تحلیل فنی- اقتصادی بکارگیری سیستم های جذبی و تراکمی برای خنک کاری هوای ورودی توربین گاز

سپهر صنایع[۱] حمیدرضا صفری[۲]

آزمایشگاه بهینه سازی سیستم‌های انرژی
دانشکده مهندسی مکانیک- دانشگاه علم و صنعت ایران

چکیده:

تـوان و بـازده توربیـن‌هـای گـاز بـا افـزایش دمـا و رطوبت محیط کاهش می‌یابند. بهمین دلیل برای جبران این کاهش، از خـنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور استفاده می‌شود. این روشها، شامل خنک‌کاری تبخیری، خنک‌کاری تبریدی و همچنین ذخیره سازی یخ می‌باشند. روشهای خنک کاری تبریدی، شامل سیکلهای تبرید تراکمی و جذبی، علیرغم هزینه سرمایه‌گذاری بیشـتر در مقایسـه بـا سـرمایش تبخـیری، معمولاً در شرایط رطوبت نسبی بالا (شرایط محیطی نزدیک اشباع) که نمی‌توان از سـرمایش تبخـیری بهـره بـرد، بکار می‌روند. در این تحقیق، بکارگیری روشهای تبریدی خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور توربیـن گـاز بلحاظ فنی و اقتصادی تحلیل شده‌اند. با مدلسازی سیکل توربین گاز و دیاگرام سایکرومتریک، میزان خنک‌کاری، کـاهش دمـا، افزایش قدرت تولیدی و بازده سیکل، هزینه‌های سرمایه‌گذاری و بهره‌برداری، افت فشار، و زمان بازگشت سرمایه بررسی شده‌اند.

ایـن تحلـیل برای شرایط محیطی و توربین‌های گاز مختلف انجام شد و تحلیل مربوط به توربین گاز ABB با قدرت نامی ۵۶/۸ مگا وات در شرایط محیطی بندر امام (با حداکثر دمای $49\ ^{\circ}C$ و رطوبت نسبی متوسط ۶۰٪) گزارش گردیده است.

واژه‌های کلیدی: ارزیابی فنی و اقتصادی، خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور، سیستم‌های سرمایش جذبی و تراکمی

۱- استادیار

۲- کارشناس ارشد

۱- مقدمه:

در واحدهای توربین گاز نیروگاهی که در آن، قدرت خروجی و بازده سیکل با افزایش دمای محیط، کاهش می‌یابد، خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور، قدرت تولیدی و بازده را بترتیب تا ۴۰ و ۶ درصد افزایش خواهد داد [۳-۱] . بعلاوه وجود این سیستمها باعث جلوگیری از افزایش هزینه‌های نصب واحدهای جدید خواهد شد. روشهای خنک کاری هوای ورودی کمپرسور عبارتند از:

۱) خنک کاری هوای ورودی به کمک سیستم تبرید جذبی و یا تراکمی

۲) خنک کاری هوای ورودی به کمک سیستم تبخیری شامل روش‌های فاگ (Inlet fogging) مدیا (media) و ایرواشر (air washer)

۳) خنک کاری هوای ورودی به کمک سیستم ذخیره انرژی

در این مقاله روشهای خنک‌کاری تبرید جذبی و تراکمی مطالعه می‌شوند. این مطالعه شامل موارد زیر است:

- محاسبات خنک‌کاری هوا در ورود به کمپرسور و تعیین شرایط هوای ورودی
- محاسبات افت فشار هوای ورودی به کمپرسور
- محاسبات توربین گاز (شامل تراکم در کمپرسور، احتراق در محفظه احتراق و انبساط در توربین)
- محاسبات اقتصادی

۲- خنک‌کاری هوا در ورود به کمپرسور:

سیستم خنک کاری هوای ورودی توسط تبرید تراکمی و یا جذبی، در شکل (۱) نشان داده شده است.

هوای ورودی به توربین گاز، مخلوطی از هوای خشک و بخار آب است. با ارتباط رطوبت مطلق (ω) و رطوبت نسبی (φ) از رابطه (۱)، گرمای ویژه هوای خشک و بخار آب (c_{pa}، c_{pw}) از رابطه (۳)، (۴)، و انتالپی بازاء واحد جرم هوای خشک (h_{tot}) از رابطه (۵)، تغییرات این مقادیر با دمای محیط، بشرح زیر ارائه شده‌اند [۴].

$$\omega = 0.622\,\varphi P_g /(P - \varphi P_g) \qquad (۱)$$

که P_g بر حسب psi، به کمک رابطه (۲) محاسبه می‌شود:

$$Ln(P_g) = C_8 / T_R + C_9 + C_{10}.T_R + C_{11}.T_R^2 + C_{12}.T_R^3 + C_{13}Ln(T_R) \qquad (۲)$$

که در آن T_R دمای هوای ورودی بر حسب رانکین می‌باشد.

$$C_{pa} = (A_a + B_a.T_k + C_a.T_k^2 + D_a.T_k^3)/29 \qquad (۳)$$

$$C_{pw} = (A_w + B_w.T_k + C_w.T_k^2 + D_w.T_k^3)/18 \qquad (۴)$$

$$h_{tot} = h_a + \omega.h_g = C_{pa}\,T_k + \omega(250.13 + C_{pw}.T_k) \qquad (۵)$$

در روابط فوق p_g، فشار بخار اشباع، ω، رطوبت مطلق، ϕ، رطوبت نسبی، T_k، دمای هوای ورودی به کمپرسور بر حسب کلوین، h_a، انتالپی هوا، h_g، انتالپی بخار آب و h_{tot}، انتالپی هوا بازاء واحد جرم هوای خشک می‌باشد.

جدول (۱)، اعداد ثابت بکار رفته در روابط (۱) تا (۵) را ارائه می‌دهد.

فرآیند خنک‌کاری تبریدی هوای ورودی در شکل (۲) مشاهده می‌گردد. در نمودار سایکرومتریک، نقطه (۱)، شرایط محیطی واقعی است و فرآیند (۱) به (۲)، با رطوبت مطلق ثابت می‌باشد. نقطهٔ (۲)، نقطهٔ شبنم در فشار جزئی بخار آب موجود در هواست (رطوبت ۱۰۰٪) که دمای این نقطه به صورت رابطه (۶) پیشنهاد می‌گردد[۴]:

$$T_d = 26.137 + 16.988\alpha + 1.0496\alpha^2 \qquad (۶)$$

که در آن:

T_d: دمای نقطه شبنم بر حسب درجه فارنهایت

α: برابر $\log(p_g)$ که p_g (فشار جزئی بخار) بر حسب اینچ جیوه می‌باشد.

کاهش دما پس از نقطهٔ (۲)، در شرایط $\phi = 100\%$، و همراه با رطوبت‌گیری است. هر چند دمای مطلوب ورودی به کمپرسور (عموماً $10^\circ C$) ممکن است در بعضی موارد نظیر $20^\circ C$ دمای محیط، و رطوبت نسبی ۴۰٪، که دارای نقطه شبنم $4^\circ C$ است، در وضعیت بین نقاط (۱) و (۲) قرار گیرد.

بنابراین توان، بازده و دورهٔ بازگشت سرمایه، متأثر از شرایط انتخابی هوای ورودی به کمپرسور است.

تغییرات دمای هوای بندر امام در شکل (۳ - الف) (و به جهت مقایسه این تغییرات برای شهر شیراز در شکل ۳ - ب) نشان داده شده است.

برای تعیین بار سرمایش، میانگین بار سرمایش در رطوبت‌های مختلف بکار گرفته شد. نتیجه بکارگیری این روش برای دو نوع توربین گاز آلستوم و ای‌بی‌بی برای شرایط محیطی بندر امام به ترتیب برابر ۱۶۴۸ و ۷۴۶۸ تن تبرید می‌باشد. (این روش در شرایط محیطی شهر شیراز، بار سرمایش معادل با ۷۷۳/۵ و ۳۵۰۵ تن تبرید را پیشنهاد می‌کند). بار سرمایش همچنین می‌تواند بکمک رطوبت نسبی متوسط محیط محاسبه شود.

۳- محاسبات توربین گاز:

محاسبات توربین گاز در فرآیندهای تراکم (در کمپرسور) احتراق (در محفظه احتراق) و انبساط (در توربین) بکمک نرم افزار GT که در این آزمایشگاه نوشته شده و تکامل یافته است، انجام گردید. اطلاعات ورودی توربین‌های گاز ALSTOM (12.9 MW) و ABB (56.8 MW) در جدول (۲) مشاهده می‌شوند.

شکلهای (۴) تا (۸)، به ترتیب تغییرات قدرت خروجی، بازده حرارتی سیکل، نرخ جرمی هوای ورودی، سوخت مصرفی و بار سرمایش هوای ورودی (با فرض انتخاب ۱۰ درجه سانتی‌گراد) برای توربین گاز ABB را بر حسب دما و رطوبت نسبی محیط نشان می‌دهند.

تغییرات افزایش قدرت تولیدی، بازده حرارتی سیکل، آب تقطیر شده در فرآیند خنک‌کاری، مربوط به توربین ABB برای شرایط مختلف دما و رطوبت نسبی محیط، در شکلهای (۹) تا (۱۱) دیده می‌شوند.

۴- افت فشار هوا در ورود به کمپرسور:

افت فشار در کویل‌های تبریدی موجب کاهش قدرت تولیدی توربین گاز است. شکل (۱۲) نشان می‌دهد که هر کیلوپاسکال افت فشار ورودی هوا به کمپرسور، توان خالص خروجی را در حدود یک درصد کاهش می‌دهد. این افت فشار شامل دو قسمت می‌باشد: یکی افت فشار ناشی از عبور جریان هوا از داخل کانال و دیگر افت فشار ناشی از عبور جریان هوا از روی کویل‌های خنک کن.

افت فشار کانال، معمولاً ۰/۵ تا ۱ کیلوپاسکال در نظر گرفته می‌شود و بخش اصلی در این قسمت، افت فشار کویل‌های خنک کننده است. محدوده افت فشار کویل خنک کننده ۱۶ تا ۴۰ میلی‌متر آب می‌باشد [۵] و[۲]، و مقدار دقیق آن، که در محاسبات این مقاله بکار رفته، به شرح زیر محاسبه شده است[۶]:

$$\Delta P = (k_a + n_r . k_f)\frac{1}{2}\rho_i U_{max}^2 \qquad (۷)$$

که k_a، ضریب ثابتی با مقدار تقریبی 1.5 بوده و می‌توان آنرا به کمک مقدار $1+\sigma^2$ به دست آورد. که:

$$\sigma = \frac{\text{حداقل سطح مقطع جریان}}{\text{مساحت سطح جلویی دسته لوله}}$$

می‌باشد. n_r، تعداد ردیفهای لوله با توجه به محدودیت افت فشار، معادل چهار در نظر گرفته شده است.

k_f، ضریبی است که به هندسه لوله پره‌دار و سرعت بستگی دارد و از رابطه (۸) محاسبه می‌گردد:

$$k_f = 4.567(Re^{-0.242})(\frac{A_t}{A_b})^{0.504} (\frac{P_1}{d_r})^{-0.376} (\frac{P_2}{d_r})^{-0.546} \qquad (۸)$$

در رابطه فوق، d_r، قطر ریشه پره‌ها، d_f، قطر خارجی پره، H_f، ارتفاع پره (نصف تفاضل d_r از d_f)، w، ضخامت پره، S، فاصله پره‌ها، P_2 گام لوله‌ها در جهت جریان و P_1، گام لوله‌ها در جهت عمود بر جریان، و L، طول دسته لوله و n_t تعداد لوله‌ها در هر ردیف می‌باشند.

$\frac{A_t}{A_b}$، نسبت سطح کل لوله‌ها و پره‌ها به سطح لوله‌های بدون پره است. مشخصات ابعادی کویل‌های سرمایش انتخاب شده به صورت زیر می‌باشد:

$d_f = 57.2$ mm
$d_r = 25.4$ mm
$w = 0.406$ mm
$S = 1.903$ mm
$n_r = 4$

L برای توربینهای آلستوم و ای‌بی‌بی به ترتیب ۳ و ۴ می‌باشد. n_t، تعداد لوله‌ها در هر ردیف است که برای دو توربین فوق، به ترتیب برابر ۲۰ و ۳۸ می‌باشد. P_1 برای دسته لوله‌های دو توربین فوق به ترتیب برابر ۳۳/۶۰ و ۸۰/۳۳ میلی‌متر، و P_2 برای دسته لوله‌های دو

توربین فوق به ترتیب برابر ۵۲/۰۷ و ۶۹/۵۶ میلی‌متر در نظر گرفته شده است.

مقدار $\frac{A_t}{A_b}$ توسط رابطه (۹) ارائه می‌شود:

$$\frac{A_t}{A_b} = \frac{\frac{1}{2}(d_f^2 - d_r^2) + d_f.w + d_r.S}{d_r\,(w+S)} \qquad (۹)$$

در ضمن حداکثر سرعت (در حداقل مقطع جریان) از روی لوله‌ها، به صورت $U_{max} = \frac{\dot{m}}{\rho A_{min}}$ تعریف می‌شود که عدد رینولدز جریان بر مبنای آن، در محاسبات بکار می‌رود:

$$Re = \frac{U_{max}.d_r.\rho_a}{\mu_a}$$

در تعریف عدد رینولدز ρ_a و μ_a، چگالی و لزجت هوای ورودی می‌باشند.

A_{min} در رابطهٔ سرعت، به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$A_{min} = n_t L\left\{P_l - d_r - \frac{2wH_f}{(s+w)}\right\} \qquad (۱۰)$$

$\dot{m}\,(kg/s)$، نیز نرخ جرمی هوای ورودی به کمپرسور است.

نتایج افت فشار بر حسب دما و رطوبت نسبی محیط برای شرایط نرخ جرمی جریان هوای ورودی به توربین گاز ABB در شکل (۱۳) نشان داده شده است. همچنین سطح حرارتی کل به کمک رابطهٔ (۱۱) محاسبه خواهد شد که برای دو نوع توربین گاز آلستوم و ای‌بی‌بی به ترتیب برابر ۴۵۲ و ۱۱۴۵ مترمربع است:

$$A_t = \frac{NL\pi}{(S+w)}\left\{\frac{1}{2}(d_f^2 - d_r^2) + d_f.w + d_r.S\right\} \qquad (۱۱)$$

۵- تحلیل اقتصادی سیستمهای تبرید تراکمی و جذبی:

افزایش توان تولیدی نیروگاه گاز با وجود سیستم‌های تبریدی را می‌توان بکمک پارامتر درجه- ساعت تبریدی (Cooling Degrees of Hours (CDH، و از مجموع حاصلضرب ساعات خنک‌کاری، در اختلاف دمای محیط نسبت به $10^\circ C$ (دمای مطلوب ورودی به کمپرسور است)، بشکل زیر بدست آورد:

$$CDH = \Delta T_{tot} = \sum_{i=1}^{n} \Delta T_i$$

که ΔT_{tot} پتانسیل خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور در طی یک سال و ΔT_i، اختلاف دمای هوای محیط با دمای مطلوب ورودی به کمپرسور، در ساعات خنک‌کاری می‌باشد.

بر اساس دما و رطوبت نسبی متوسط روزانه، میزان این خنک کاری قابل حصول، برای روزهای مختلف سال و شرایط محیطی بندر امام، در شکل (۱۴) آمده است.

بنابراین پارامترهای اقتصادی موثر در بکارگیری سیستم خنک‌کاری تبریدی عبارتند از:

- هزینه ناشی از سرمایه‌گذاری اولیه (شامل نصب و راه‌اندازی)
- درآمد حاصل از افزایش توان خالص تولیدی
- هزینه‌های جاری (شامل تعمیرات و نگهداری، برق مصرفی سیستم‌های خنک‌کاری، سوخت اضافی مصرف شده و هزینه بخار مصرفی)

هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه:

هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه (EC)، شامل کل سیستم‌های خنک‌کاری، اعم از چیلر، کولر، تمامی پمپها، برجهای خنک کننده و کویلهای ویژه خنک کاری می‌باشد.

این تحقیق برای دو نوع چیلر جذبی (یک مرحله‌ای و دو مرحله‌ای) و یک نوع چیلر تراکمی (گریز از مرکز) انجام شده است. هزینه سرمایه‌گذاری ثابت برای چیلر جذبی یک مرحله‌ای (AB-1)، دو مرحله‌ای (AB-2) و تراکمی (VC) بترتیب برابر ۱۲۳۹، ۱۴۳۵ و ۸۳۴ دلار به ازاء هر تن تبرید است [۸].

ارزش این سرمایه‌گذاری ثابت در سال n ام معادل خواهد بود با [۹]:

$$EC_n = (EC)(1+i)^n$$

درآمد حاصل از افزایش توان خالص تولیدی:

افزایش توان خالص تولیدی طی یک سال را می‌توان به صورت زیر محاسبه کرد:

$$\Delta EP = (CDH) \times (0.75\%) \times (Power)_{iso}$$

که در آن، ΔEP افزایش توان در طول یک سال بر حسب MW و $(Power)_{iso}$، توان توربین در حالت ایزو بر حسب MW می‌باشد. ضریب 0.75 % متوسط درصد افزایش توان به ازاء یک درجه سانتی‌گراد خنک‌کاری هوای ورودی می‌باشد که جزء نتایج خروجی GT است.
با فرض ۰/۰۶ دلار برای هر کیلووات ساعت تولیدی [۷]، درآمد ناشی از افزایش توان در سال n ام (EP_n) عبارت خواهد بود از:

$$EP_n = \Delta EP \times 0.06 \times \frac{[(1+i)^n - 1]}{i}$$

i، نرخ بهره بانکی معادل ۰/۱ است

هزینه‌های جاری:
هزینه‌های جاری را می‌توان به صورت درصدی از سرمایه‌گذاری ثابت در نظر گرفت و یا اینکه آنها را به طور جداگانه تعیین کرد.

- *هزینه‌های سوخت مصرفی*

با در نظر گرفتن گاز طبیعی به عنوان سوخت مورد استفاده، برای تولید یک کیلووات ساعت انرژی الکتریکی، به مقدار Btu ۱۱۸۰، انرژی حرارتی نیاز می‌باشد. و از آنجا که هزینه هر MBtu ۱ انرژی حرارتی معادل ۲/۶۷ دلار است[۸]. بنابراین هزینه اضافی مصرف سوخت (با وجود خنک‌کاری) (EF) برابر خواهد بود با:

$$EF = \Delta EP \times 1000 \times (1180 \times 10^{-6}) \times 2.67$$

- *هزینه‌های برق مصرفی*

هزینه برق مصرفی توسط تجهیزات مربوط به خنک‌کاری هوای ورودی (EE) را، می‌توان بر حسب کیلو وات برای هر تن تبرید، مطابق جدول زیر دسته‌بندی کرد [۸].

	سیستم تراکمی	سیستم جذبی یک مرحله‌ای	سیستم جذبی دو مرحله‌ای
چیلر	۰/۶۵	۰/۰۲۱۷	۰/۰۳۳۶
پمپ آب چیلر	۰/۰۵۳	۰/۰۵۳	۰/۰۵۳
پمپ آب کندانسور	۰/۰۶۱۸	۰/۱۲۵۷	۰/۰۹۷
فن برج خنک‌کن	۰/۰۴۵۱	۰/۰۸۱۸	۰/۰۶۵۵

- *هزینه‌های بخار مصرفی*

در صورت مصرف بخار در سیستم جذبی، جهت خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور می‌توان این هزینه (ES) را، ۲/۲۵ دلار بازاء ۱۰۰ پوند بخار در نظر گرفت[۸].

- *هزینه‌های تعمیر و نگهداری*

هزینه‌های تعمیر و نگهداری عموماً به صورت درصدی از هزینه‌های سرمایه‌گذاری (۱۰٪ تا ۵٪ = m مقداری معمول است) در نظر گرفته می‌شود.
بنابراین کل هزینه‌های جاری (EO)، در سال n ام معادل است با:

$$EO_n = [EF + EE + ES + m(EC)] \times [(1+i)^n - 1]/i$$

برای تعیین دورهٔ بازگشت سرمایه، باید درآمد و هزینه‌ها برابر قرار داده شوند و مقدار n محاسبه گردد [۹]:

$$EC_n + EO_n = EP_n$$

تغییرات دوره بازگشت سرمایه برای توربین‌های گاز مختلف در شرایط محیطی بندر امام (و همچنین شهر شیراز جهت مقایسه) در جدول (۳) آورده شده است.
تغییرات دورهٔ بازگشت سرمایه برای چیلر تراکمی و جذبی یک مرحله‌ای و توربین گاز ABB (با فرض دمای ورودی 10° درجه سانتی‌گراد) در شکلهای (۱۵) و (۱۶) دیده می‌شوند.

نتایج:

- توان خالص خروجی توربین گاز و بازده حرارتی سیکل، از تغییرات دما و رطوبت نسبی محیط متأثر می‌باشند. اگر دمای محیط از $15^{\circ}C$ به $40^{\circ}C$ برسد (با فرض رطوبت ۴۰٪)، توان حدود ۲۵٪ کاهش می‌یابد. همچنین در صورت تغییر رطوبت نسبی محیط از ۱۰٪ به ۸۰٪، (با فرض ثابت بودن دمای ورودی در $40^{\circ}C$)، توان در حدود ۱۴٪ کاهش را نشان می‌دهد. این نتایج از آنجا حاصل می‌آید که نرخ جرمی هوای ورودی به کمپرسور، با افزایش دمای محیط و افزایش رطوبت نسبی، کاهش می‌یابد.

- هـر یک درجه کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور جهـت خنک‌کاری، توان توربین را حدود ۰/۶ تا ۰/۸ درصد افـزایش مـی‌دهـد (در شـرایط محیطی بندر امام، این رقم معادل ۰/۷۵۳ می‌باشد).
- در شـرایط محیطـی شـهر بـندرامام (بـا حداکثر دما و رطوبت نسبی $T=۴۹^{\circ}C$ و $\phi=۶۰٪$)، و در صورت انتخاب $۱۰^{\circ}C$ بعـنوان دمـای ورود بـه کمپرسـور، تـوان تولیدی متوسـط توربین ABB ۳۳/۸٪ ، و مقدار حداکثر توان، ۴۲ ٪ افـزایش مـی‌یـابد. در شـرایط محیطـی شـهر شـیراز با حداکـثر دمـا و رطوبـت نسـبی $T=۴۰^{\circ}C$ و $\phi=۴۰٪$)، مقادیر فوق بترتیب ۲۴/۳٪ و ۳۱/۵٪ است.
- بـازده حرارتـی توربیـن‌هـای گاز با خنک‌کاری تبریدی هـوای ورودی، در شرایط مختلف محیطی، در محدوده ۰/۵ تا ۶ درصد افزایش خواهد یافت.
- بـه ازاء هـر kPa ۱ افت فشار، توان خالص خروجی در حدود یک درصد کاهش می‌یابد.
- دورهٔ بازگشـت سـرمایه، بـه بار سرمایش (شرایط ورود هـوا بـه کمپرسـور و شـرایط محیطـی) وابسـته اسـت که تغییرات آن برای شرایط مختلف نشان داده شد.
- دورهٔ بازگشـت سـرمایه چیلرها بترتیب با انتخاب چیلر جذبـی دو مرحله‌ای، یک مرحله‌ای و چیلر تراکمی، کاهش می‌یابد.

مراجع:

[1]- M. Delucia, R. Bronconi, “Performance and Economic Enhancement of Cogeneration Gas Turbine Through Compressor Inlet Air Cooling”, Journal of Enginnering for Gas Turbine and Power, Vol. 116, April, 1994.

[2]- D. V. Punwam, T. pierson, J. W. Baogley, “A Hybrid System for Combustion Turbine Inlet Air Cooling at the Calpine Clear Lake Cogeneration Plant in Pasadena, Texas”, paper presented at ASHREA Winter Meeting, Atlanta, January 2001.

[3]- Jamal N. Al-Bortmany 2002 “Assessment of Aque-Ammonia Refrigeration for pre-cooling Gas Turbine Inlet Air” ASME TURBO Expo 2002 the Netherlands.

[4]- “ASHREA Handbook Fundamentals”, 1985.

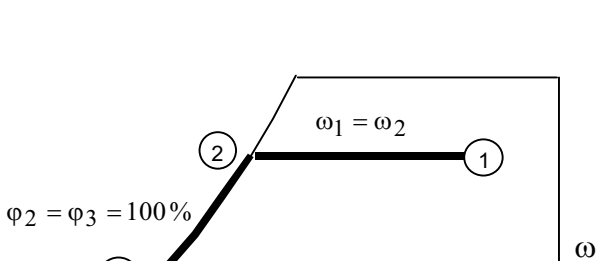
[5]- M. Nixdorf, A. Prelipceanu, D. Hein, “Thermoeconomic Analysis of Inlet Air Conditioning Methods of Cogeneration Gas Turbine Plant”, ASME, Turbo Expo 2002, June 3-6, 2002, Amesterdam, The Netherdands.

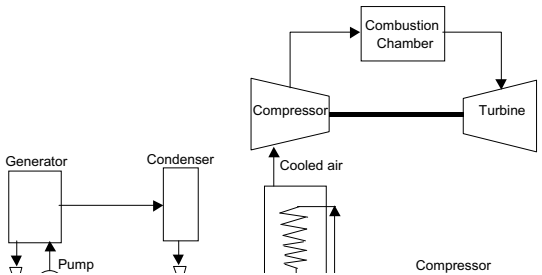
[6]- ESDU International (1984), Low-fin Staggered Tube Banks: Heat Transfer and Pressure Drop Turbulent Single Phase Cross Flow, ESDU Item 84016.

[7]- www. Ieeo.com.

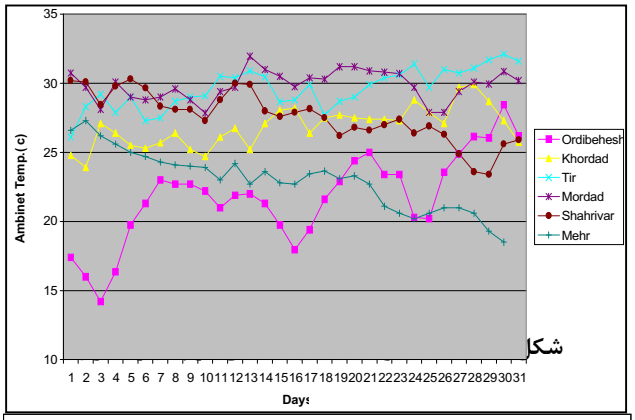
[8]- www. Premier.com.

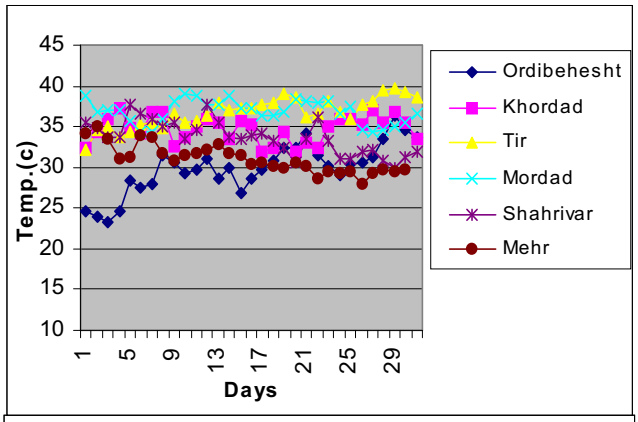
[9]- K. K. Humphreys And S. Katell, “Basic Cost Engineering” Marcel Dekker, New York, 1981.

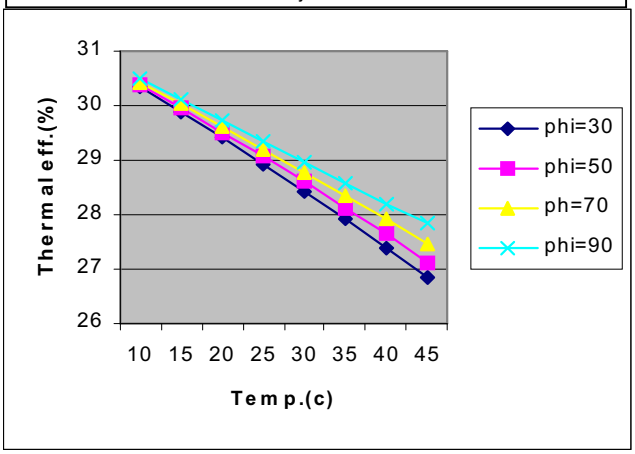


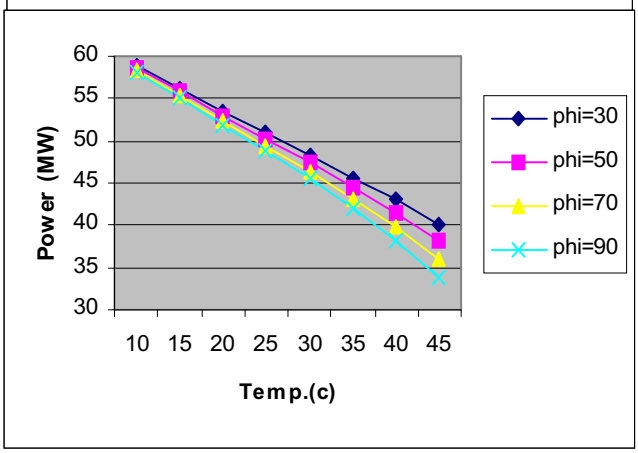


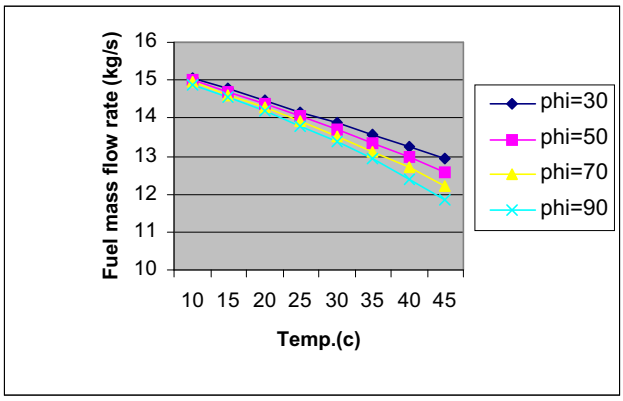
شکل (۲): فرآیند خنک داری هوای ورودی به کمک سیستم تبریدی

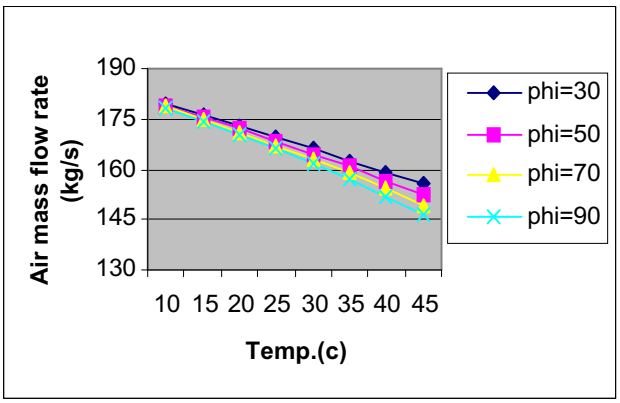






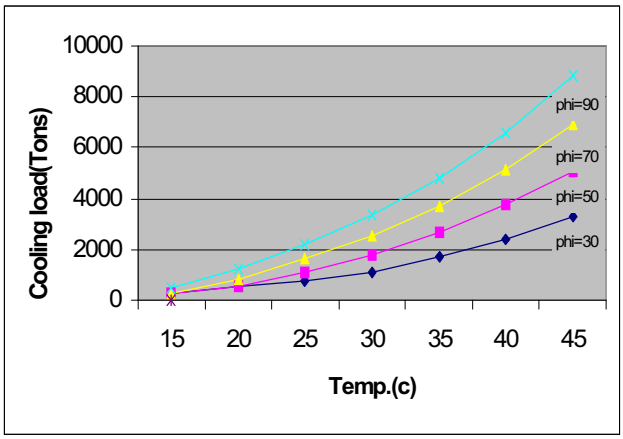




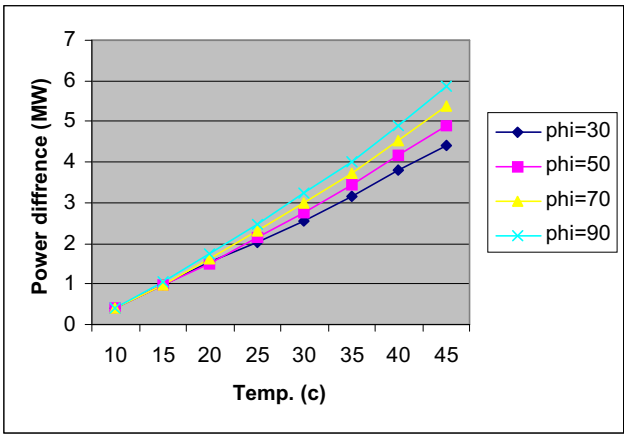


شکل (۶): تغییرات نرخ جرمی هوای ورودی بر حسب تغییرات محیطی برای توربین گاز ABB

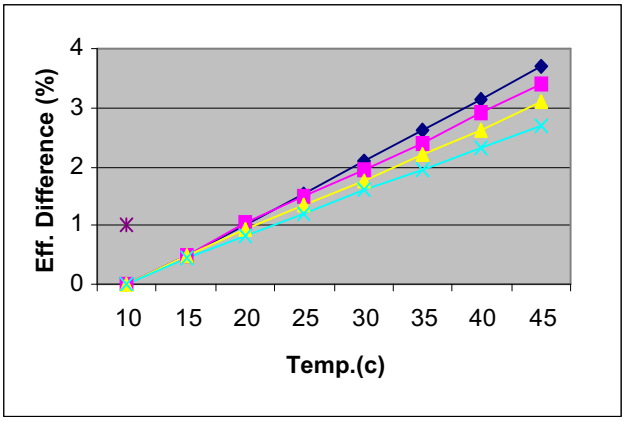
شکل (۷): تغییرات نرخ جرمی سوخت بر حسب تغییرات محیطی برای توربین گاز ABB



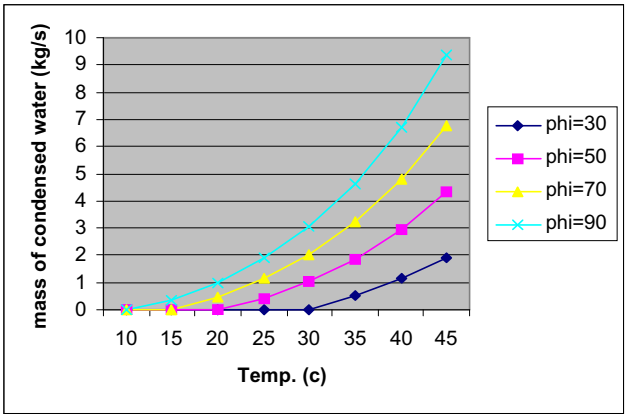
شکل(۸):مقدار بار سرمایش مورد نیاز بر حسب تغییرات محیطی برای توربین گاز ABB(با فرض ۱۰ درجه سانتی گراد دمای هوای ورودی به کمپرسور)



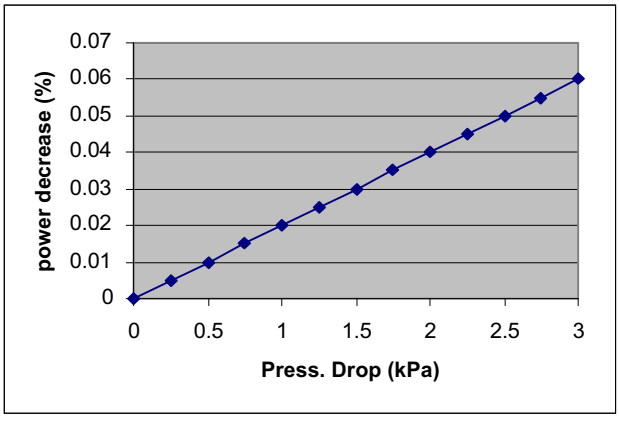
شکل (۹): افزایش تولید توربین گاز ABB بواسطه خنک کاری (با فرض ۱۰ درجه سانتی گراد دمای هوای ورودی به کمپرسور)، در دماها و رطوبت نسبی محیط



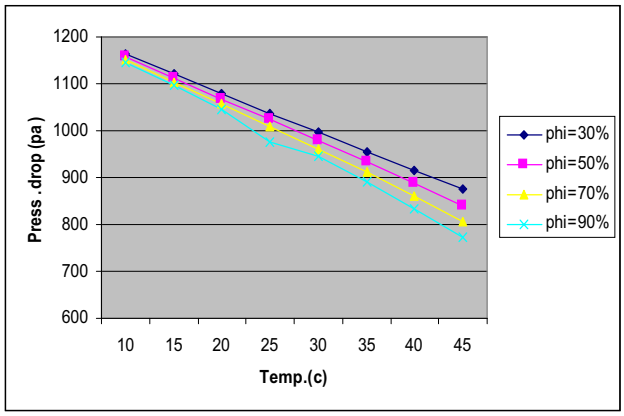
شکل(۱۰):افزایش بازده حرارتی سیکل توربین گاز ABB بواسطه خنک کاری(با فرض ۱۰ درجه سلتی گراد دمای هوای ورودی به کمپرسور)، در دماها و رطوبت نسبی متفاوت محیط



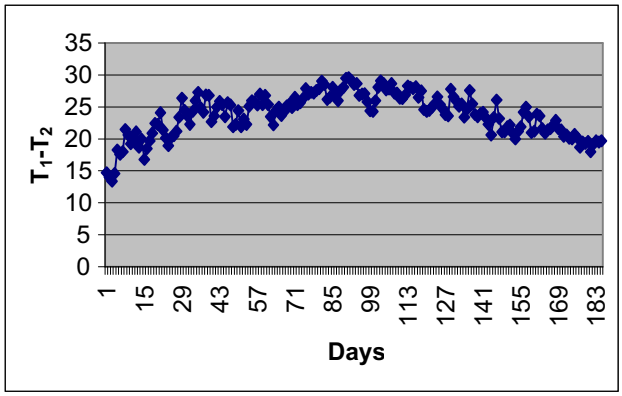
شکل(۱۱):تغییرات میزان آب تقطیر شده در فرآیند خنک کاری هوای ورودی توربین گاز ABB(با فرض ۱۰ درجه سانتی گراد دمای هوای ورودی به کمپرسور)، در دماها و رطوبت نسبی متفاوت محیط



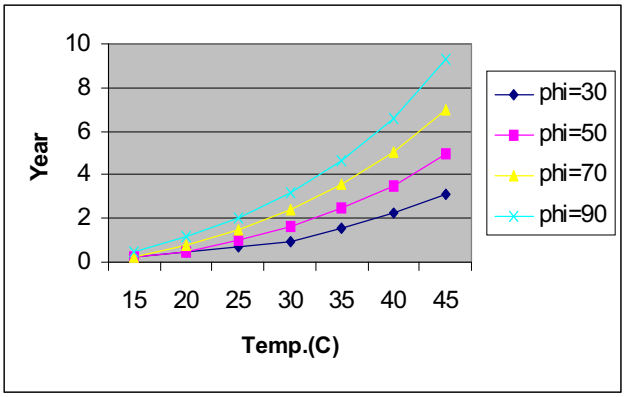
شکل (۱۲): درصد کاهش توان خروجی بر حسب افت فشار (کیلوپاسکال) برای توربین گاز ABB



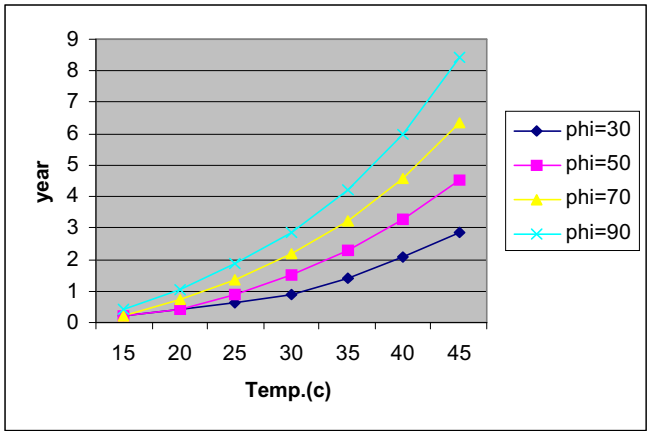
شکل(۱۳):تغییرات افت فشار جریان هوای ورودی به توربین گاز ABB بر حسب دما و رطوبت نسبی محیط



شکل (۱۴): پتانسیل خنک کاری قابل حصول در روزهای مختلف سال برای شرایط محیطی بندر امام



شکل (۱۵): تغییرات دورهٔ بازگشت سرمایه برای چیلر تراکمی و توربین گاز **ABB**



شکل(۱۶):نحوه تغییرات دورهٔبازگشت سرمایه برای چیلر جذبی یک مرحله‌ای به همراه توربین گاز **ABB**

جدول (۱)-اعداد ثابت در محاسبه خصوصیات ترموفیزیکی هوا و بخار آب

$A_w = 32.24$	$A_a = 28.11$	$C_1 = -10440.4$
$B_w = 0.1923\times10^{-2}$	$B_a = 0.1967\times10^{-2}$	$C_2 = -11.2946669$
$C_w = 1.055\times10^{-5}$	$C_a = 0.4802\times10^{-5}$	$C_3 = -0.02700133$
$D_w = -3.595\times10^{-9}$	$D_a = -1.966\times10^{-9}$	$C_4 = 0.12897060\times10^{-4}$
		$C_5 = -0.2478068\times10^{-8}$
		$C_6 = -1.966\times10^{-9}$

جدول (۲)- مشخصات توربین‌های گاز

	ALSTOM	ABB
نسبت تراکم	16.7	15.9
توان خالص تولیدی	12.9 MW	56.8 MW
نرخ جرمی هوای ورودی	39.5 kg/s	179 kg/s
دمای ورودی به توربین	$1200^{\circ}C$	$1100^{\circ}C$
نوع سوخت	CH_4	CH_4
بازده حرارتی سیکل	38 %	36.5 %

جدول (۳)-دوره بازگشت سرمایه برای شرایط محیطی بندر امام (و شهر شیراز جهت مقایسه) و توربین‌های مختلف ALSTOM و ABB، برای حصول دمای $10^{\circ}C$ در ورودی کمپرسور

	ALSTOM				ABB			
	بار سرمایش (تن تبرید)	VC	AB-1	AB-2	بار سرمایش (تن تبرید)	VC	AB-1	AB-2
بندر امام	۱۶۴۸	۴/۴۷	۶/۹	۸/۲۲	۷۴۶۸	۴/۶۱	۷/۱۷	۸/۵
شیراز	۷۷۳/۵	۲/۸۱	۴/۳	۵/۰۴	۳۵۰۵	۲/۹	۴/۴۳	۵/۲۱

VC: تبرید تراکمی

AB-1: تبرید جذبی یک مرحله‌ای

AB-2: تبرید جذبی دو مرحله‌ای