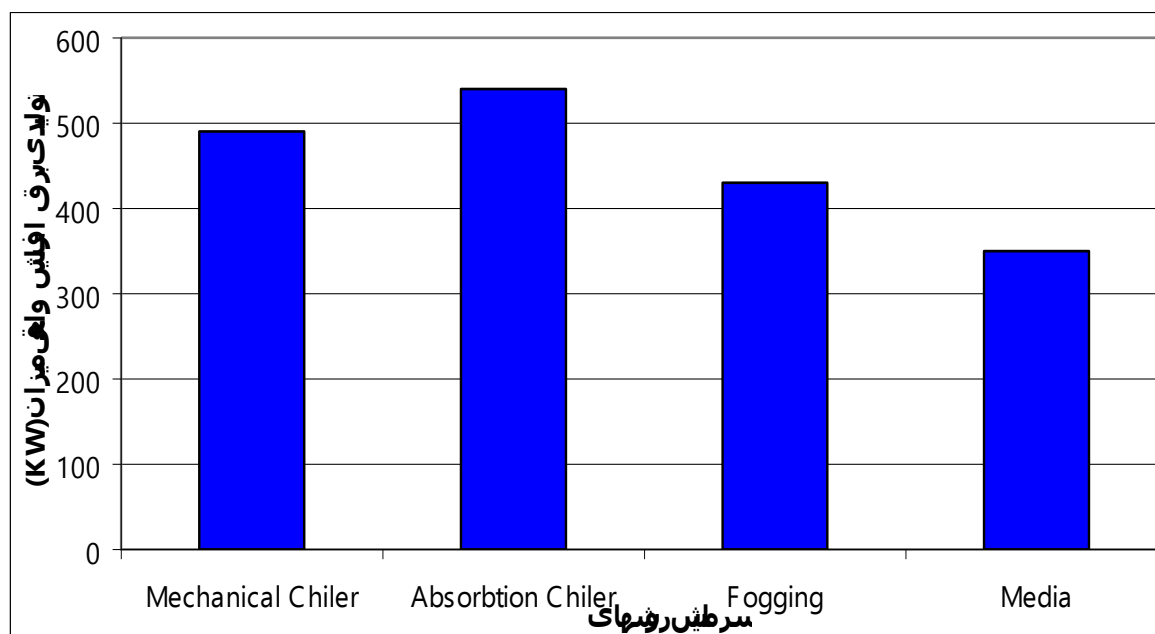
$$\Delta W = (\eta_2 - \eta_1) \times \dot{Q}_{in} \quad (1-8)$$

که در معادله بالا  $\eta_1$  میانگین راندمان سالیانه در حالت بدون سرمایش،  $\eta_2$  میانگین راندمان سالیانه با استفاده از روشهای سرمایش هوای ورودی و  $\dot{Q}_{in}$  نرخ گرمای موجود در محفظه احتراق میباشد.



نمودار ۱-۸ : میزان اولیه افزایش برق تولیدی برای یک توربین گازی

همانطور که در نمودار بالا مشهود است بیشترین افزایش برق تولیدی مربوط به سرمایه‌ش با استفاده از چیلرهای تراکمی می‌باشد و روشهای چیلر جذبی، مه پاشی و سرمایه‌ش تبخیری (Media) در رده‌های بعدی قرار دارند. میزان برق تولیدی نشان داده شده از روشهای مختلف در نمودار بالا بدون در نظر گرفتن میزان برق مصرفی خود این روشها می‌باشد. در نمودار بعدی به نمایش تولید میزان برق با توجه به کم کردن میزان برق مصرفی هر روش پرداخته شده است.

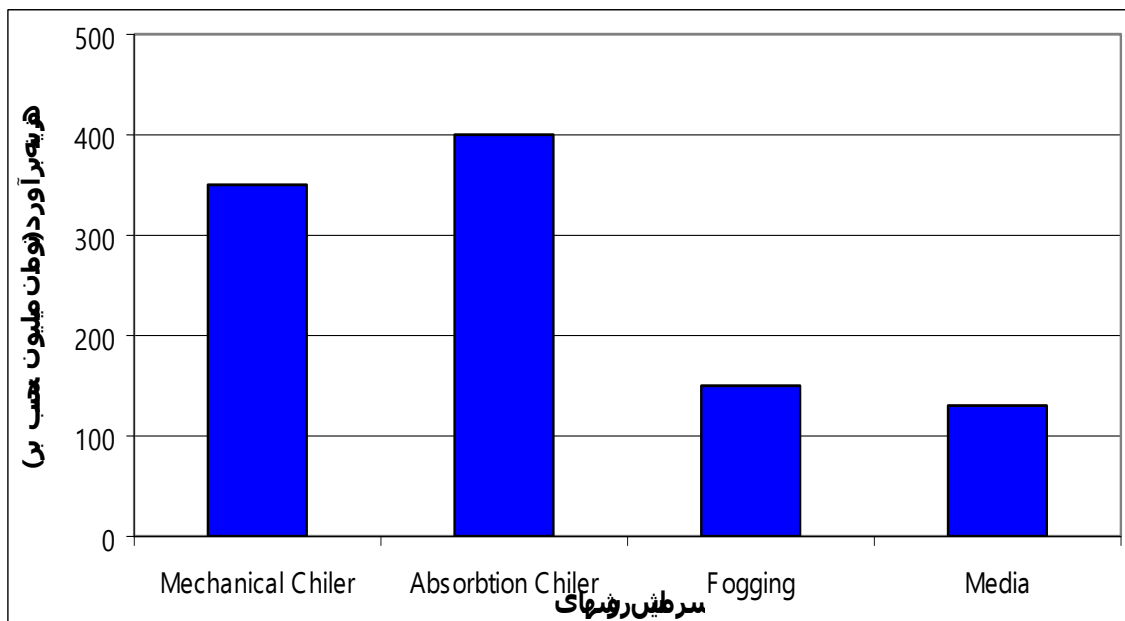


نمودار ۸-۲: میزان واقعی افزایش برق تولیدی برای یک توربین گازی

همانطور که میدانیم چیلرهای تراکمی میزان برق زیادی مصرف مینمایند به طوریکه اگر از این چیلرها استفاده نماییم در حدود ۲۵ درصد از افزایش توان تولیدی به مصرف خود این چیلرها خواهد شد. نمودار ۸-۲ بیانگر این است که با کم کردن میزان برق مصرفی هر روش چیلرهای جذبی می‌توانند بالاترین افزایش قدرت خروجی و راندمان را برای یک توربین ایجاد کنند.



در نمودار ۳-۸ به نمایش میزان برآورد هزینه هر کدام از روشهای مورد نظر پرداخته شده است. برآورد هزینه برای این روشها بر مبنای مجموع هزینه های سرمایه گذاری اولیه و هزینه تعمیر و نگهداری تعیین شده است.



نمودار ۳-۸: میزان برآورد هزینه روشهای سرمایه‌گذاری برای یک توربین گازی

همانطور که در نمودار ۳-۸ مشخص است استفاده از چیلر جذبی پرهزینه ترین روش می باشد و روشهای چیلر تراکمی، مه پاشی و سرمایه‌گذاری تبخیری در رده های بعدی قرار دارند.

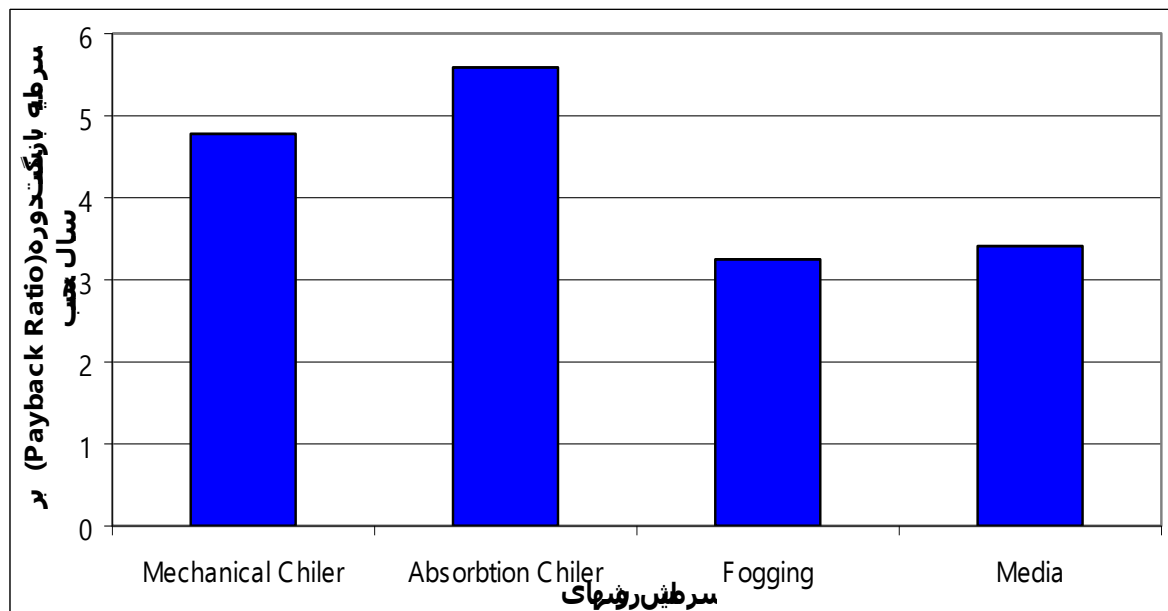
در این مرحله با توجه به میزان افزایش برق تولیدی و همچنین میزان هزینه هر روش به محاسبه دوره بازگشت سرمایه<sup>۷۳</sup> برای هر روش پرداخته شده است. محاسبه دوره بازگشت سرمایه به طریقه زیر صورت میپذیرد.

$$\text{Payback Ratio} = (\text{Capital and O\&M Costs}) / (\Delta W \times 35 \times 275) \quad (۲-۸)$$

در معادله بالا صورت کسر شامل مجموع هزینه های سرمایه گذاری اولیه و تعمیر و نگهداری میگردد. همچنین با توجه به استفاده از سیستمهای سرمایه‌گذاری برای ماههای گرم سال (تقریباً ۹ ماه از سال) تعداد

<sup>73</sup> Payback Ratio

روزهای مورد استفاده سیستم ۲۷۵ روز در نظر گرفته میشود. میانگین قیمت برق صنعتی در ایران ۳۵ تومان برای هر کیلو وات ساعت در نظر گرفته شده است. با توجه به موارد بیان شده نمودار دوره بازگشت سرمایه برای هر یک از روشهای مذکور به صورت زیر بیان میگردد.



نمودار ۸-۴: دوره بازگشت سرمایه هر یک از روشهای سرمایش برای یک توربین گازی

با توجه به بررسی های بعمل آمده و همانگونه که در نمودار مشخص است سیستم مه پاشی (Fogging) دارای پایین ترین دوره بازگشت سرمایه میباشد و سیستمهای سرمایش تبخیری (Media) و چیلر تراکمی و چیلر جذبی در ردههای بعدی قرار دارند.

#### ۸-۵- انتخاب سیستم برتر

با توجه به ارزیابی های صورت گرفته و محاسبات انجام شده توسط مجریان طرح پژوهشی سیستم مه پاشی (Fogging) به عنوان بهترین روش جهت سرمایش هوای ورودی و در نتیجه راهکار برتر افزایش راندمان توربینهای گازی پالایشگاه خانگیران انتخاب میگردد.

## فصل نهم

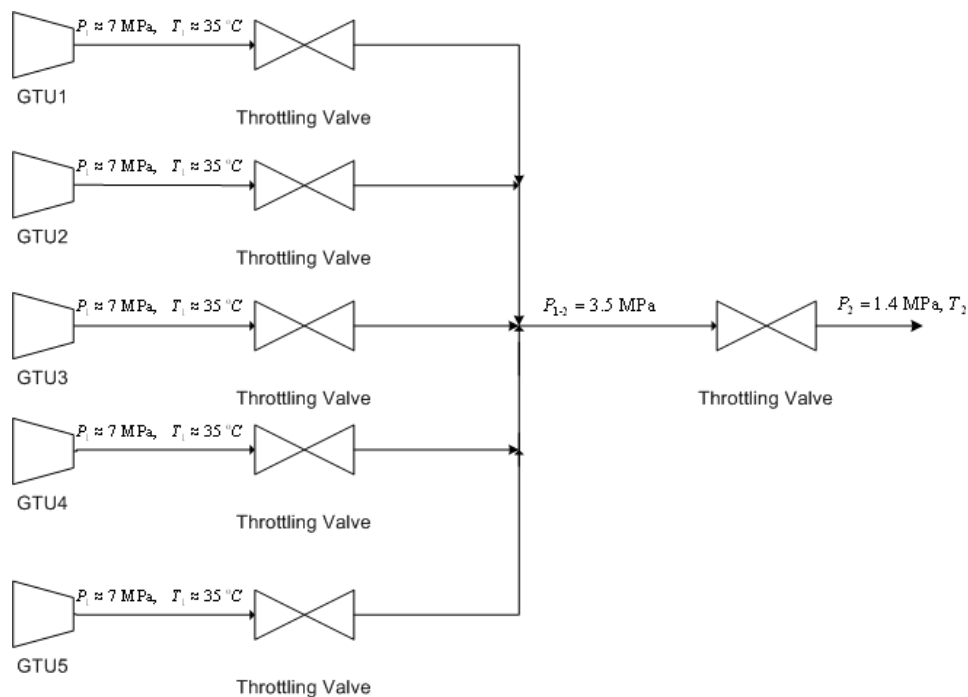
**استفاده از فرآیند کاهش فشار گاز مصرفی پالایشگاه خانگیران**

**برای تولید توان و سرمایه‌های هوای ورودی به کمپرسور**

اگرژی گاز طبیعی شامل ۳ بخش است. اگرژی شیمیایی، اگرژی حرارتی و اگرژی فشاری. اگرژی شیمیایی طی فرآیند احتراق گاز طبیعی حاصل شده و به انواع دیگر انرژی تبدیل می‌شود. اگرژی حرارتی عمده‌ترین بخش اگرژی گاز طبیعی است که به منظور تولید برق در نیروگاهها و تولید حرارت در منازل مورد استفاده قرار می‌گیرد. اگرژی فشاری نوع مفید دیگر اگرژی گاز طبیعی محسوب می‌شود. بررسیها و مطالعات زیادی برای استفاده از اگرژی فشاری گاز طبیعی صورت گرفته است. در این فصل به بررسی استفاده از ظرفیت فرآیند کاهش فشار گاز مصرفی پالایشگاه خانگیران برای تولید توان و سرمایه‌ش جهت سرمایه‌ش هوای ورودی به کمپرسورهای توربین گازی پالایشگاه خانگیران پرداخته میشود.

#### ۹-۲- پروسه تقلیل فشار گاز مصرفی در پالایشگاه خانگیران

پالایشگاه گاز شهید هاشمی‌نژاد سرخس (خانگیران) ظرفیت پذیرش حدود ۵۰ میلیون مترمکعب گاز ترش در روز را داراست، که در ۵ واحد تصفیه گاز فرآیند شیرین سازی آن انجام می‌گردد. گاز تولیدی پالایشگاه خانگیران حدود ۱۰ درصد گاز تولیدی کل کشور می‌باشد که ۶ استان شمال و شمال شرقی کشور را از این نعمت بهره‌مند می‌سازد. از میزان گاز تولیدی پالایشگاه به میزان ۳ تا ۵ درصد آن برای استفاده خود پالایشگاه مصرف می‌گردد که این میزان با توجه به فصول مختلف سال از مقدار 1300000 تا 1800000 مترمکعب در روز متغیر می‌باشد. این میزان گاز مصرفی پالایشگاه دارای فشار بالایی بین 6.5 Mpa تا 7 Mpa می‌باشد که برای استفاده در قسمتهای مختلف پالایشگاه از جمله نیروگاه داخلی پالایشگاه، واحد آب و بخار و مصارف گرمایی اماکن باید تا میزان 1.4 Mpa کاهش یابد. هم‌اکنون پروسه کاهش فشار گاز مصرفی پالایشگاه خانگیران از طریق شیرهای فشارشکن صورت می‌گیرد. این پروسه به طور شماتیک در شکل زیر مشخص گردیده است.



شکل ۹-۱: سامانه شیرهای فشارشکن موجود در پالایشگاه

همانطور که در شکل نیز مشاهده می‌گردد، ابتدای فشار گاز مصرفی پالایشگاه در هر یک از واحدهای تصفیه گاز از حدود 6.9 Mpa تا میزان 3.5 Mpa کاهش می‌یابد و سپس با بهم پیوستن هر ۵ خط که از واحدهای تصفیه تغذیه می‌گردد خط اصلی تشکیل می‌گردد و بر روی خط اصلی نیز فشار گاز مصرفی از حدود 3.5 Mpa تا حدود 1.4 Mpa دوباره تقلیل می‌یابد. لازم به ذکر است که در واحدهای مختلف پالایشگاه اعم از نیروگاه، واحد آب و بخار و تأسیسات دیگر پالایشگاه شیرهای فشارشکن دیگری تعبیه گردیده است تا باز هم کاهش فشار به میزان دلخواه ممکن گردد.

در این فصل به ارائه ۲ روش پیشنهادی برای استفاده از اگزورژی فشاری فرآیند کاهش فشار گاز مصرفی پالایشگاه خانگیان پرداخته شده است.

### ۹-۳- اطلاعات موجود در خانگیان

#### ۹-۳-۱- اطلاعات ثبت شده در خانگیان

محاسبات صورت پذیرفته در این ۲ روش بر مبنای اطلاعات واقعی ثبت شده در پالایشگاه خانگیان میباشد. این اطلاعات به صورت هر ۲ ساعت یکبار ثبت میگردد که برای استفاده در این ۲ روش به

صورت میانگین روزانه در آمده است. در جدول ۹-۱ بر اساس نحوه چیدمان شکل ۸-۲ اطلاعات ثبت شده مربوط به تاریخ ۱۳۸۶/۴/۱ به عنوان نمونه آمده است.

جدول ۹-۱: لیست ثبت شده اطلاعات در خانگیران

نشانه	مقدار	توضیحات
$T_{0,NG}$	36.42	دمای گاز طبیعی ورودی به ایستگاه تقلیل فشار
$P_{0,NG}$	6995	فشار گاز طبیعی ورودی به ایستگاه تقلیل فشار
$P_{2,NG}$	1400	فشار گاز طبیعی خروجی از ایستگاه تقلیل فشار
$\dot{m}_{NG}$	11.5	دبی جرمی گاز طبیعی عبوری از ایستگاه تقلیل فشار
$T_{0,air}$	43.2	دمای محیط
$P_{0,air} (P_{1,air})$	100	فشار محیط (ورودی کمپرسور)
$T_{1,air}$	35.05	دمای هوای ورودی کمپرسور
$T_{2,air}$	270.8	دمای خروجی کمپرسور
$P_{2,air}$	441	فشار خروجی کمپرسور
$T_{3,air}$	663.8	دمای ورودی توربین
$P_{3,air}$	441	فشار ورودی توربین
$T_{4,air}$	327.5	دمای خروجی توربین
$P_{4,air}$	100	فشار خروجی توربین
$P_e$	3.1	توان خروجی ژنراتور

### ۹-۳-۲- ترکیب شیمیایی گاز طبیعی در خانگیان

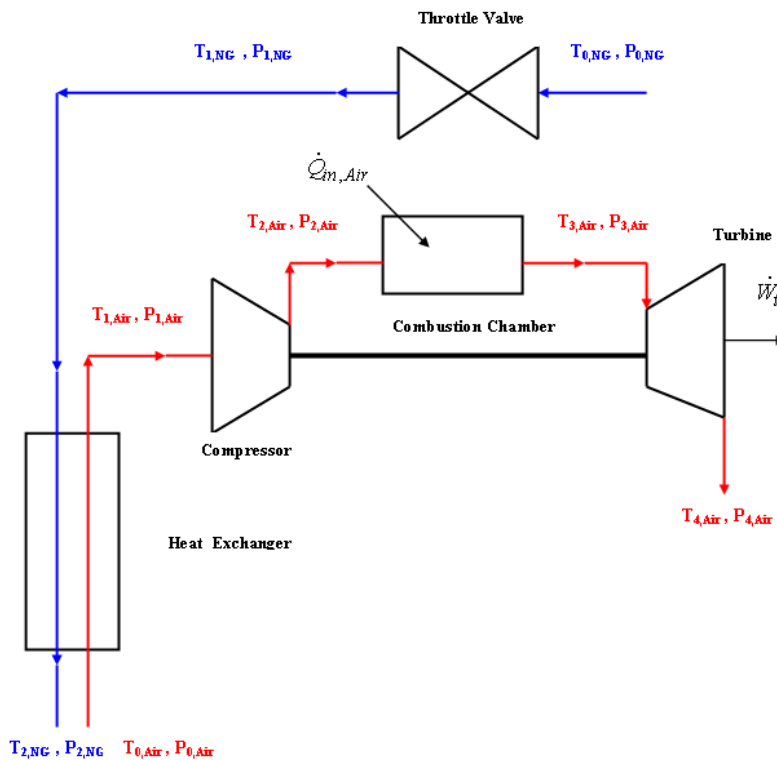
ترکیبات گاز طبیعی که در پالایشگاه خانگیان موجود است در جدول زیر آمده است. همانطور که مشاهده می‌کنید نزدیک به 99 درصد از این گاز را متان تشکیل داده است. در نتیجه گاز طبیعی پالایشگاه خانگیان را با تقریب بسیار خوبی می‌توان متان در نظر گرفت.

جدول ۹-۲: ترکیب شیمیایی گاز طبیعی پالایشگاه خانگیان [1]

اجزاء ترکیب شونده	فرمول شیمیایی	درصد ترکیب
Carbon dioxide	CO <sub>2</sub>	0.055
Nitrogen	N <sub>2</sub>	0.428
Methane	CH <sub>4</sub>	98.640
Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0.593
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0.065
Isobutane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.015
Normal Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.034
Isopentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.026
C <sub>6</sub> +	C <sub>6</sub> +	0.125
		Total = 100%

### ۹-۴- استفاده از ظرفیت سرمایش سامانه شیرهای فشار شکن پالایشگاه خانگیان

همانطور که از معادله حالت گازها مشخص است با کاهش فشار گاز طبیعی دمای آن نیز کاهش می‌یابد. با توجه به این مساله که فرآیند کاهش فشار گاز طبیعی با استفاده از شیرهای اختناق فرآیندی آنتالپی ثابت میباشد، دمای گاز مصرفی بعد از عبور از شیرهای اختناق کاهش می‌یابد. از گاز طبیعی فشار پایین میتوان به عنوان سیال سرد برای سرمایش هوای ورودی به کمپرسور سود برد. فرآیند مبادله حرارت بین گاز طبیعی و هوای ورودی در یک مبدل حرارتی انجام میپذیرد که در شکل زیر به طور شماتیک آمده است.



شکل ۹-۲: نحوه سرمایش هوای ورودی با استفاده از سامانه شیرهای کاهش فشار

#### ۹-۴-۱- آنالیز انرژی سرمایش هوای ورودی با استفاده از سامانه شیرهای فشار شکن

برای محاسبه ظرفیت سرمایش حاصل از کاهش فشار گاز مصرفی باید دمای این گاز بعد از عبور از سامانه شیرهای فشار شکن محاسبه گردد. محاسبه این دما به صورت زیر صورت میپذیرد:

$$\left. \begin{matrix} P_{0,NG} \\ T_{0,NG} \end{matrix} \right\} \Rightarrow h_{0,NG} \rightarrow \left. \begin{matrix} P_{1,NG} \\ h_{1,NG} = h_{0,NG} \end{matrix} \right\} \Rightarrow T_{1,NG} \quad (1-9)$$

که در معادله بالا  $P_{0,NG}, T_{0,NG}, h_{0,NG}$  به ترتیب دما و فشار و آنتالپی قبل از ورود به سامانه و  $P_{1,NG}, T_{1,NG}, h_{1,NG}$  دما و فشار و آنتالپی بعد از سامانه شیرهای کاهش فشار میباشد.

در مرحله بعدی دمای هوای ورودی به کمپرسور محاسبه میگردد. در این تحقیق یک مبدل حرارتی جریان مخالف پیشنهاد شده است که در آن گاز مصرفی به عنوان سیال سرد و هوای ورودی به کمپرسور به عنوان سیال گرم جریان دارد. مبدل حرارتی دارای یک راندمان میباشد که به صورت زیر تعریف میگردد:



$$\varepsilon_h = \frac{q_{actual}}{q_{max}} = \frac{\dot{m}_{air} c_{p,air} (T_{0,air} - T_{1,air})}{C_{min} (T_{0,air} - T_{2,NG})} \quad (2-9)$$

و

$$C_{min} = \text{Min}(\dot{m}_{air} c_{p,air}, \dot{m}_{NG} c_{p,NG}) \quad (3-9)$$

با مرتب سازی معادله ۴ دمای هوای ورودی به کمپرسور تعیین میگردد.

$$T_{1,air} = T_{0,air} - \varepsilon_h \frac{C_{min} (T_{0,air} - T_{2,NG})}{\dot{m}_{air} c_{p,air}} \quad (4-9)$$

راندمان کاری مورد استفاده برای مبدل حرارتی در این مقاله ۰/۸ میباشد که مقدار معمول و واقعی بشمار می آید. اکنون میتوان با استفاده از دمای جدید بدست آمده راندمان بهبود یافته را بدست آورد.

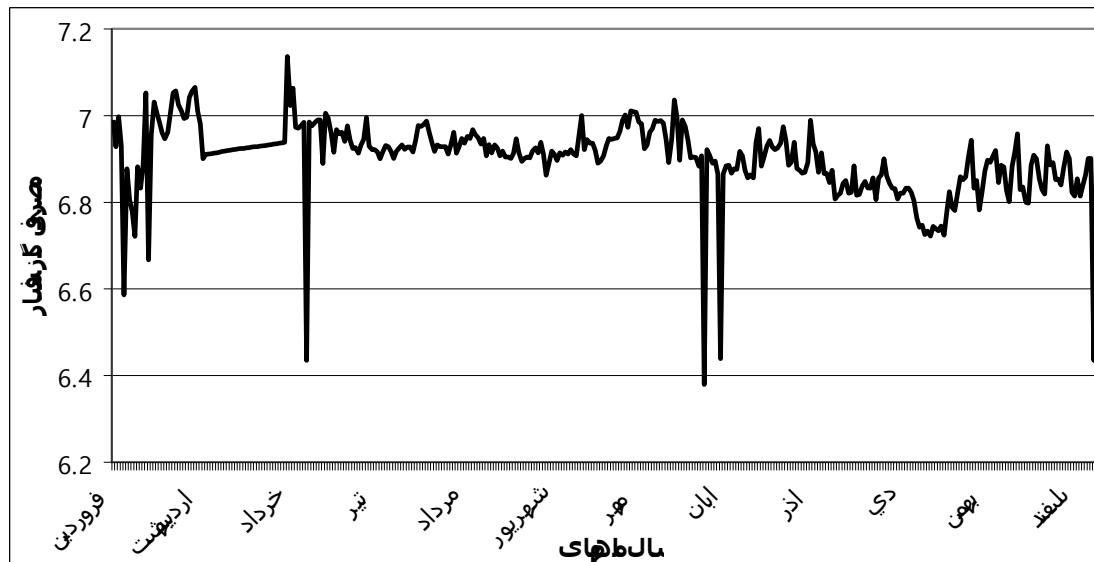
#### ۹-۴-۲- نتایج حاصل استفاده از سامانه فشار گاز مصرفی برای سرمایش هوای ورودی

در نمودارهای ۹-۱ و ۹-۲ به ترتیب دما و فشار متوسط ماهیانه ورودی گاز مصرفی پالایشگاه خانگیان آمده است. این دما و فشار میانگین براساس متوسط گیری ماهیانه از دما و فشار گاز مصرفی روزانه بدست آمده است. همانطور که در نمودار تغییرات دمایی مشاهده می گردد، دمای گاز مصرفی پالایشگاه، خروجی از واحدهای تصفیه گاز بین ۳۰ تا ۴۲ می باشد.



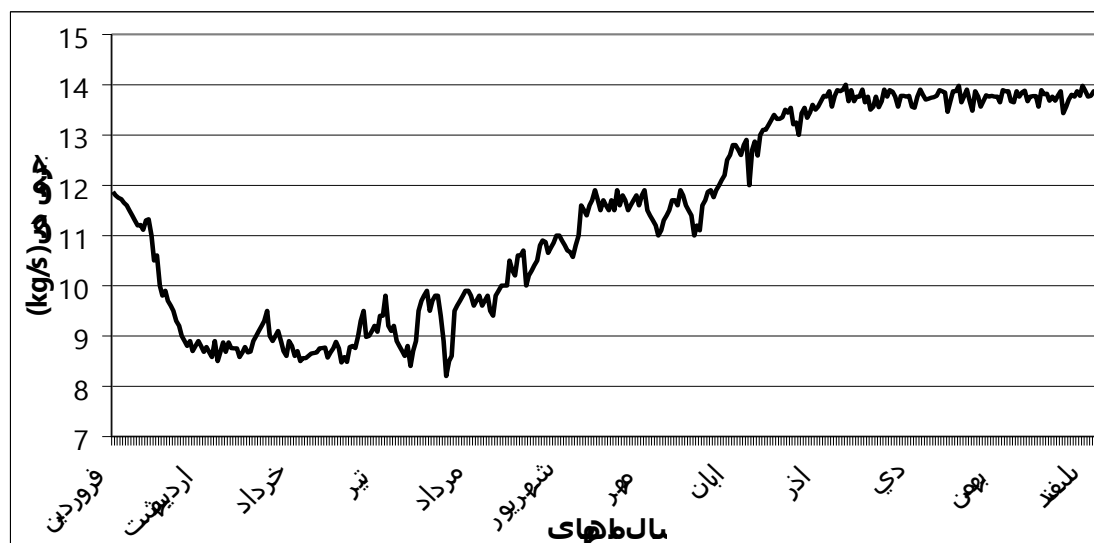
نمودار ۹-۱: تغییرات دمایی گاز مصرفی پالایشگاه خانگیان

فشار گاز مصرفی پالایشگاه خانگیران در نمودار ۹-۲ آمده است. همانطور که در این نمودار مشخص است فشار گاز مصرفی پالایشگاه خانگیران در ابتدا بین 6.4 MW تا 7.1 MW تغییر می‌کند.



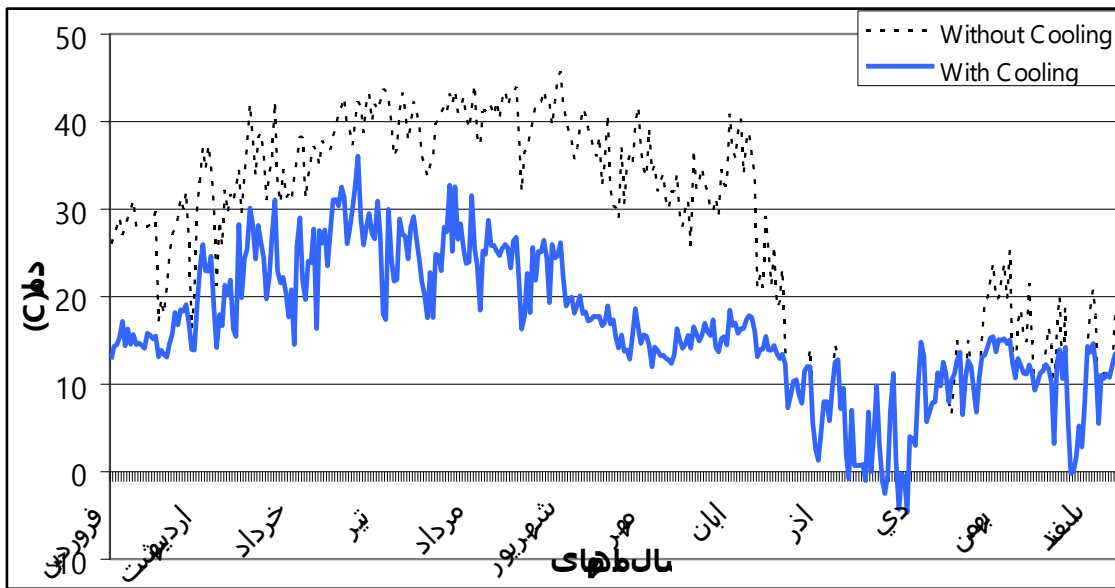
نمودار ۹-۲: تغییرات فشار گاز مصرفی پالایشگاه خانگیران

در نمودار ۹-۳ دبی جرمی متوسط ماهیانه گاز مصرفی پالایشگاه ترسیم گردیده است. دبی متوسط گاز مصرفی پالایشگاه براساس متوسط‌گیری ماهیانه از دبی جرمی مصرفی روزانه پالایشگاه بدست آمده است. همانطور که در نمودار مشخص است دبی جرمی مصرفی گاز از مقدار 8 kg/s در دماهای گرم سال تا حدود 14 kg/s در ماه‌های سرد سال تغییر می‌کند.

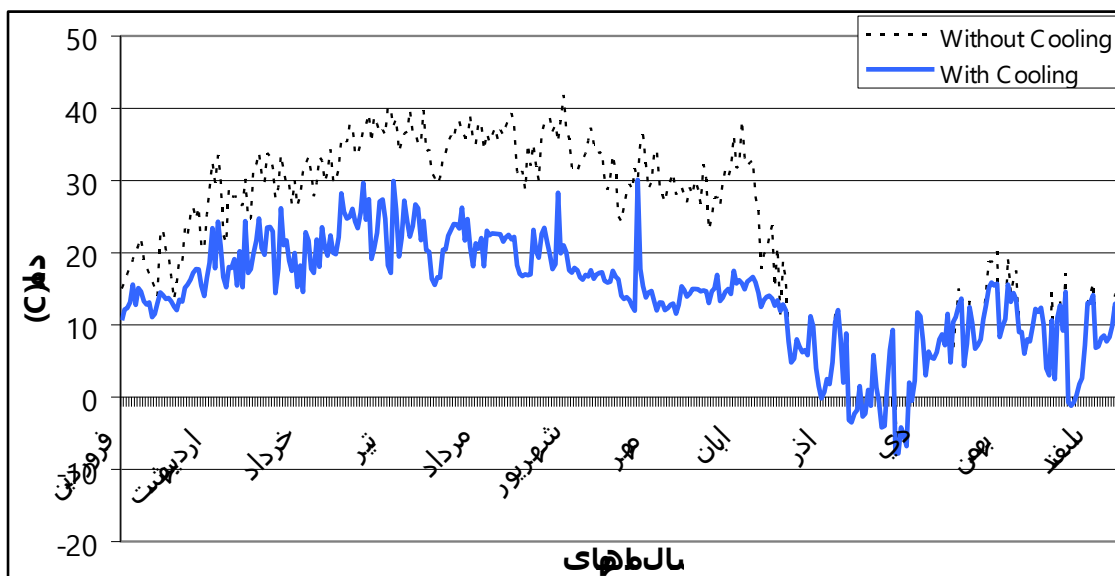


نمودار ۹-۳: دبی جرمی متوسط ماهیانه گاز مصرفی پالایشگاه

در نمودارهای ۴-۹ و ۵-۹ به مقایسه دمای هوای محیط ورودی به کمپرسور و شرایط عبور هوای ورودی به کمپرسور از مبدل حرارتی و سرمایش توسط گاز مصرفی در ۲ بخش روز و شب پرداخته ایم. همانطور که در نمودارها نیز مشخص است با عبور هوای ورودی به کمپرسور از مبدل حرارتی در ماه‌های گرم سال شاهد کاهش دمایی بین ۵ تا 20°C هستیم.

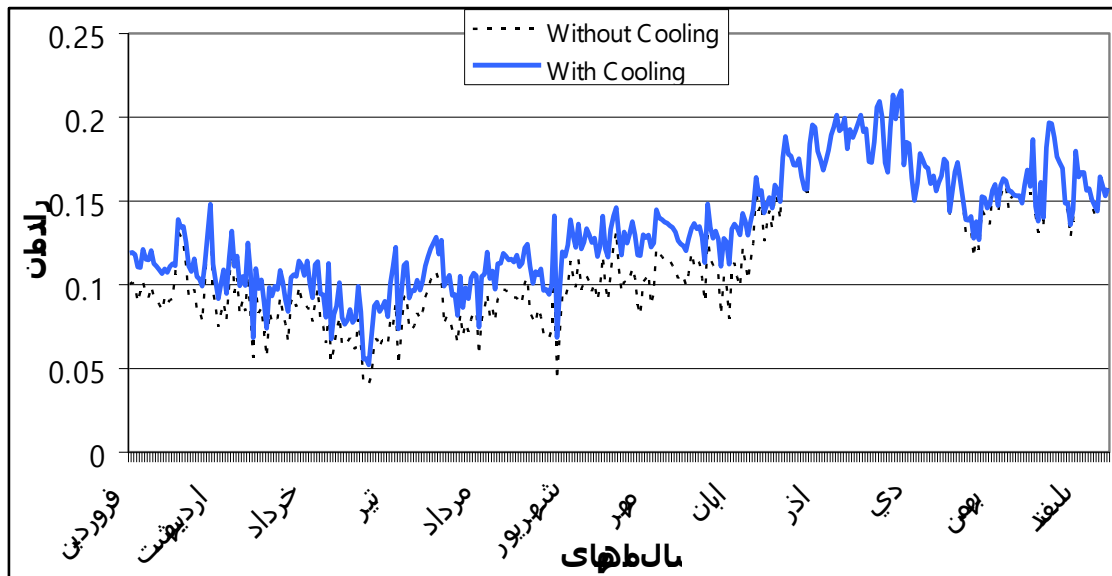


نمودار ۴-۹: مقایسه بین دمای هوای محیط و دمای هوای سرد شده توسط مبدل حرارتی در روز

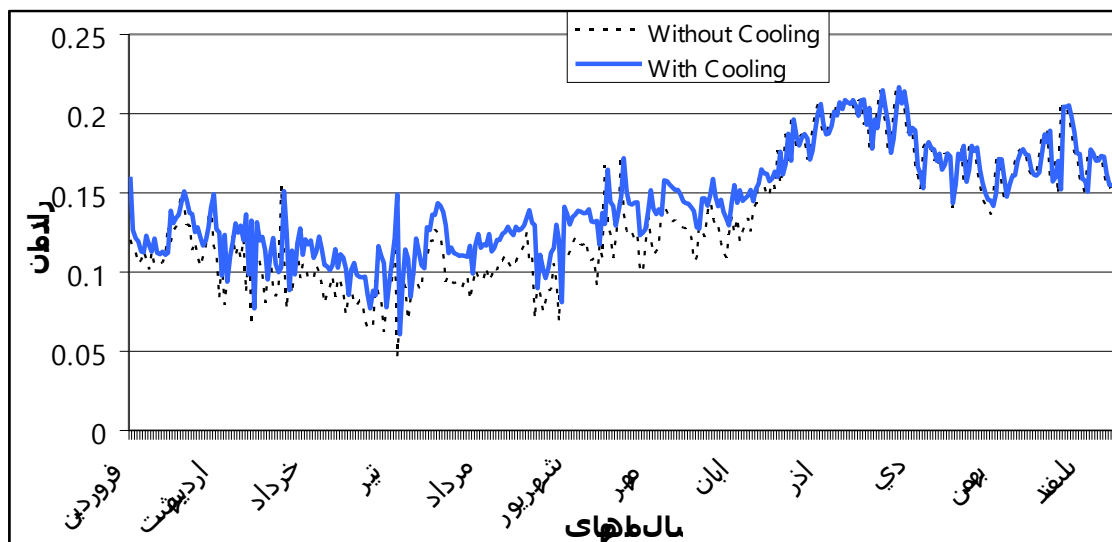


نمودار ۵-۹: مقایسه بین دمای هوای محیط و دمای هوای سرد شده توسط مبدل حرارتی در شب

نمودارهای ۶-۹ و ۷-۹ به مقایسه راندمان‌های توربین گازی در اثر کاهش هوای ورودی به دلیل عبور از مبدل حرارتی و تبادل حرارت با گاز مصرفی و همچنین راندمان در شرایط ورود هوا با دمای محیط به کمپرسور در ۲ بخش روز و شب پرداخته شده است.



نمودار ۶-۹: مقایسه افزایش راندمان بین شرایط معمولی و سرمایش هوای ورودی به کمپرسور در روز



نمودار ۷-۹: مقایسه افزایش راندمان بین شرایط معمولی و سرمایش هوای ورودی به کمپرسور در شب

همانطور که در این نمودارها مشخص است با کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور توسط مبدل حرارتی شاهد افزایش راندمان توربین گازی بین 0.5 تا 1.5 درصد خواهیم بود. همانطور که در

نمودارها نیز مشخص است، کاهش دمای هوای ورودی باعث افزایش راندمان در ماه‌های گرم سال (۹ ماه نخست سال) می‌گردد و تأثیر چندانی بر راندمان در ماه‌های سرد سال نخواهد گذاشت. استفاده از گاز مصرفی و عبور آن از مبدل حرارتی توانایی سرمایه‌ش هوای ورودی به یکی از کمپرسورهای توربین‌های گازی نیروگاه خانگیران را دارد. عبور هوای ورودی به کمپرسور از درون مبدل حرارتی و تبادل این هوا با گاز مصرفی به عنوان سیال سرد باعث کاهش دمای این هوا بین 5 تا 20°C می‌گردد. این کاهش دما باعث افزایش راندمان توربین بین 0.5 تا 1.5 درصد می‌گردد که با توجه به راندمان پایین توربین‌های گازی افزایش قابل توجهی می‌باشد. با انجام این پروژه می‌توان به راندمان بالاتری در توربین‌های گازی نیز دست یافت که باعث افزایش تولید انرژی در توربین‌های گازی و کاهش مصرف انرژی و سوخت خواهد شد.

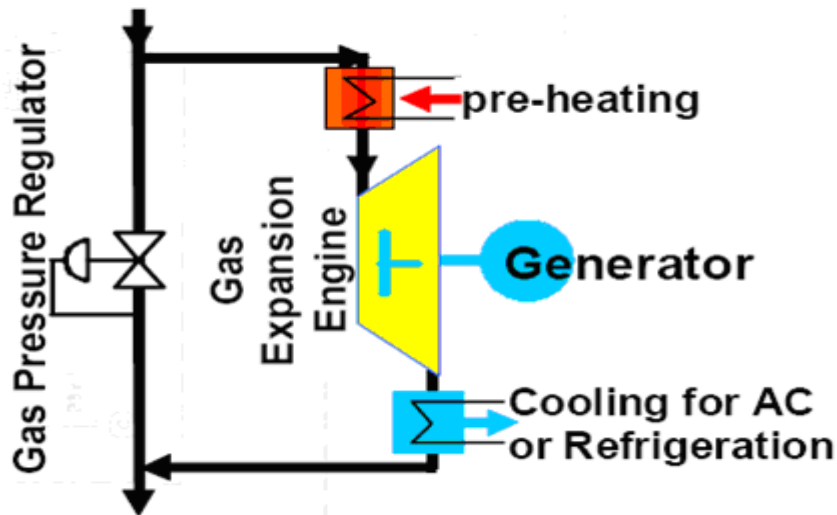
#### ۹-۵- تولید همزمان توان و سرمایه‌ش با جایگزینی توربین انبساطی با سامانه شیرهای فشار

##### شکن پالایشگاه خانگیران

با استفاده از توربین‌های انبساطی<sup>۷۴</sup> علاوه بر تولید انرژی قابل توجه امکان کنترل دمای گاز مصرفی بعد از تقلیل فشار نیز فراهم خواهد گشت. چون کاهش بیش از حد مجاز دما در گاز مصرفی موجب تشکیل هیدراتهای موجود در گاز می‌گردد و تشکیل این هیدراتها مشکلاتی از قبیل خوردگی پره‌های توربین و لوله‌ها را به همراه دارد، باید قبل از پروسه تقلیل فشار در توربین انبساطی گاز مصرفی را پیش گرم نمود که این مساله در شکل ۹-۳ آمده است. با پیش گرم کردن گاز مصرفی علاوه بر رفع این مشکل به راهکاری جهت کنترل دمای گاز خروجی از توربین‌های انبساطی نیز دست خواهیم یافت. خوشبختانه با وجود منابع گرمایی فراوان موجود در پالایشگاه نظیر اگزوز واحد نیروگاه و منابع گرمایی واحد آب و بخار محدودیتی برای پیش گرم کردن گاز ورودی وجود نخواهد داشت.

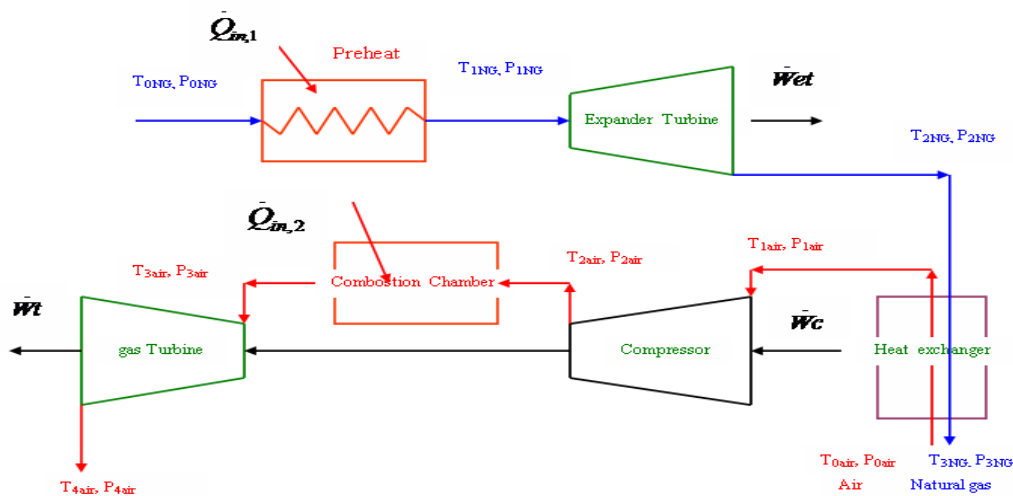
---

<sup>74</sup> Turbo Expander



شکل ۹-۳: نحوه جایگزینی توربین انبساطی و پیش گرم کردن گاز مصرفی [28]

همانطور که بیان شد دمای گاز مصرفی پالایشگاه خانگیران بعد از عبور از توربین‌های انبساطی کاهش می‌یابد. با پیش گرم کردن این گاز تا دمای 1100 می‌توان به دمایی در حدود 500 بعد از فرایند کاهش فشار دست یافت که این دما آستانه تشکیل هیدراتها و یخزدگی خواهد بود. از جریان گاز مصرفی با دمای حدود 500 می‌توان به عنوان سیال سرد برای سرمایش هوای ورودی به کمپرسور یکی از توربین‌های گازی به عنوان سیال گرم در دوران مبدل حرارتی استفاده نمود. در شکل ۹-۴ یک نمای کلی از چگونگی پیش گرم کردن، تقلیل فشار و جریان گاز مصرفی در درون مبدل حرارتی و سرمایش هوایی ورودی به کمپرسور در توربین گازی آمده است.



شکل ۹-۴: نحوه سرمایش هوای ورودی به کمپرسور

لازم به ذکر است که با توجه به دبی جرمی گاز مصرفی پالایشگاه خانگیران در طی ماههای مختلف سال، این دبی توانایی سرد کردن هوای ورودی به کمپرسور یکی از توربین‌های گازی نیروگاه خانگیران را دارا می‌باشد.

### ۹-۵-۱- آنالیز اگزرژی

با داشتن مقادیر موجود در بخش اطلاعات ثبت شده در خانگیران و استفاده از قانون اول ترمودینامیک برای بخش پیش گرم کردن گاز طبیعی (بین نقاط صفر و ۱) میتوان میزان گرمای مورد نیاز پیش گرم کردن تا دمای 110 °C را بصورت زیر محاسبه نمود:

$$\left. \begin{array}{l} P_{0,NG} = \\ T_{0,NG} = \end{array} \right\} \Rightarrow h_{0,NG} \quad \left. \begin{array}{l} P_{1,NG} = P_{0,NG} \\ T_{1,NG} = 125 \text{ } ^\circ\text{C} \end{array} \right\} \Rightarrow h_{1,NG} \quad \left. \right\} \Rightarrow \dot{Q}_{in,NG} = \dot{m}_{NG} (h_{1,NG} - h_{0,NG}) \quad (5-9)$$

برای محاسبه میزان کار قابل حصول از کاهش فشار گاز مصرفی در ابتدا میزان کار آیزنتروپیک را محاسبه مینماییم.

$$\left. \begin{array}{l} P_{1,NG} = \\ T_{1,NG} = \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} h_{1,NG} \\ s_{1,NG} \end{array} \quad \left. \begin{array}{l} P_{2,NG} = 1.4 \text{ MPa} \\ s_{2s,NG} = s_{1,NG} \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} h_{2s,NG} \\ T_{2s,NG} \end{array} \quad \left. \right\} \Rightarrow \dot{W}_{rev} = \dot{m}_{NG} (h_{1,NG} - h_{2s,NG}) \quad (6-9)$$

کار واقعی که از توربین انبساطی حاصل میگردد کمتر از میزان کار ماکزیمم میباشد. کار واقعی با استفاده از بازده اگزرژیک<sup>۷۵</sup> (ε) (قانون دوم ترمودینامیک) به صورت زیر تعریف میگردد.

$$\dot{W}_{et} = \varepsilon \dot{W}_{rev} = \dot{m}_{NG} (h_{1,NG} - h_{2,NG}) \quad (7-9)$$

بر اساس مقاله آقای Maddaloni [29] میزان بازده اگزرژیک برابر ۰/۸۵ در نظر گرفته میشود.

<sup>75</sup> Exergic Efficiency

برای محاسبه ظرفیت سرمایه‌ش حاصل از کاهش فشار گاز مصرفی باید دمای این گاز بعد از عبور از توربین انبساطی محاسبه گردد. محاسبه این دما به صورت زیر صورت می‌پذیرد:

$$\left. \begin{aligned} h_{2,NG} &= h_{1,NG} - \dot{W}_{et} / \dot{m}_{NG} \\ P_{2,NG} &= 1.4 \text{ MPa} \end{aligned} \right\} \Rightarrow T_{2,NG} \quad (8-9)$$

در مرحله بعدی دمای هوای ورودی به کمپرسور محاسبه می‌گردد. در این تحقیق یک مبدل حرارتی جریان مخالف پیشنهاد شده است که در آن گاز مصرفی به عنوان سیال سرد و هوای ورودی به کمپرسور به عنوان سیال گرم جریان دارد. مبدل حرارتی دارای یک راندمان می‌باشد که به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$\varepsilon_h = \frac{q_{actual}}{q_{max}} = \frac{\dot{m}_{air} c_{p,air} (T_{0,air} - T_{1,air})}{C_{min} (T_{0,air} - T_{2,NG})} \quad (9-9)$$

و

$$C_{min} = \text{Min}(\dot{m}_{air} c_{p,air}, \dot{m}_{NG} c_{p,NG}) \quad (10-9)$$

با مرتب سازی معادله ۴ دمای هوای ورودی به کمپرسور تعیین می‌گردد.

$$T_{1,air} = T_{0,air} - \varepsilon_h \frac{C_{min} (T_{0,air} - T_{2,NG})}{\dot{m}_{air} c_{p,air}} \quad (11-9)$$

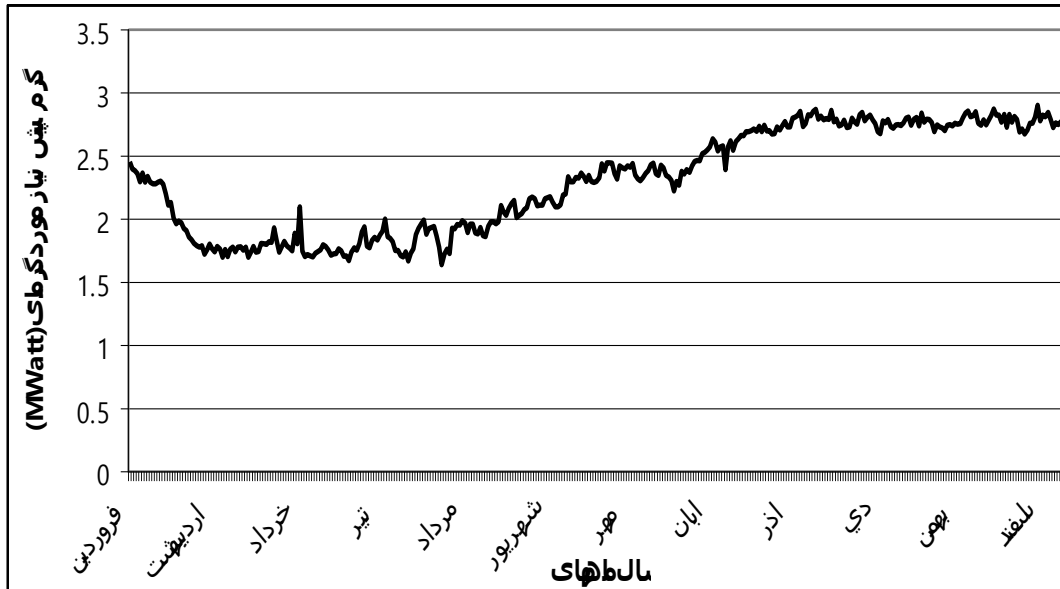
راندمان کاری مورد استفاده برای مبدل حرارتی در این مقاله ۰/۸ می‌باشد که مقدار معمول و واقعی بشمار می‌آید.

## ۹-۵-۲- نتایج حاصل از جایگزینی توربین انبساطی با شیرهای فشار شکن

در ابتدا یادآوری می‌نماییم که اولاً کار تولیدی در توربین انبساطی براساس دمای پیش گرم 110°C و همچنین راندمان ۸۵ درصد توربین انبساطی می‌باشد و ثانیاً به دلیل این که دمای هوای محیط در طول شبانه‌روز بین 10°C تا 15°C تغییر می‌کند برای دقت بیشتر این دما به ۲ دمای روز و شب تقسیم شده است تا بتوان میانگین مناسبی از تغییرات دمایی بدست آورد.

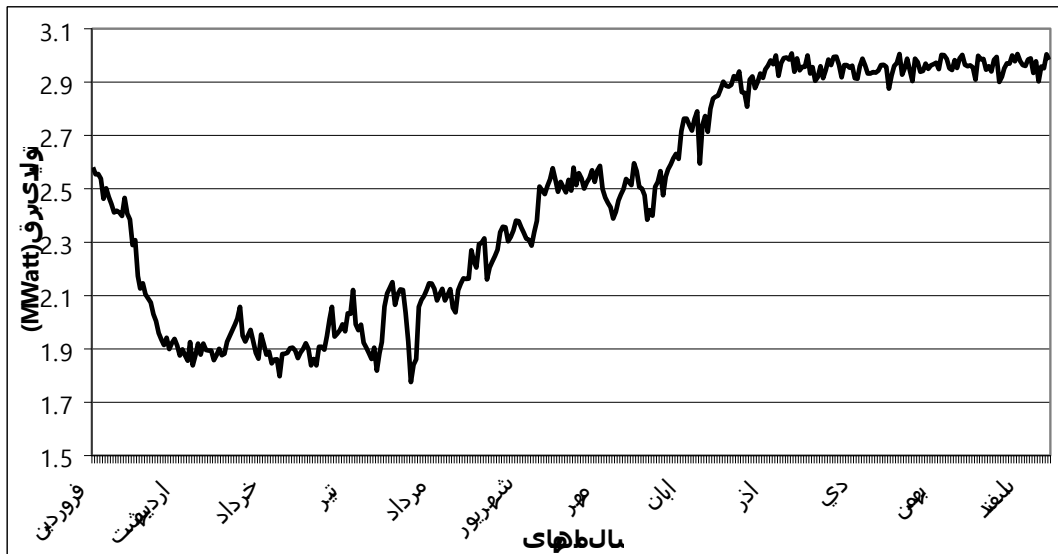


در نمودار ۸-۹ میزان گرمای موردنیاز برای پیش گرم کردن گاز مصرفی پالایشگاه تا دمای 110°C آمده است. همانطور که در نمودار نیز مشاهده می گردد گرمای موردنیاز برای ماه های سرد سال بیشتر از گرمای موردنیاز برای ماه های گرم سال می باشد.



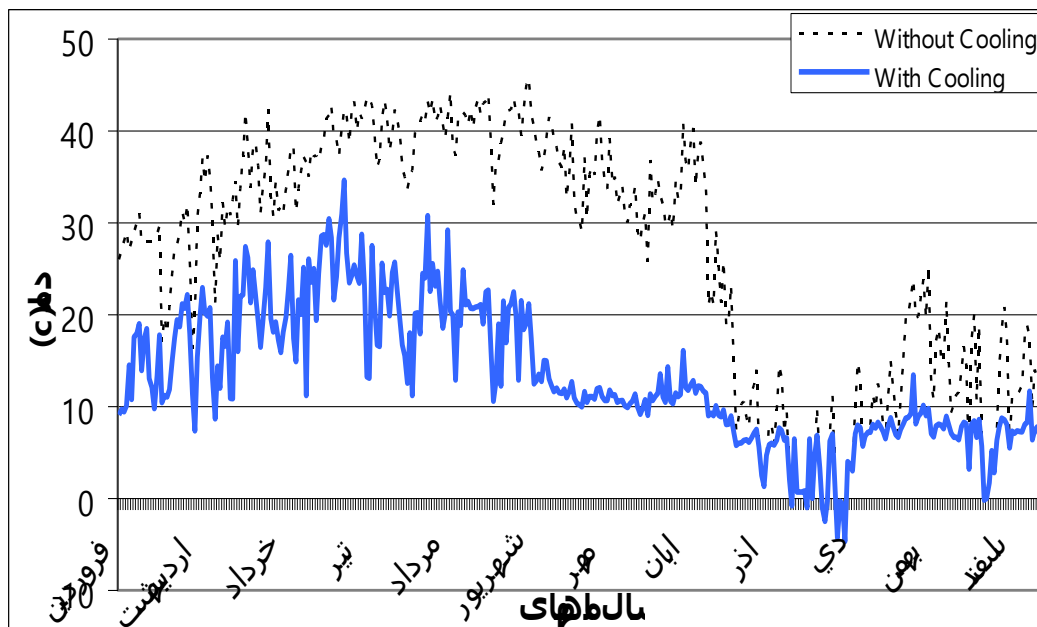
نمودار ۸-۹: گرمای موردنیاز پیش گرم کردن تا دمای 110°C

در نمودار ۹-۹ کار تولیدی که از کاهش فشار گاز مصرفی پالایشگاه توسط توربین های انبساطی بدست می آید ترسیم گردیده است. همانطور که مشاهده می گردد این کار تولیدی در طی ماه های مختلف سال متفاوت است و تعداد آن از حدود 1.8 MW در ماه های گرم سال تا 3.1 MW در ماه های سرد سال تغییر می کند. یادآوری می نمایم که این کار تولیدی بر مبنای شرایط پایه یعنی راندمان ۸۵ درصد دمای پیش گرم 110°C می باشد.

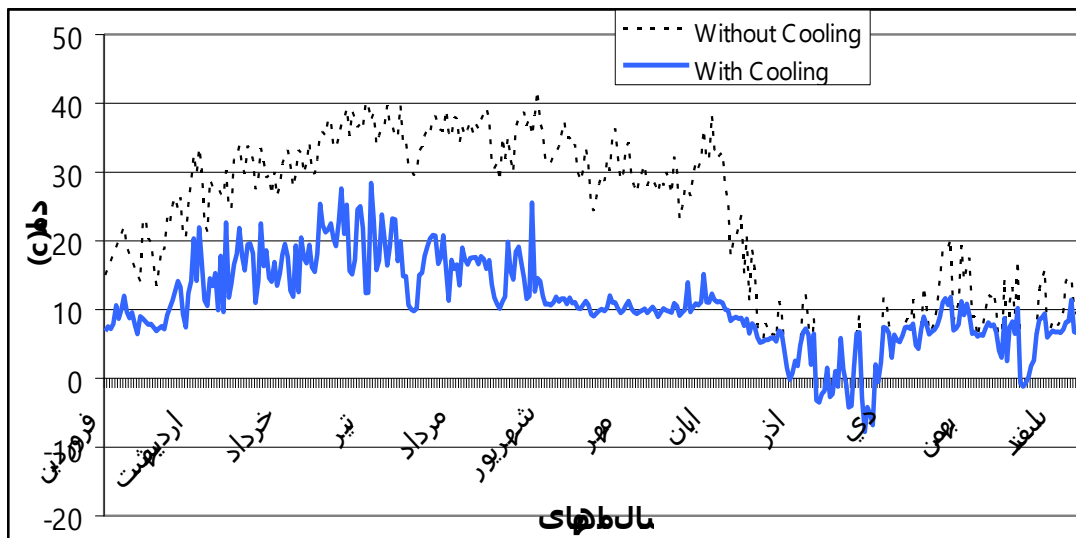


نمودار ۹-۹: کار تولیدی در اثر تقلیل فشار گاز مصرفی

در نمودارهای ۹-۱۰ و ۹-۱۱ به مقایسه دمای هوای محیط ورودی به کمپرسور و شرایط عبور هوای ورودی به کمپرسور از مبدل حرارتی و سرمایش توسط گاز مصرفی در ۲ بخش روز و شب پرداخته ایم. همانطور که در نمودارها نیز مشخص است با عبور هوای ورودی به کمپرسور از مبدل حرارتی در ماه‌های گرم سال شاهد کاهش دمایی بین ۵ تا 20 $^{\circ}$ C هستیم.

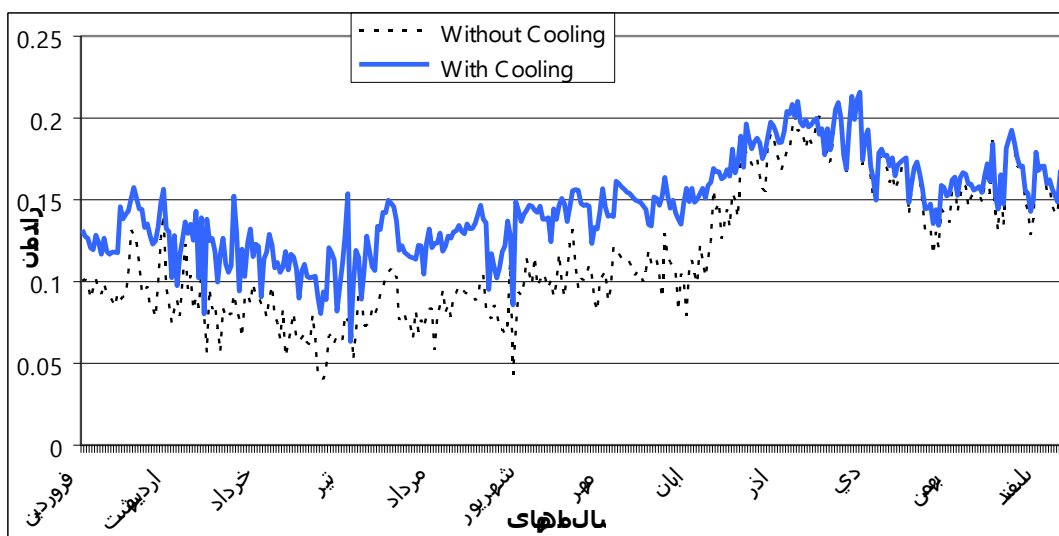


نمودار ۹-۱۰: مقایسه بین دمای هوای محیط و دمای هوای سرد شده توسط مبدل حرارتی در روز

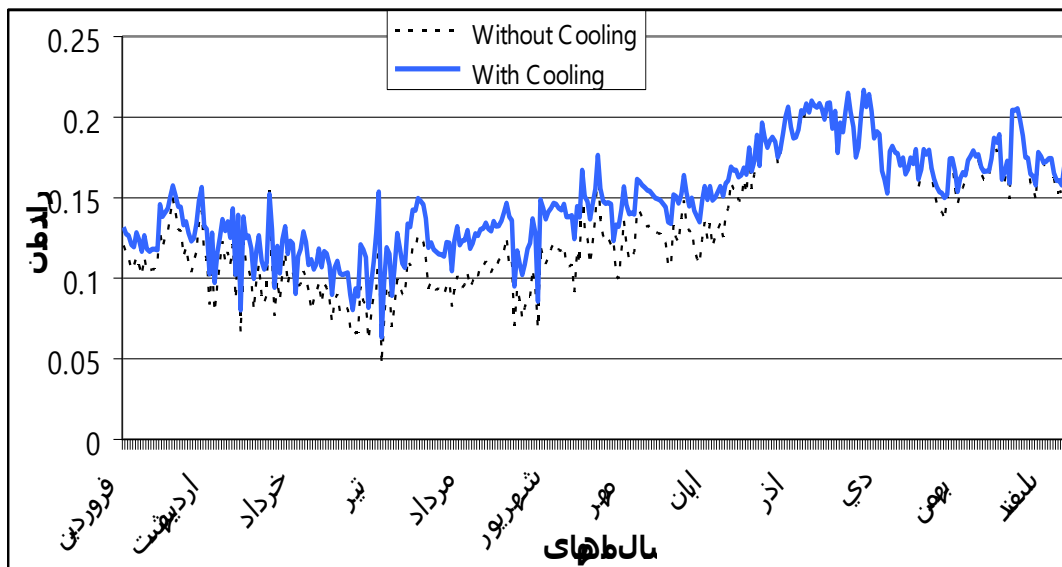


نمودار ۹-۱۱: مقایسه بین دمای هوای محیط و دمای هوای سرد شده توسط مبدل حرارتی در شب

نمودارهای ۹-۱۲ و ۹-۱۳ به مقایسه راندمان‌های توربین گازی در اثر کاهش دمای هوای ورودی به دلیل عبور از مبدل حرارتی و تبادل حرارت با گاز مصرفی و همچنین راندمان در شرایط ورود هوا با دمای محیط به کمپرسور در ۲ بخش روز و شب پرداخته شده است. همانطور که در این نمودارها مشخص است با کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور توسط مبدل حرارتی شاهد افزایش راندمان توربین گازی بین ۰.۵ تا ۳ درصد خواهیم بود. همانطور که در نمودارها نیز مشخص است، کاهش دمای هوای ورودی باعث افزایش راندمان در ماه‌های گرم سال (۹ ماه نخست سال) می‌گردد و تأثیر چندانی بر راندمان در ماه‌های سرد سال نخواهد گذاشت.



نمودار ۹-۱۲: مقایسه افزایش راندمان بین شرایط معمولی و سرمایش هوای ورودی به کمپرسور در روز



نموار ۹-۱۳: مقایسه افزایش راندمان بین شرایط معمولی و سرمایش هوای ورودی به کمپرسور در شب

با استفاده از توربین‌های انبساطی برای کاهش فشار گاز مصرفی پالایشگاه خانگیان علاوه بر تولید انرژی قابل توجهی بین 1.9 MW تا 3.1 MW می‌توان از گاز مصرفی خروجی از توربین‌های انبساطی به عنوان سیال سرد در مبدل حرارتی برای کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور توربین گازی استفاده کرد. لازم به ذکر است که استفاده از گاز مصرفی و عبور آن از مبدل حرارتی توانایی سرمایش هوای ورودی به یکی از کمپرسورهای توربین‌های گازی نیروگاه خانگیان را دارد. عبور هوای ورودی به کمپرسور از درون مبدل حرارتی و تبادل این هوا با گاز مصرفی به عنوان سیال سرد باعث کاهش دمای این هوا بین 5°C تا 20°C می‌گردد. این کاهش دما باعث افزایش راندمان توربین بین 0.5 تا 3 درصد می‌گردد که با توجه به راندمان پایین توربین‌های گازی افزایش قابل توجهی می‌باشد. با انجام این پروژه علاوه بر تولید برق قابل توجهی در توربین‌های انبساطی می‌توان به راندمان بالاتری در توربین‌های گازی نیز دست یافت که باعث افزایش تولید انرژی در توربین‌های گازی و کاهش مصرف انرژی و سوخت خواهد شد.

- [1] <http://www.khangiran.com>
- [2] Tony Giampola, 2005, MSME, **Gas Turbine Handbook, Principles and Practices**.
- [3] B.Dawoud, Y.H.Zurigat, 2004, Thermodynamic assessment of power requirements and impact of different gas turbine inlet air cooling techniques at two different location in oman.
- [4] C. B Mehr-Homji, 1999, Gas Turbine Power Augmentation by Fogging of Inlet Air, 28<sup>th</sup> Turbomachinery Symposium.
- [5] Wilferd S.Y. Hunge et al, 1999, Uncertainty in Gas Turbine No<sub>x</sub> Emission Measurements, ASME PAPER 66-78.
- [6] محمود فرزانه گرد، علی عباس نژاد، آبان ۱۳۸۶، تحلیل ترمودینامیکی سیکل توربینهای گازی با خنک کاری هوای ورودی برسیله چیلر جذبی، اولین کنفرانس ترمودینامیک ایران، اصفهان.
- [7] Najjar YS, 1996, Enhancement of performance of gas-turbine engines by inlet air cooling and cogeneration system, Applied Thermal Engineering, 16(2), 163-173.
- [8] Bartolini CM, Salvi D, 1997, Performance assessment of steam injection gas turbine with inlet air cooling, In proceeding of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Orlando, Florida.
- [9] Bassily AM, 2002, Performance improvements of the recuperated gas-turbine cycle using absorption inlet cooling and evaporative after cooling, Journal of Power and Energy, 16(A4), 294-306.
- [10] Ameri M, Hejazi SH, 2004, The study of capacity enhancement of the chabahar gas turbine installation using an absorption chiller. Applied Thermal Engineering, 24, 59-68.
- [11] Najjar YSH, 2000, Gas turbine cogeneration systems: a review of some novel cycles, Appl Therm Eng, 168-179.
- [12] Philip P. Walsh Paul Fletcher, 2003, **Gas Turbine Performance**, 170-196.
- [13] J.Horlock. F.R.Eng., F.R.S, 2005, **Advanced Gas Turbine Cycle**, 256-289.
- [14] پروژه ممیزی انرژی پالایشگاه گاز خانگیران، بخش نیروگاه، ص ۱۲۵-۱۳۸۱، ۱۵۶.
- [15] MeherWan P.Boyce, 2001, **Gas Turbine Engineering Handbook**, chapter 9.2<sup>nd</sup> ed. Gulf Professional Publishing, Oxford, 350-410.

- [16] Chuck Kohelenbeger, P.E, 1995, Gas Turbine Inlet Air Cooling and The Effect on a Westinghouse 501D5 CT, 95-GT-284, International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Texas, June 5-8.
- [17] Michael J.Moran and Howard N.Shaoiro, 2005, **Fundamental Engineering Thermodynamics**, Fifth Edition, Chapter 10.
- [18] Daniel E. Willems, Paul D.Ritland, 2003, A Parametric Approach to Evaluation of Inlet Media System Effectiveness, International Joint Power Generation Conference, Atlanta, June 23-27.
- [19] ANSI/ASHRAE Standard 133, 2001, Method of Testing Direct Evaporative Air Coolers.
- [20] [www.meefog.com](http://www.meefog.com)
- [21] Daniel E. Willems, Paul D.Ritland, 2003, A Parametric Approach to Evaluation of Inlet Fogging System Effectiveness, International Joint Power Generation Conference, Atlanta, June 16-19.
- [22] Igor Ondryas, Dwayne Wilson, Options in Gas Turbine Power Augmentation Using Inlet Air Chiling”. International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Brussels, Belgium, June 11-14, 1990.
- [23] <http://www.Saripooya.com>.
- [24] Igor Ondryas, Dwayne Wilson, 1990, Options in Gas Turbine Power Augmentation Using Inlet Air Chiling”. International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Brussels, Belgium, June 11-14.
- [۲۵] اردشیر فرشیدیان فر، ۱۳۸۵، تهویه و تبرید مدرن، چاپ اول، فصل هفتم، صفحه ۱۹۶-۲۱۵.
- [26] Mahmood Farzane Gord, Mahdi Deymi Dashtbayaz, Recoverable Energy in Natural Gas Pressure Drop Stations: A Case Study of the Khangiran Gas Refinery, Energy Exploration & Exploitation, Number 2, Volume 26.
- [27] [www. Dresser.com](http://www.Dresser.com)
- [28] Maddaloni J. D., Rowe A. M., 2006, Natural gas exergy recovery powering distributed hydrogen production, International Journal of Hydrogen Energy, Available online 1 August.

[۲۹] محمود فرزانه گرد، مهدی دیمی دشت بیاض، اردیبهشت ۱۳۸۸، استفاده از فرآیند کاهش فشار گاز مصرفی پالایشگاه گاز خانگیران برای تولید توان و سرمایه‌ش جهت کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور توربین گازی، هفدهمین کنفرانس بین‌المللی مکانیک ایران، تهران.