

# بررسی تاثیر روش‌های خنک‌کننده تبخیری و تبریدی بر سرمایش هوای ورودی توربین گازی

کریم مقصود<sup>۱</sup>، امیرحسین عتیق<sup>۲\*</sup>

تاریخ دریافت مقاله: ۱۳۸۹/۵/۴

تاریخ پذیرش مقاله: ۱۳۸۹/۸/۱۵

## چکیده:

راندمان و توان توربینهای گازی با افزایش دما و رطوبت هوای محیط کاهش می‌یابد، کاهش توان خروجی بویژه در فصل گرما که مصرف انرژی به حداکثر مقدار خود می‌رسد، مشکلات زیادی ایجاد می‌نماید. برای جبران این کاهش، از خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور به کارمیرود. بسته به شرایط اقلیمی روش‌های مختلفی برای خنک‌کاری هوا به کار می‌رود که به طور خلاصه شامل روش‌های تبخیری، روش‌های تبریدی و سیستمهای ذخیره ساز انرژی می‌باشند. پیش‌بینی عملکرد توربین گازی در شرایط خارج از نقطه طراحی (با تغییر شرایط محیطی یا سرمایش هوای ورودی)، نیازمند مدل‌سازی عملکرد تک‌تک اجزاء واحد گازی و ایجاد تطابق کاری بین اجزاء می‌باشد. در این مقاله شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی تک محوره همراه با سرمایش هوای ورودی، بر اساس روابط ترمودینامیکی مربوط به سیکل توربین گازی بمنظور پیش‌بینی توان عملکرد توربین گازی در نقاط خارج از طرح انجام گرفته و تاثیر روش‌های خنک‌کاری هوای ورودی (تبخیری و تبریدی) در شرایط اقلیمی مختلف مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. نتایج مدل‌سازی توربین گازی Solar T4500 Centaur نشان می‌دهد در شرایط محیطی مردادماه شهر اهواز (متوسط دمای بیشینه  $48/2^{\circ}\text{C}$  و رطوبت نسبی ۱۳٪)، کاهش توان خروجی توربین گازی مربوطه بیش از ۲۸٪ می‌باشد. با توجه به نتایج حاصل از بررسی تاثیر سرمایش هوای هرچه رطوبت نسبی محیط بیشتر باشد، کارائی روش‌های سرمایش تبخیری کاهش یافته، بر همین اساس در مناطق گرم و مربوط استفاده از سیستمهای تبریدی از نظر میزان افزایش توان خروجی، مناسبتر خواهد بود.

## کلمات کلیدی:

توربین گازی، راندمان، سرمایش هوای ورودی، روش‌های تبخیری، روش‌های تبریدی

(۱) عضو هیئت علمی دانشگاه شهید رجایی، k.maghsoodi@srttu.edu

(۲) دانشجوی کارشناسی ارشد دانشگاه شهید رجایی  
amirhosseinatigh@yahoo.com  
\* نویسنده مسئول

## مقدمه

توربینهای گازی بهدلیل کاربرد وسیع در صنایع مختلف، از اهمیت بسیاری برخوردارند. کاربرد این نوع دستگاه، در سیستمهای مختلف از جمله توربیناتورها، توربومیکینها، توربومیکرسورها، موشکهای موتورهای هواپیما بسیار مشهود بوده و در حال گسترش و تکامل است.

چون توربین‌های گازی مستقیماً از هوای آزاد تنفس می‌کنند، هر عاملی که باعث تغییر پارامترهای هوا گردد روی عملکرد توربین گازی نیز تأثیر خواهد گذاشت. از جمله، درجه حرارت هوای ورودی به کمپرسور توربین‌های گازی. هرچه هوا گرمتر شود، چگالی آن کمتر می‌شود. از آنجایی که توربین‌های گازی با دور ثابت کار می‌کنند، حجم هوای ورودی به کمپرسور آنها همواره ثابت است. در نتیجه، هرچه هوا گرمتر شود، جرم عبوری از مجموعه کاهش یافته و قدرت خروجی توربین نیز که رابطه مستقیم با دبی جرمی عبوری از آن دارد کم می‌شود. از طرفی، فشردن هوای گرم نیاز به صرف انرژی بیشتری دارد. بنابراین هرچه هوا گرمتر شود، انرژی مورد نیاز کمپرسور برای فشردن آن بیشتر شده و انرژی کمتری در محور توربین برای تبدیل به انرژی الکتریکی باقی می‌ماند. این دو عامل روی هم باعث می‌گردند که با گرم شدن هوا، قدرت خروجی توربین‌های گازی کاهش یابد.

یکی از روش‌هایی که برای بهبود عملکرد توربینهای گازی مورد توجه فراوان قرار گرفته است، استفاده از سرمایش هوای ورودی به کمپرسور توربین گازی است. تقریباً به ازای هریک درجه سانتیگراد کاهش دمای هوا، توان خروجی به میزان ۱۰/۰ تا ۱ درصد افزایش خواهد یافت. این روش با این که قدمتی بیش از ۲۵ سال دارد اما تنها حدود ۱۵ سال است که به عنوان یک روش مطمئن و صنعتی برای افزایش قدرت خروجی توربین‌های گازی بکار گرفته می‌شود. طبق گزارش‌های موجود، تاکنون بیش از ۷۰۰ واحد توربین گازی در دنیا به انواع سیستم‌های مختلف خنک کردن هوای ورودی مجهز گردیده‌اند، که این مقدار حدود ۳ برابر تعداد کل واحدهای گازی و سیکل ترکیبی موجود در شبکه برق ایران است.

با توجه به مشکلات و راهکارهای ارائه شده، ضرورت دارد روش‌های مختلف خنک کاری هوای ورودی با توجه به شرایط اقلیمی هر منطقه از لحاظ فنی و اقتصادی بررسی و روش مناسبی جهت خنک کاری هوای ورودی توربین گازی انتخاب گردد. بدیهی است مناسبترین روش جهت انجام مطالعات و بررسی‌های لازم، شبیه‌سازی رفتار توربین در شرایط واقعی است. شبیه‌سازی عملکرد توربین گازی راهی مناسب جهت بررسی تأثیر شرایط محیطی بر پارامترهای خروجی توربین گاز (تون و راندمان) می‌باشد. شبیه‌سازی براساس مدل‌سازی منحنی‌های مشخصه و مدل‌سازی عملکرد تک تک اجزاء به کمک روابط ترمودینامیکی حاکم بر سیکل‌های توربین گازی، انجام می‌شود.

## عملکرد اجزاء توربین گازی

### عملکرد کمپرسور

عملکرد کمپرسور در شرایط مختلف کاری معمولاً به کمک منحنی‌های نشان دهنده تغییرات فشار و دمای خروجی از کمپرسور بر حسب گذر جرمی سیال عبوری از آن، مشخص می‌گردد که به نام منحنی مشخصه کمپرسور خوانده می‌شوند. منحنی‌های مشخصه، به متغیرهای دیگری چون دما و فشار هوای ورودی به کمپرسور و خواص فیزیکی آن بستگی دارند. اگر دبی جرمی هوای عبوری از کمپرسور،  $m_a$  باشد، مقدار آن تابعی از پارامترهای زیر است:

$$\begin{aligned}\dot{m}_a &= f(T_{01}, P_{01}, P_{02}, N, d, R) \\ &= f(T_{01}, P_{01}, N, d, R, \frac{P_{02}}{P_{01}}) \quad (1)\end{aligned}$$

که در آن:  $R$  ثابت گاز،  $N$  دور کمپرسور،  $d$  اندازه فیزیکی،  $T_{01}$  دمای سکون هوا ورودی،  $P_{01}$  فشار سکون هوا ورودی و  $P_{02}$  فشار سکون هوا خروجی می باشند، که در نهایت نسبت دبی جرمی و دمای هوا خروجی از کمپرسور به شکل زیر خواهند بود:

$$\frac{\dot{m}_a \sqrt{T_{01}} \sqrt{R}}{P_{01} d^2} = f \left[ \left( \frac{Nd}{\sqrt{T_{01}} \sqrt{R}} \right) \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right) \right] \quad (2)$$

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = f \left[ \left( \frac{Nd}{\sqrt{T_{01}} \sqrt{R}} \right) \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right) \right] \quad (3)$$

راندمان ایزنتروپیک کمپرسور در تحول تراکم طبق رازیز بیان می شود.

(4)

$$\eta_c = \frac{\left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{(k-1)/k} - 1}{\left( \frac{T_{02}}{T_{01}} \right) - 1}$$

### عملکرد محفظه احتراق

در محاسبات محفظه احتراق، افت فشار سیال که ناشی از اصطکاک است اهمیت زیادی دارد. پارامترهای مهم در ایجاد افت فشار در اتاق احتراق در رابطه زیر آمده است:

$$\frac{\Delta P_0}{P_{02}} = f(\dot{m}_a, T_{02}, P_{02}, R, \mu_2, d) \quad (5)$$

آزمایش های صورت گرفته نشان می دهد که ضریب افت فشار کلی را مطابق رابطه زیر می توان نوشت:

$$PLF = \frac{\Delta P_0}{\left( \frac{\dot{m}_a^2}{2IA_m^2} \right)} = K_1 + K_2 \left( \frac{T_{03}}{T_{02}} - 1 \right) \quad (6)$$

در نهایت می توان افت فشار در اتاق احتراق به فشار خروجی کمپرسور را طبق رابطه زیر بیان کرد:

$$\frac{\Delta P_0}{P_{02}} = PLF \frac{R}{2} \left( \frac{\dot{m}_a T_{02}}{A_m P_{02}} \right)^2 \quad (7)$$

که در آن:  $d$  اندازه فیزیکی محفظه احتراق،  $A_m$  سطح مقطع عبور جریان و  $PLF$  (Pressure Loss Factor) ضریب افت فشار در محفظه احتراق می باشد.

### عملکرد توربین

مشابه آنچه در مورد کمپرسور بیان گردید، در مورد توربین نیز می‌توان روابط نهایی را به صورت زیر ارائه نمود:

$$\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} = f \left[ \left( \frac{N}{\sqrt{T_{03}}} \right) \left( \frac{P_{03}}{P_{04}} \right) \right] \quad (8)$$

$$I - \frac{T_{04}}{T_{03}} = f \left[ \left( \frac{N}{\sqrt{T_{03}}} \right) \left( \frac{P_{03}}{P_{04}} \right) \right] \quad (9)$$

$$\eta_t = \frac{\left( \frac{P_{03}}{P_{04}} \right)^{\frac{1}{k}} - 1}{\left( \frac{T_{03}}{T_{04}} \right) - 1} \quad (10)$$

### روشهای خنک کاری هوا و رودی به توربینهای گازی

با وجود مزایای فراوان توربینهای گازی، تغییرات شرایط محیطی از جمله دما، فشار و رطوبت بر عملکرد آنها تاثیر زیادی دارد. طبق تحقیقات و مطالعات به عمل آمده، مشخص شده است که از بین عوامل محیطی فوق، اثر دمای رودی به کمپرسور نسبت به سایر عوامل بسیار چشمگیرتر است. به طور متوسط به ازای هر یک درجه سانتیگراد افزایش دمای هوا و محیط، ۰.۵٪ تا ۰.۱٪ توان خروجی کاهش می‌یابد. اثر فشار اتمسفر در درجه بعدی اهمیت قرار دارد، هرچه فشار هوا بیشتر باشد چگالی هوا افزایش یافته و در نتیجه توان خروجی افزایش می‌یابد. رطوبت هوا و محیط کمترین اثر را در بین عوامل ذکر شده بر عملکرد توربین گاز دارد، که البته این اثر قابل صرفه‌ظر کردن نمی‌باشد.

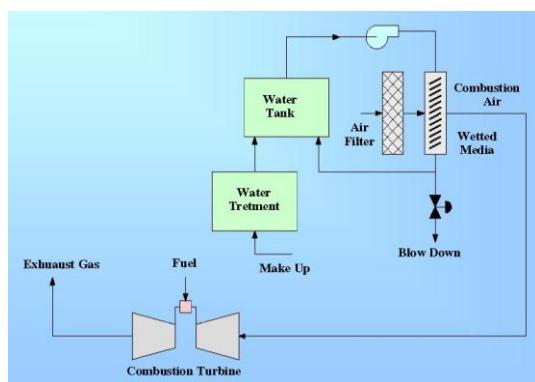
خنک کردن هوا و رودی به کمپرسور به دلیل اینکه یک فرآیند مستقل می‌باشد بیشتر در توربین های گازی در حال بهره برداری مورد توجه قرار می‌گیرد. این روش بدون هیچگونه تغییر یا اصلاحی در اجزاء اصلی واحد توربین گازی و با رعایت برخی نکات فنی بدون هیچگونه اثرات منفی قابل اجرا است. محل نصب تجهیزات مربوط به آن تقریباً مستقل و جدا از اجزاء اصلی سیکل توربین گاز می‌باشد و در کل طرح و اجزاء ساده تری دارد. با این حال تمام روشهای خنک کردن هوا و رودی در توربین های گازی در حال طرح و برنامه ریزی نیز قابل طراحی و اجراء است. خنک کاری با استفاده از سیستمهای تبخیری و سیستمهای تبریدی از روشهای متناول خنک کاری هوا و رودی به توربینهای گازی می‌باشد.

### سیستم های خنک کاری تبخیری

در کلیه سیستمهای تبخیری، آب مورد نیاز جهت خنک کردن هوا، به طرق مختلفی در معرض تماس با هوا قرار گرفته، انرژی مورد نیاز جهت تبخیر را از هوا و رودی توربین می‌گیرد و آنرا خنک می‌سازد.

### سیستم خنک کاری تبخیری مديا (Media Based Evaporative Cooler)

در این روش با فرار دادن واسطه های مرطوب و عبور جریان هوا از میان آنها، ذرات آب موجود در این واسطه ها با گرفتن گرمای نهان تبخیر خود از هوا جهت تبخیر شدن، باعث پایین آمدن درجه حرارت هوا می شوند. در شکل (۱) شماتیک قرار گیری این سیستم در سیکل توربین گازی نشان داده شده است. شکل (۱) شماتیک یک نمونه خنک کن مديا را نشان می دهد. آب پس از عبور و خیس کردن سطوح مديا در پایین کولر جمع شده و به تانک ذخیره تخلیه می شود. هوای ورودی به کمپرسور نیز از میان صفحات مديا عبور کرده و تا حد اشباع آب موجود را تبخیر می کند. سرعت هوای عبوری از روی اين صفحات نباید از حد معینی بالاتر باشد چرا که ممکن است در سرعت های بالا قطرات آب از روی سطوح جدا شده و باعث خرابی پره های کمپرسور گردد. نقطه کار خنک کن تبخیری بر اساس دمای محیط روی کنترل کننده خنک کن قابل تنظیم می باشد.



شکل ۱: شماتیک قرار گیری سیستم خنک کن مديا در سیکل توربین گازی

خنک کن در دمای بالاتر از این نقطه فعال خواهد بود. نقطه کار نباید در دمای پایین تنظیم گردد. چرا که اگر سیستم دما را بیش از حد کاهش دهد. امکان تشكیل بخ وجود خواهد داشت اگر دمای محیط به زیر صفر برسد کل سیستم تبخیری برای جلوگیری از اثرات بخ زدگی از آب تخلیه می گردد. بخ زدگی باعث ایجاد ترک در سطح مديا می شود.

بسته به نوع مديا و چگونگی قرار گیری آن در سیکل توربین گاز، بازده سیستم به حدود ۹۰٪ میرسد. سیستم های خنک کاری مديا را می توان در نواحی که رطوبت نسبی و دمای جباب تر، کم است به کار گرفت. مزایای سیستم خنک کاری مديا، عبارتند از:

- هزینه سرمایه‌گذاری کم
- هزینه تعمیر و نگهداری کم
- قابلیت کار با آب تصفیه نشده یا خام
- زمان کم مورد نیاز برای نصب سیستم

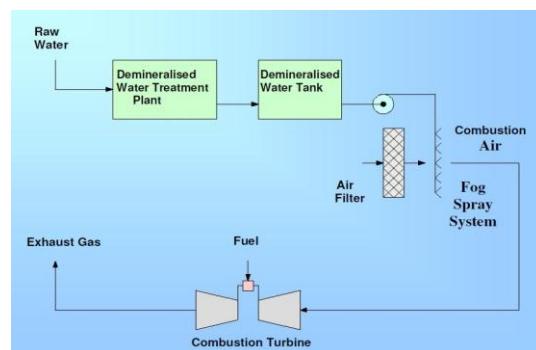
معایب سیستم خنک کاری مدیا، عبارتند از:

- افت فشار ناشی از مدیا (حدود ۱٪)
- نیاز به تعویض مدیا طی دوره های مشخص
- تاثیرپذیری زیاد از شرایط محیطی (دماج بار تر)
- سرعت هوا هنگام عبور سطوح مدیا باید پایین باشد.

### (High Pressure Fogging)

در این روش، عمل خنک سازی به وسیله میلیون ها ذره آب تولید شده با اندازه ۶ تا ۲۰ میکرون انجام می شود. قطرات آب (Fog) در هوا حرکت براونی دارند. در هوا اسکن سرعت افتادن قطرات با اندازه ۱۰ میکرون، حدود یک متر در پنج دقیقه و قطرات با اندازه های بالای ۱۰۰ میکرون، حدود یک متر در سه ثانیه می باشد. این امر نشان دهنده مدت زمان باقی ماندن قطره در هوا که رابطه مستقیم با قطر آن دارد، می باشد. در شکل ۲ شماتیکی از نحوه قرارگیری سیستم تبخیری فاگ در سیکل توربین گازی نشان داده است. برای تولید مه از آب مقطور با فشار بین ۱۰۰ تا ۳۰۰۰ psi و نازلهای خاص استفاده می شود. جنس نازل فولاد ضد زنگ بوده و شامل یک اوریفیس کوچک با قطر ۵ تا ۷ هزارم اینچ می باشد. جت خروجی از این اوریفیس توسط یک پین ضربه ای، تبدیل به میلیون ها قطره بسیار ریز (مه) می شود. میزان تبخیر قطره ها بستگی به سطحی از آب که در معرض هوا قرار می گیرد دارد. سطح تبادل حرارتی مه تولید شده در فشار زیاد، بیشترین میزان تبخیر را ایجاد می کند.

لوله های توزیع کننده آب ورودی باید کمترین افت فشار ممکن را در مسیر ایجاد کنند. افت فشار مجاز کمتر از ۰/۰۲ اینچ آب می باشد.



شکل ۲: شماتیکی از نحوه قرارگیری سیستم تبخیری فاگ در سیکل توربین گازی

کارآیی سیستم تبخیری فاگ رابطه معکوس با رطوبت هوا دارد. رطوبت نسبی هوا در اویل صبح و هنگام غروب بالاترین مقدار و در اواسط روز کمترین مقدار را دارد، لذا این سیستم می تواند در طول روز کارآیی بسیار خوبی در خنک سازی هوا داشته باشد. سیستم های خنک کاری فاگ، کاربردهای مشابه با سیستم خنک کاری مدیا دارند. بیشترین مقدار خنک کاری از طریق این سیستم ها، زمانی محقق می شود که آنها در شرایط آب و هوای گرم و خشک به کار گرفته شوند.

متغیرهای مشخصی از قبیل کیفیت آب مصرفی، هزینه آب مصرفی، آلاینده‌های موجود در هوا و وضعیت عملکرد نیروگاه (در حین حداکثر بار یا کار پیوسته) می‌توانند استفاده از این گونه سیستم‌ها را محدود سازند. مزایا و معایب سیستم فاگ را می‌توان به صورت زیر نوشت:

مزایا:

- ایجاد افت فشار کمتر
- هزینه سرمایه گذاری و نصب پایین
- زمان نصب بسیار پایین (در حدود ۱ الی ۲ روز)
- امکان ایجاد رطوبت ۱۰۰٪ در هوای ورودی
- کاهش میزان  $NO_x$  تولیدی
- مصرف کم برق
- عدم نیاز به تغییر ساختار اتاق فیلتر
- قابلیت خنک کردن سریعتر هوای ورودی به علت ذرات بسیار ریز تولید شده آب

معایب:

- نیاز به آب مقطر
- تغییر منحنی عملکرد کمپرسور و نزدیک تر کردن آن به Surge
- عدم کارایی لازم در مناطق رطوبت بسیار بالا

### سیستم‌های خنک‌کاری تبریدی

در فرایند سرمایش ساده دمای حباب خشک کاهش می‌یابد و رطوبت نسبی افزایش می‌یابد، اما چون فاقد رطوبت-زنی یا رطوبت‌گیری است رطوبت مخصوص هوا ثابت می‌ماند. این نوع سرمایش را با عبور دادن هوا از روی کوبیل‌هایی که در آنها مبرد جریان دارد می‌توان انجام داد، بنابراین سیستم‌های تبریدی (چیلرها) بر این اساس عمل می‌کنند.

چیلرها از جمله تجهیزات بسیار مهم در سرمایش هستند که به طور کلی می‌توان آنها را به دو دسته چیلرهای تراکمی و چیلرهای جذبی تقسیم کرد. به طور کلی چیلرهای تراکمی از انرژی الکتریکی و چیلرهای جذبی از انرژی حرارتی به عنوان منبع اصلی ایجاد سرمایش استفاده می‌کنند.

### سیستم‌های تبرید تراکمی (Compression Cooling Systems)

از این سیستم‌ها می‌توان برای سرمایش تا دمای‌های زیر صفر درجه استفاده نمود و دمای هوا ورودی به کمپرسور توربین گاز را تا ۵/۵ درجه سانتیگراد - حداقل دمای مجاز - بدون وابستگی به دمای حباب تر کاهش داد. در این روش با استفاده از کمپرسور و گازهای مبرد نظریر آمونیاک و لوازم جانبی دیگر، به کمک یک سیکل ترمودینامیکی، سرمای لازم را ایجاد می‌کنند. کمپرسور، گاز مبرد را فشرده می‌کند که در نتیجه این فشرده سازی، گاز گرم می‌شود. سپس گاز گرم شده را به چگالنده می‌فرستند تا در آنجا گرمایش گرفته شده و خنک گردد که در نتیجه این عمل، به مایع تبدیل می‌شود. آنگاه این مایع مبرد را بطور ناگهانی منبسط می‌کند که در نتیجه، افت فشار خواهیم داشت و مایع مبرد در خلا نسبی، به سرعت تبخیر می‌شود و گرمای مورد نیاز جهت تبخیر را از آب در گردش سیستم گرفته، آنرا خنک می‌کند. در قسمت چگالنده، گاز مبرد گرم بوسیله آب سرد، دمایش پائین می‌آید و مایع می‌شود. این آب، باید در برج خنک کن در

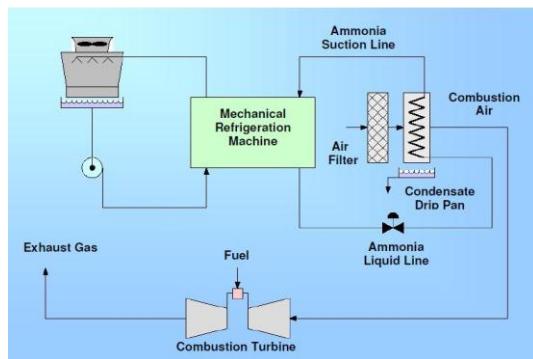
نتیجه تماس با هوا، مجدداً خنک شود. سیستمهای تبرید تراکمی به دو نوع مستقیم و غیر مستقیم تقسیم بندی می‌شوند. در سیستمهای تبرید تراکمی نوع مستقیم، لوله‌های خنک کن حاوی مبرد بر سر راه جریان هوا قرار گرفته و باعث جذب حرارت هوا و در نتیجه کاهش دمای هوا می‌باشد. در نوع غیر مستقیم ابتدا آب به کمک مبرد خروجی از چیلر، خنک و سپس آب خنک شده درون لوله‌های خنک کن جریان یافته و باعث خنک شدن هوای ورودی به توربین گازی شود. مزایا و معایب سیستمهای تبرید تراکمی به شرح ذیل می‌باشند:

مزایا:

- قابلیت سرمایش تا دماهای زیر صفر
- وابسته نبودن به شرایط اقلیمی
- ایجاد خطر کمتر برای کمپرسور و توربین از نظر ورود اشیا خارجی

معایب:

- استفاده از ماده مبرد شیمیایی و نیاز به تعویض دوره‌ای آن
- افت فشار قابل ملاحظه سیستم
- صرف برق نسبتاً زیاد سیستم
- نیاز به آب خنک کننده جهت استفاده در برج خنک کن
- نیاز به فضای کافی جهت نصب تجهیزات سیستم و برج خنک کن
- هزینه اولیه بسیار زیاد سیستم
- هزینه‌های نگهداری زیاد

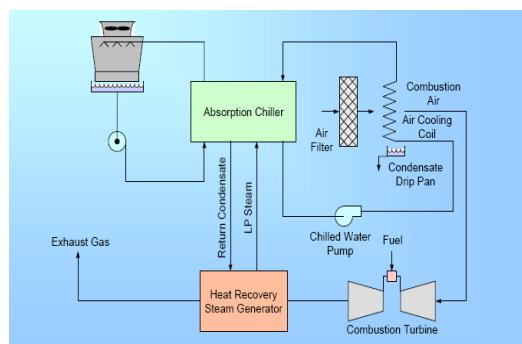


شکل ۳: شماتیکی از نحوه قرارگیری سیستم تبرید تراکمی مستقیم در سیکل توربین گازی

### سیستمهای تبرید جذبی (Absorption Cooling Systems)

این نوع چیلرها بحای انرژی برق از انرژی حرارتی برای تولید سرما استفاده می‌نمایند و دارای قطعات متحرک کمتری نسبت به انواع کمپرسوری هستند. با توجه به ماهیت چرخشی عملکرد پمپهای آنها، میزان خرابی و هزینه‌های مربوط به تعمیرات آنها کمتر از انواع تراکمی و صدای آنها بسیار بوده و قریباً بدون لرزش هستند(شکل ۴). سیستمهای تبرید جذبی متناول چهت سرمایش هوای ورودی توربینهای گازی عبارتند از:

- سیستم تبرید جذبی لیتیوم بروماید که آب عنوان مبرد و لیتیوم بروماید عنوان جاذب است.
- سیستم تبرید جذبی آب و آمونیاک که آمونیاک به عنوان مبرد و آب به عنوان جاذب است.



شکل ۴: شماتیکی از نحوه قرارگیری سیستم تبرید جذبی در سیکل توربین گازی

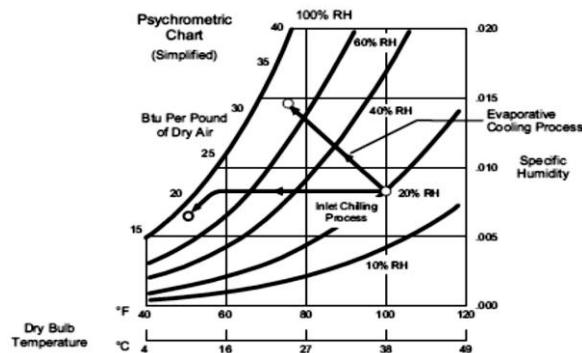
انتخاب ظرفیت چیلر جذبی تأثیر مهمی بر روی اجزای سیکل تبرید و جنبه های اقتصادی آن دارد. معمولاً دمای هوا ورودی به کمپرسور جهت جلوگیری از پدیده بخاطر مکش و شتاب گرفتن سیال در ورودی کمتر از ۵ درجه سانتیگراد در نظر گرفته نمی شود. علاوه بر آن انتخاب دماهای پایین باعث افزایش بار سرمایش شده که به تبع آن ظرفیت چیلر مورد نیاز بیشتر و هزینه آن هم بیشتر خواهد بود. بطور کلی، پارامترهای مهمی که در هنگام بررسی و انتخاب، سیستم جذبی موثر واقع می شوند، عبارتند از:

- امکان نصب کویلها هم در بیرون و هم درون اتاق فیلتر
- صرف برق بسیار کم سیستم (تنها باید نیاز پمپها را از نظر برق تامین کرد)
- امکان دسترسی به آب داغ یا بخار آب در محل
- امکان دسترسی به آب خنک کننده برای استفاده در برج خنک کن
- افت فشار قابل ملاحظه سیستم
- فشار کم سیستم و در نتیجه نگهداری پیچیده آن
- صرف آب زیاد در برج خنک کن
- صرف سوخت زیاد سیستم
- موجود بودن فضای کافی جهت نصب تجهیزات سیستم جذبی و همچنین برج خنک کن
- هزینه اولیه بسیار بالای سیستم

## شبیه سازی عملکرد توربین گازی مدلسازی سیستم‌های خنک کاری هوای ورودی سیستم‌های تبخیری

برای مدلسازی سیستم با توجه به معلوم بودن شرایط محیطی (دما، رطوبت نسبی و فشار) و بازده سیستم به عنوان داده‌های اولیه، پارامترهای خروجی، شامل دما و نسبت رطوبت با توجه به شکل ۵، بصورت زیر محاسبه می‌شود.

$$\omega_I = 0.622 \left[ \frac{\varphi(P_g)_{T_{aI}}}{P_{aI} - \varphi(P_g)_{T_{aI}}} \right] \quad (11)$$



شکل ۵: نمودار سایکرومتریک و فرایندهای سرمایش

با فرض حالت اشباع در خروجی سیستم، نسبت رطوبت هوای خروجی:

$$\omega_2 = 0.622 \left[ \frac{(P_g)_{T_{wb}}}{P_{aI} - (P_g)_{T_{wb}}} \right] \quad (12)$$

که  $P_g$  فشار اشباع هوای بوده به صورت تابعی بر حسب دمای هوامدل می‌شود. بدین ترتیب با استفاده از روش سعی و خطای مقداری برای  $T_{wb}$  حدس زده می‌شود، پس از آن مقادیر  $\omega_1$  و  $\omega_2$  محاسبه شده و در رابطه زیر که براساس تحول اشباع آدیاباتیک نوشته شده است، قرار می‌دهیم. مقدار  $T_{wb}$  زمانی به دست می‌آید که قدر مطلق خطا ( $R$ ) به صفر می‌کند.

$$R = \omega_1 - \left( \frac{C_{pwa}(T_{wb} - T_{aI}) + \omega_2(h_{fg})_{T_{wb}}}{(h_g)_{T_{a2}} - (h_f)_{T_{wb}}} \right) \quad (13)$$

که  $C_{pwa}$  ظرفیت گرمایی ویژه هوای مرطوب (هوای خشک و بخار آب) می‌باشد. بازده سیستم خنک کاری تبخیری نیز به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_{e.c} = \frac{T_{a1} - T_{a2}}{T_{a1} - T_{wb}} \quad (14)$$

با معلوم بودن بازده و محاسبه دمای جبابتر،

دمای خروجی سیستم (دمای هوای ورودی به کمپرسور) از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$T_{a2} = T_{a1} - \eta_{e.c} (T_{a1} - T_{wb}) \quad (15)$$

در نهایت اگر دمای جرمی هوای ورودی به کمپرسور  $\dot{m}_a$  باشد، دمای آب مصرفی ( $\dot{m}_w$ ) بدین صورت بدست می‌آید:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_1 - \omega_2) \quad (16)$$

### سیستمهای تبریدی

در سیستمهای تبریدی معمولاً دمای خروجی از سیستم مقداری ثابت در نظر گرفته شده تابع شرایط محیطی نمی‌باشد. برای محاسبه بار سرمایش دو پارامتر تعیین کننده‌اند، حرارت محسوس ( $q_s$ ) که از هوا به آب سرد چیلر منتقل می‌شود و حرارت نهان بخار آب ( $q_1$ ) که در اثر تقطیر دفع شده و هوا خنک‌تر می‌شود:

$$Q_c = \dot{m}_a (h_{2a} - h_{1a}) \quad (17)$$

ضریب عملکرد سیستمهای تبرید تراکمی بصورت زیر محاسبه می‌شود:

$$COP = \frac{Q_c}{W} \quad (18)$$

بنابراین با توجه به اینکه  $Q_L = Q_c$  می‌باشد، انرژی الکتریکی مصرفی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$W = \frac{Q_c}{COP} \quad (19)$$

ضریب عملکرد سیستمهای تبرید جذبی نیز بصورت زیر محاسبه می‌شود:

$$COP = \frac{Q_L}{Q_H} \quad (20)$$

و حرارت مورد نیاز از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$Q_H = \frac{Q_L}{COP} \quad (21)$$

### مدلسازی اجزای اصلی توربین گازی

#### مدلسازی کمپرسور

در کمپرسور یک تحول تراکم آدیاباتیک صورت می‌گیرد، با فرض اینکه نقطه ۱ ورودی و نقطه ۲ خروجی کمپرسور باشد، بر اساس شکل ۹ می‌توان نوشت:

$$\dot{W}_c = H_2 - H_1 \quad (22)$$

$$\eta_c = \frac{(H_2 - H_1)_s}{H_2 - H_1} \quad (23)$$

بر حسب دما داریم:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a C p_a T_{0I} (r p)^{(k-1)/k} - 1) / \eta_c \quad (24)$$

محاسبه دما و فشار خروجی کمپرسور نیز از روابط زیر صورت می‌گیرد:

$$T_{02} = T_{0I} + \frac{T_{0I}}{\eta_c} (r p)^{(k-1)/k} - 1) \quad (25)$$

$$P_{02} = r p P_{0I} \quad (26)$$

#### مدل‌سازی محفظه احتراق

در محفظه احتراق سوخت و هوا ترکیب و گازهای داغ تولید می‌شوند. انرژی ناشی از احتراق بصورت زیر محاسبه می‌شود:

$$(28) \quad Q = \dot{m}_{a,g} C p_{a,g} (T_{03} - T_{02}) \quad (27)$$

$$fa = \frac{I}{\eta_b LHV / C p_{a,g} (T_{03} - T_{02})}$$

در رابطه فوق،  $fa$  نسبت سوخت به هواست و مقدار آن در محاسبات سیکل بسیار تعیین کننده است. اگر  $\Delta P_{cc}$  میزان افت فشار در محفظه احتراق باشد، داریم:

$$P_{03} = P_{02} - \Delta P_{cc} \quad (29)$$

#### مدل‌سازی توربین

با توجه به شکل ۵، توان تولیدی توربین برابر است با:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_g C p_g \eta_t (T_{03} - T_{04}) \quad (30)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_g C p_g T_{03} \eta_t \left( 1 - (1/r p_t)^{(k-1)/k} \right) \quad (31)$$

و دمای خروجی توربین نیز از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$T_{04} = T_{03} - T_{03} \eta_t \left( 1 - (1/r p_t)^{(k-1)/k} \right) \quad (32)$$

### برقراری شرط گذر جرمی

در توربینهای گازی تک محوره با سرعت ثابت، سازگاری عملکرد اجزاء رادر نسبتهای فشار و دبی‌های مختلف، می‌توان با برقراری شرط گذر جرمی هموار ساخت، یعنی شرایطی ایجاد شود که دبی جرمی هوای عبوری از کمپرسور با دبی جرمی هوای عبوری از توربین برابر گردد. دبی جرمی هوای عبوری از کمپرسور:

$$\dot{m}_{aI} = \left( \frac{\dot{m}_a \sqrt{T_{0I}}}{P_{0I}} \right) \frac{P_{0I}}{\sqrt{T_{0I}}} \quad (33)$$

دبی جرمی هوای عبوری از توربین:

$$\dot{m}_{a3} = \left( \frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} \right) \frac{P_{03}}{\sqrt{T_{03}}} - \dot{m}_f \quad (34)$$

در معادلات فوق مقادیر  $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{03}}}{P_{03}}$  و  $\frac{\dot{m}_a \sqrt{T_{0I}}}{P_{0I}}$  دبی‌های جرمی بدون بعد می‌باشند که از منحنی مشخصه

کمپرسور و توربین بدست آمده و تنها مجهول این معادلات، مقدار دمای گازهای داغ ورودی به توربین  $T_{03}$  بوده که از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$35) \frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} = \left( \frac{\dot{m}_a \sqrt{T_{0I}}}{P_{0I}} \right) \left( \frac{P_{0I}}{P_{02}} \right) \left( \frac{P_{02}}{P_{03}} \right) \sqrt{\frac{T_{03}}{T_{0I}}} \left( \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a} \right) \quad (35)$$

$$36) \frac{T_{03}}{T_{0I}} = \left( \left( \frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} \right) / \left( \frac{\dot{m}_a \sqrt{T_{0I}}}{P_{0I}} \right) \left( \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_g} \right) \left( \frac{P_{03}}{P_{0I}} \right) \right)^{1/2} \quad (36)$$

### محاسبات نهایی

پس از محاسبه پارامترهای مورد نیاز و حل معادلات حاکم در خنک کن ورودی، کمپرسور، محفظه احتراق و توربین و اطمینان از تطابق اجزاء و برقراری شرط گذر جرمی، محاسبات نهایی شامل توان خالص تولیدی، راندمان حرارتی سیکل، نرخ حرارت و ... صورت می‌گیرد.

توان خالص خروجی:

$$\dot{W}_{net} = \eta_m (\dot{W}_t - \dot{W}_c) \quad (37)$$

راندمان حرارتی:

$$\eta_{th} = \dot{W}_{net} / Q \quad (38)$$

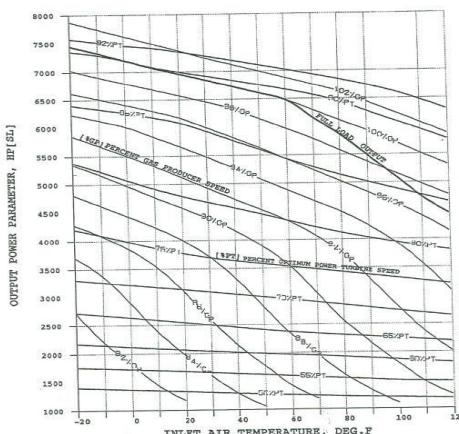
و نرخ حرارت:

$$H.R = 3600 \eta_b m_f LHV / \dot{W}_{net} \quad (39)$$

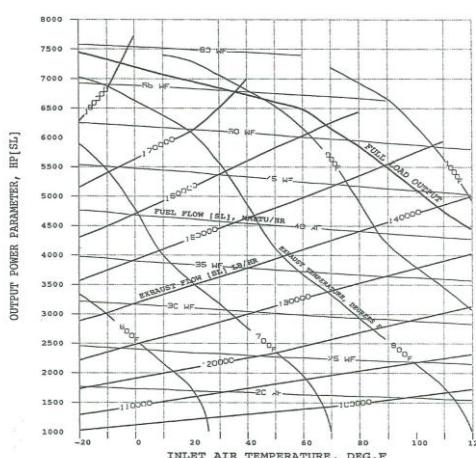
## نتایج

### معرفی مرکز انتقال نفت شهید چمران اهواز

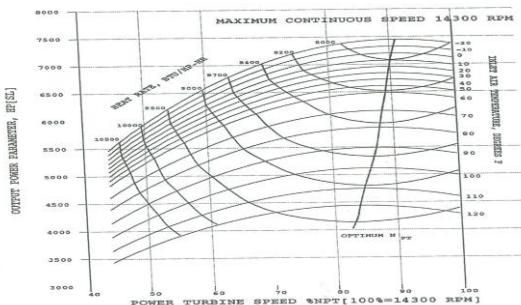
مرکز انتقال نفت شهید چمران اهواز در کیلومتر ۱۱ جاده اندیمشک و در ارتفاع حدود ۱۵ متر از سطح دریا واقع شده و دارای ۳ واحد توربین گازی بوده که ظرفیت اسمی هر واحد ۳۵۰۰ کیلووات است. توربینهای گازی محصول کمپانی Solar Centaur T4500 و مدل Solar T4500 نشان داده شده اند.



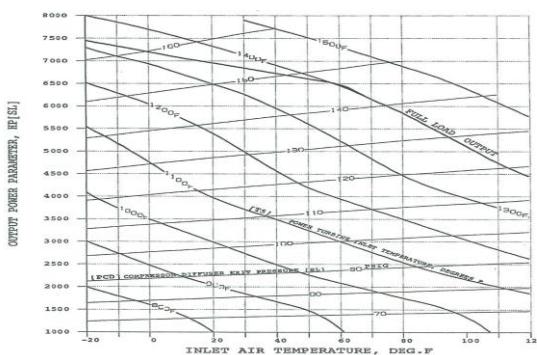
شکل ۶: منحنی توان بهینه خروجی و سرعت محور و درصد گاز تولیدی بر حسب دمای هوا و ورودی



شکل ۷: منحنی توان خروجی بر حسب پارامترهای دبی سوخت، دبی گاز خروجی و دمای گاز خروجی نسبت به دمای هوا و ورودی



شکل ۸: منحنی توان خروجی توربین بر حسب درصد سرعت دورانی محور توربین و نرخ گرمایی



شکل ۹: منحنی توان خروجی توربین بر حسب فشار خروجی کمپرسور و دمای ورودی توربین T5 نسبت به دمای هوای ورودی به سیستم

### شرایط آب و هوایی اهواز

شرایط آب و هوایی اهواز نوع فراخشک و رطوبت نسبی در ماههای گرم سال قابل توجه است. بررسی عملکرد توربینهای گازی مرکراتنقال نفت شهید چمران، نیازمند اطلاعات مربوط به شرایط اقلیمی (فشار، دما و رطوبت نسبی)، بوده که در جدول ۱، متوسط ماهیانه دما و رطوبت بیشینه و کمینه شهر اهواز در سال ۸۶ عنوان نمونه ارائه شده است.

جدول ۱: متوسط ماهیانه دما و رطوبت بیشینه و کمینه اهواز سال ۸۶

| ساعت گرم روز | رطوبت کمینه | رطوبت بیشینه | دما کمینه | دما بیشینه | پارامتر ماه |
|--------------|-------------|--------------|-----------|------------|-------------|
| ۰            | ۳۲          | ۶۹           | ۱۷/۵      | ۲۷/۵       | فروردن      |
| ۱۲           | ۱۷          | ۵۱           | ۲۴/۸      | ۳۷/۸       | اردیبهشت    |
| ۱۸           | ۱۴          | ۴۵           | ۲۸        | ۴۴/۳       | خرداد       |
| ۱۸           | ۱۰          | ۳۷           | ۲۸/۱      | ۴۶/۲       | تیر         |
| ۲۲           | ۱۳          | ۴۴           | ۲۹/۲      | ۴۸/۲       | مرداد       |
| ۱۶           | ۱۲          | ۵۱           | ۲۶/۷      | ۴۵/۲       | شهریور      |
| ۱۴           | ۱۷          | ۶۶           | ۲۱/۶      | ۳۸/۴       | مهر         |
| ۶            | ۲۱          | ۶۷           | ۱۶/۳      | ۳۰/۹       | آبان        |
| ۰            | ۳۴          | ۷۳           | ۱۱/۵      | ۲۱         | آذر         |
| ۰            | ۳۷          | ۸۳           | ۴/۴       | ۱۴         | دی          |
| ۰            | ۴۰          | ۸۱           | ۸/۲       | ۱۷/۲       | بهمن        |
| ۰            | ۱۸          | ۶۲           | ۱۲/۹      | ۲۵/۹       | اسفند       |

### تحلیل سیکل توربین گازی در نقطه طراحی

برای به دست آوردن پارامترهای خروجی توربین گازی در نقطه طراحی، اولین قدم داشتن اطلاعات ورودی در نقطه طراحی می‌باشد:

(۱) شرایط محیطی (در حالت ایزو)

$$T_{amb} = 15^{\circ}\text{C}$$

$$P_{amb} = 101/3 \text{ kPa}$$

$$\Phi = 60\%$$

(۲) مشخصات توربین گازی

سوخت مصرفی توربینهای مذکور اغلب گاز طبیعی می‌باشد که بر اساس مدارک فنی مربوطه دارای ارزش حرارتی LHV = ۴۸۳۰۰ kJ/kg می‌باشد.

- هوای خنک کاری تیغه‌های توربین ۰٪
- راندمان محفظه احتراق ۹۸٪
- راندمان مکانیکی واحد گازی ۹۸٪

- افت فشار در کانال ورودی٪۱
- افت فشار در محفظه احتراق٪۳.۵
- افت فشار در کانال خروجی٪۰/۵

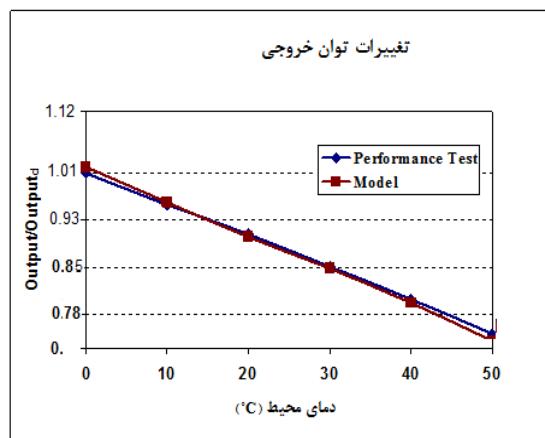
نتایج اطلاعات خروجی از برنامه کامپیوتری تهیه شده و اطلاعات واقعی توربین گازی در شرایط طراحی، در جدول ۲ ارائه شده اند. مقایسه داده های واقعی و خروجی برنامه کامپیوتری نشان می دهد که در نقطه طراحی خطاب سیار اندک بوده و حداکثر خطاب حدود ۰/۰٪ و مربوط به دبی جرمی هوای عبوری می باشد. بنابراین می توان نتایج برنامه در نقاط خارج از طرح را با دقت قابل قبول مورد بررسی و ارزیابی قرار داد.

جدول ۲: مقایسه نتایج برنامه با اطلاعات واقعی در نقطه طراحی

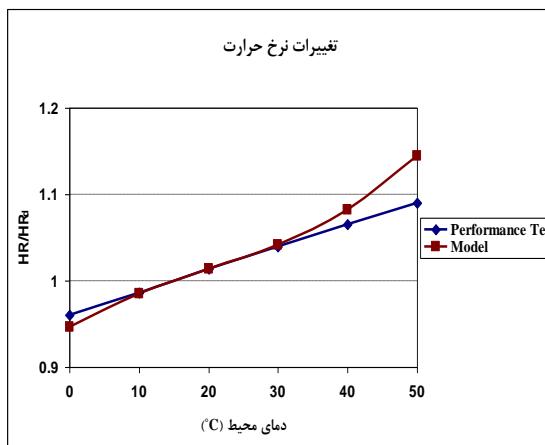
| پارامتر                    | واقعی | مدل   | درصد خطای |
|----------------------------|-------|-------|-----------|
| دبی جرمی هوای ورودی (kg/s) | ۱۸.۷  | ۱۸.۶  | ۰.۵۳      |
| نسبت فشار کمپرسور          | ۱۰.۳  | ۱۰.۳  | ۰         |
| توان خالص تولیدی (MW)      | ۳۵۰۰  | ۳۵۱۴  | ۰.۰۸      |
| راندمان حرارتی سیکل (%)    | ۲۷.۹  | ۲۷.۸۵ | ۰.۳۸      |
| نرخ حرارت (kJ/KWh)         | ۱۲۹۰۵ | ۱۲۹۱۵ | ۰.۲۸      |
| دماهای گازهای خروجی (°C)   | ۴۴۵   | ۴۴۴   | ۰.۰۹      |

#### مقایسه نتایج مدل با اطلاعات واقعی در شرایط خارج از نقطه طرح

اطلاعات و داده های واقعی مربوط به عملکرد توربین گازی در شرایط خارج از طرح، از منحنی های تست کارایی (Performance Test) که در آرشیو فنی موجود است، استخراج شده اند. برای به دست آوردن نتایج مدل نیز در اطلاعات ورودی برنامه، شرایط محیطی را تغییر داده (تغییر دمای محیط در رطوبت نسبی ثابت ۶۰٪) و با هر تغییر نتایج حاصل ثبت گردیده اند (شکل های ۱۴ و ۱۵).



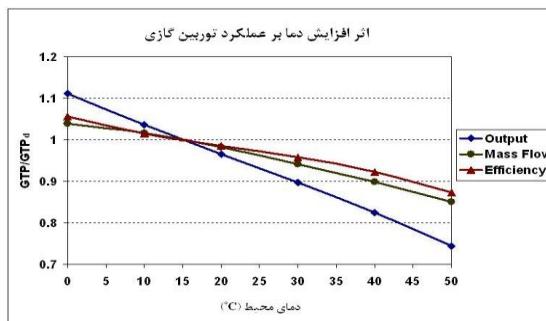
شکل ۱۰: نمودار تغییرات توان خروجی سیکل بر حسب دمای محیط و مقایسه با شرایط واقعی



شکل ۱۱: نمودار تغییرات نرخ حرارت بر حسب دمای محیط و مقایسه با شرایط واقعی

### تأثیر دما بر کارکرد توربین گازی

بطور کلی تأثیر افزایش دمای محیط بر پارامترهای ترمودینامیکی توربین گازی مورد مطالعه در شکل ۱۲ نشان داده شده است:



شکل ۱۲: تغییر پارامترهای واحد گازی در اثر افزایش دمای محیط (۶۰٪ = رطوبت نسبی)

با توجه به شکل (۱۲) در اثر افزایش دمای هوای ورودی:

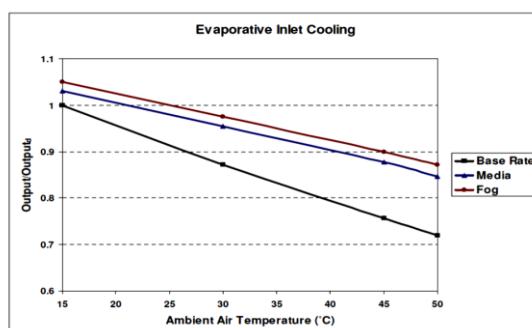
جرم حجمی کاهش می‌یابد و موجب کاهش دبی جرمی هوای ورودی از ۱۰۰٪ در شرایط استاندارد به حدود ۸۶٪ در دمای ۵۰ درجه سانتیگراد می‌گردد.

دبی جرمی و نسبت فشار کمپرسور کاهش و توان مصرفی کمپرسور افزایش می‌یابد و باعث کاهش توان تولیدی تا حدود ۷۶٪ می‌گردد.

در نتیجه کاهش توان، راندمان حرارتی سیکل تا حدود ۸۷٪ شرایط استاندارد کاهش می‌یابد.

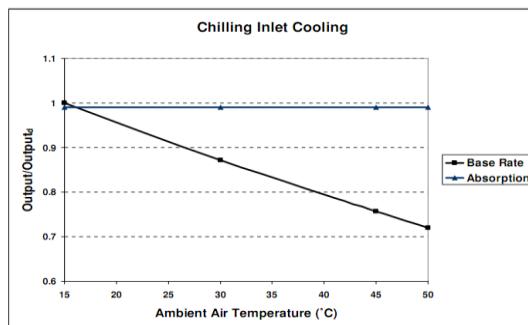
#### تأثیر سرمایش هوای ورودی

بررسی تأثیر سیستمهای سرمایشی ابتدا در حالت full load و سپس در حالت Load 90% انجام شده و مورد بررسی قرار گرفته است.



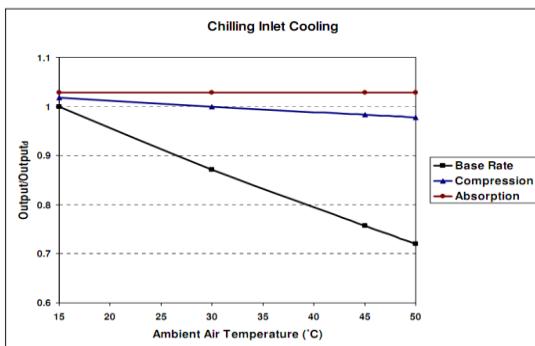
شکل ۱۳: تأثیر سیستمهای خنک کاری تبخیری در رطوبت نسبی ۳۰٪ بر عملکرد توربین گازی

میزان توان خروجی در دمای  $50^{\circ}\text{C}$  در نتیجه بکارگیری سیستم مديا  $84/7$  درصد توان نامی و در نتیجه بکارگیری سیستم تبخیری فاگ  $87/2$  درصد توان نامی است. بنابراین با استفاده از سیستم مديا  $17/6\%$  و با استفاده از سیستم فاگ  $21\%$  نسبت به حالت اولیه (بدون سرمایش هوای ورودی)، افزایش توان خروجی خواهیم داشت.



شکل ۱۴: تاثیر سیستم تبزید جذبی با دمای خروجی  $15^{\circ}\text{C}$  بر عملکرد توربین گازی

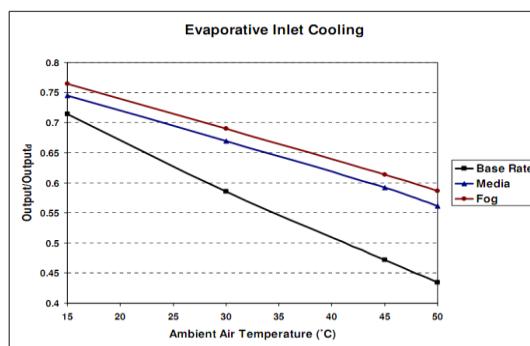
توان خروجی پس از بکارگیری سیستم تبزید جذبی برابر  $99/6$  درصد توان نامی است و نسبت به شرایط اولیه  $5/37\%$  افزایش توان خواهیم داشت.



شکل ۱۵: تاثیر سیستمهای تبزیدی با دمای خروجی  $10^{\circ}\text{C}$  درجه سانتیگراد بر عملکرد توربین گازی

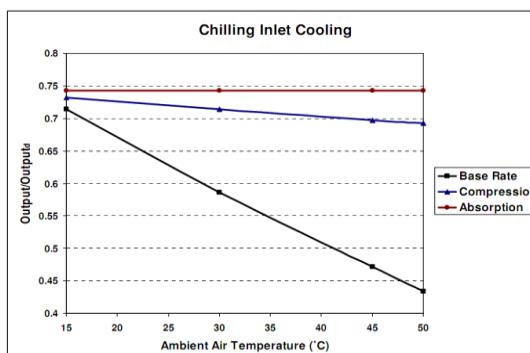
میزان توان خروجی در نتیجه بکارگیری سیستم تبزید تراکمی در روزهای گرم سال حدود  $8/97$  درصد توان نامی و در نتیجه بکارگیری سیستم تبزید جذبی حدود  $8/102$  درصد توان نامی می باشد. هر چند هر دو سیستم دارای دمای خروجی یکسان می باشند اما بدلیل مصرف انرژی در سیستمهای تبزید تراکمی، میزان توان خالص خروجی کمتر است. با

توجه به اینکه توان خروجی این دستگاه در اوج گرما حدود ۷۲ درصد توان نامی میباشد، با استفاده از سیستم تبرید تراکمی ۳۵/۸٪ و با استفاده از سیستم تبرید جذبی ۴۲/۸٪ افزایش توان خروجی حاصل میشود. بررسی تاثیر سرمایش هوای ورودی در حالت ۹۰٪ Load در ادامه ارائه شده است.



شکل ۱۶: تاثیر سیستمهای خنک کاری تبخیری در رطوبت نسبی ۳۰٪ و در حالت ۹۰٪ Load

در دمای ۵۰ درجه سانتیگراد در نتیجه بکارگیری سیستم تبخیری میدیا، توان خروجی به ۵۶ درصد توان نامی و در نتیجه بکارگیری سیستم فاگ توان خروجی به ۵۸/۶ درصد توان نامی افزایش می یابد. لازم بذکر است استفاده از سرمایش هوای ورودی در دورهای پائین مشابه آن است که در دورهای بالاتری از توربوبمپ بهره برداری میگردد، بنوایان مثال بکارگیری سیستم فاگ در دماهای بالای ۴۰ درجه سانتیگراد میکنند که توربین گاز در دور ۹۵٪ تولید می نماید. بنابراین در شرایطی که به دلیل عوامل محدود کننده امکان افزایش دور دستگاه از ۹۰٪ بیشتر نباشد، استفاده از سرمایش هوای ورودی راه حل مناسبی است.



شکل ۱۷: تاثیر سیستمهای خنک کاری تبریدی با دمای خروجی ۱۰ درجه سانتیگراد در حالت ۹۰٪ Load

میزان توان خروجی با استفاده از سیستم تبرید تراکمی در اوج گرما حدود ۶۹/۲ درصد توان نامی و با استفاده از سیستم تبرید جذبی ۷۴/۲ درصد توان نامی است. می توان گفت در صورت بکارگیری سیستم تبرید جذبی در شرایط هواگی گرم در حالت **Load ۹۰%**، مشابه آن است که توربین در حالت **Full Load** بهره برداری گردد.

### نتیجه گیری

بطورکلی نتایج حاصل از تحقیق بعمل آمده در ذیل آورده شده است:

- (۱) میزان افت توان خروجی توربین گازی **Solar Centaur T4500** نسبت به شرایط استاندارد در روزهای گرم سال بیش از ۲۸٪ است.
- (۲) در آب و هوا گرم در صورت استفاده از سیستمهای خنک کاری تبخیری تا حدود ۲۱٪ افزایش توان تولیدی میسر خواهد بود.
- (۳) در نتیجه بکارگیری سیستمهای تبریدی در اوج گرما میزان افزایش توان خروجی بیش از ۴۰٪ است.
- (۴) بررسی تاثیر روش‌های خنک کاری در حالت **Load ۹۰%** نشان میدهد در روزهای گرم سال امکان تولید همان میزان قدرتی که توربین گازی در حالت **Full Load** و بدون سرمایش هوا و ورودی دارد میسر و امکان پذیر است.
- (۵) سرمایش تبخیری در شرایط اقلیمی که رطوبت نسبی پایین است، کارایی بیشتری دارد.
- (۶) سیستمهای تبرید جذبی نسبت به شرایط محیطی تاثیر پذیری ندارند و بنابراین در شرایط محیطی گرم و مرطوب نیز کارایی مناسبی دارند.
- (۷) افزایش توان حاصل از سیستمهای تبرید جذبی نسبت به تبرید تراکمی با دمای خروجی یکسان، بیشتر است.

## منابع

- [۱] زوتنگ، بورگناک، ون وايلن، غلامرضا ملک زاده، مبانی ترمودینامیک کلاسیک، ویرایش پنجم، انتشارات نما ۱۳۷۹
- [۲] یونس.ای.سنجل، میشل.ای.بولر، بهرام پوستی، ترمودینامیک مهندسی، ویرایش سوم، انتشارات نما ۱۳۸۱
- [۳] A.M.Y. Razak, “Industrial Gas Turbine Performance Engineering”, Woodhead Publishing Limited, Houston, June 2007.
- [۴] P. Zhu, H. Saravanamuttoo, “Simulation of an Advanced Twin Spool Industrial Gas Turbine”, ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 114, 1992.
- [۵] J. Kurzke, “Model Based Gas Turbine Parameter Corrections”, ASME TURBO EXPO., Power for Land, Sea & Air, GT-38234, 2003.
- [۶] Q. Z. Al-Hamdan, M. S. Ebaid, “Modeling and Simulation of a Gas Turbine Engine for Power Generation”, ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 128, 2006.
- [۷] R. Yokoyama, K. Ito, “Evaluation of Operational Performance of Gas Turbine Cogeneration Plant with Intake Air Cooled by Ice Storage”, ASME Paper GT-304. 2000.
- [۸] K. Mathioudakis, T. Tsalavoutas, “Uncertainty Reduction in Gas Turbine Performance Diagnostics by Accounting for Humidity Effects”, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 124, 2001.
- [۹] M. Chaker, Cyrus B. Meher-Homji, “Inlet Fogging of Gas Turbine Engines Detailed Climatic Analysis of Gas Turbine Evaporative Cooling Potential In The USA”, Mee Industries Inc, Monrovia, California, 2003.
- [۱۰] YSH. Najjar, MM. Alhazmy, “Augmentation of Gas Turbine Performance Using Air Coolers”, Applied Thermal Engineering, 24 2004.
- [۱۱] R. Hosseini, A. Beshkani, “Performance Improvement of Gas Turbines by Intake Air Cooling Using a Media Evaporative Cooler”, Energy Conversion and Management, 2007.
- [۱۲] W. W. Bathie, Fundamentals of Gas Turbines, 2nd Edition, John Wiley & Sons Inc., New York, 1984.
- [۱۳] H. Cohen, G. Rogers, H. Saravanamuttoo, Gas Turbine Theory, 3th Edition, Longman Scientific & Technology, New York, 1987.
- [۱۴] T. R. Mee, “Inlet Fogging Augments Power Production”, Power Engineering, February 1999.
- [۱۵] C. Cortes, D. Williams, “Gas Turbine Inlet Air Cooling, an overview of current technologies”, Power GEN, Las Vegas, Nevada; 2003.

- 
- [۱۶] T.L. Pierson, “Turbine Air Systems”, Ltd., ASHRAE Winter Meeting, Chicago, IL January 26, 2003.
  - [۱۷] P.P. Walsh, P. Fletcher, Gas Turbine Performance, United Kingdom, Blackwell Science, 1998.
  - [۱۸] A. Lazaretto, A. Toffolo, “Analytical and Neural Network Models for Gas Turbine Design and Off-Design Simulation”, Int. J. Applied Thermodynamics, Vol. 4, 2001.