

بهینه سازی تک معیاره و چند معیاره برج خنک کن خشک هلر در نیروگاه‌های سیکل ترکیبی با استفاده از الگوریتم ژنتیک

حسین شکوهمند^{۱*}، محمدعلی نظری^۲، بابک قائم پناه^۳ و محمدرضا علیگودرزی^۴

^۱استاد دانشکده مهندسی مکانیک - پردیس دانشکده های فنی - دانشگاه تهران

^۲مربی دانشکده مهندسی مکانیک - پردیس دانشکده های فنی - دانشگاه تهران

^۳دانش آموخته کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک - پردیس دانشکده های فنی - دانشگاه تهران

^۴دانش آموخته کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک - دانشگاه شهید رجائی

(تاریخ دریافت ۸۳/۹/۲۸، تاریخ دریافت روایت اصلاح شده ۸۶/۲/۲۹، تاریخ تصویب ۸۶/۳/۱۹)

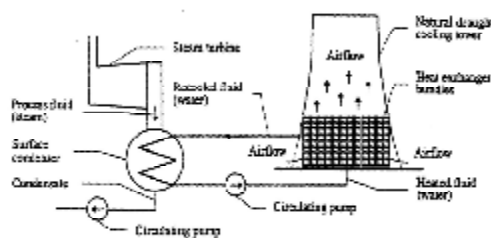
چکیده

در این مقاله طراحی، محاسبه عملکرد و بهینه سازی برج خنک کن خشک غیرمستقیم (هلر) مورد بررسی قرار گرفته است. مبدل های حرارتی در اینجا از نوع خاصی به نام فورگو T60 می باشند. این نوع برج های خنک کن در نیروگاه های سیکل بخار و ترکیبی به کار می روند. به منظور بهینه سازی برج خنک کن از دو شیوه الگوریتم ژنتیک تک معیاره و چند معیاره با هدف کاهش هزینه و افزایش راندمان استفاده شده است. از آنجایی که عملکرد سیستم خنک کن خشک هلر بسیار وابسته است به دمای محیط و هم چنین عملکرد آنها اثری مستقیم بر میزان تولید برق چرخه قدرت دارد، در این بهینه سازی منحنی تغییرات سالانه دما و منحنی مشخصه چرخه قدرت نیز به عنوان داده های طراحی اعمال شده اند. به منظور بررسی صحت نتایج حاصل از این بهینه سازی از اطلاعات برخی از نیروگاه های در حال کار استفاده شده است که به نتایج خوبی در مقایسه با مقادیر واقعی رسیده ایم.

واژه های کلیدی: برج خنک کن خشک هلر، مبدل حرارتی فورگو، منحنی مشخصه، بهینه سازی، تابع هدف
قیمت عملکرد، الگوریتم ژنتیک تک معیاره و چند معیاره، چرخه قدرت

مقدمه

صورت می گیرد. آب خنک شده در برج و بخار خارج شده از توربین در چگالنده با هم تبادل حرارت می کنند و بخش اعظم آب گرم شده جهت خنک شدن به سیکل خنک کن برمی گردد [۱] (شکل ۱).



شکل ۱: چرخه قدرت با برج خنک کن هلر.

آب خنک کن که حرارت بخار خروجی از توربین را دریافت نموده و گرم شده است به کمک تعدادی مبدل حرارتی فشرده، حرارت جذب شده را با محیط مبادله می نماید. مبدل های حرارتی به کار رفته در این سیستم، نوع

به طور کلی به علت نیاز روز افزون به برق، صرفه جویی در مصرف آب و کاهش آلودگی های زیست محیطی امروزه توجه بیشتری به سیستم های خنک کن خشک در نیروگاه ها معطوف شده است، به ویژه در کشور ما به علت شرایط آب و هوایی عمدتاً خشک و نیمه بیابانی، و مسئله کمبود آب در اکثر نواحی کشور، این نوع برج های خنک کن از آنجایی که به صورت یک سیکل بسته کار می کنند و باعث هدر رفتن آب و ایجاد آلودگی گرمایی در محیط زیست نمی شوند بیشترین کاربرد را دارند. از طرف دیگر هزینه سرمایه گذاری این سیستم ها کسر قابل توجهی از یک نیروگاه بوده و هم چنین طراحی این سیستم ها اثری مستقیم بر بازدهی تولید نیروگاه دارد، از این رو نیاز است تا این سیستم ها هم به لحاظ اقتصادی و هم به لحاظ فنی مورد مطالعه قرار گیرد.

در این نوع سیستم خنک کن تبادل حرارت بین آب خنک کن و محیط توسط مبدل های حرارتی فشرده

۱- روابط انتقال حرارت (در مبدلها)

۲- رابطه بقا مومنتوم

۳- رابطه بقا انرژی

در انتقال حرارت بین آب درون لوله‌ها و هوای عبوری از روی سطوح خارجی لوله‌ها و فین‌ها، سه مرحله انتقال وجود دارد، اول انتقال حرارت به صورت جا به جایی از آب به لوله، دوم انتقال حرارت هدایتی از لوله‌ها و سوم انتقال حرارت جا به جایی بین لوله‌ها و هوا. پس به این ترتیب رابطه زیر برای ضریب کلی انتقال حرارت برقرار می باشد:

$$\frac{1}{U_{af}} = \frac{1}{h_{w,i}A_i} + \frac{1}{\eta h_{a,f}A_f} + \frac{\delta}{KA_t} \quad (1)$$

در محاسبات انتقال حرارت برج های هلر مرسوم است که محاسبات برحسب سطح جلویی مبدل حرارتی صورت گرفته و روابط به دست آمده از آزمایش ها نیز بر این اساس می باشد، بنابراین رابطه (۱) را به صورت زیر برحسب سطح جلویی مبدل حرارتی بازنویسی می گردد:

$$\frac{1}{U_c(A_f/A_{fr})} = \frac{1}{h_{w,i}(A_i/A_{fr})} + \frac{1}{\eta h_{a,f}(A_f/A_{fr})} + \frac{\delta}{K(A_i/A_{fr})} \quad (2)$$

با توجه به مشخص بودن ابعاد و اندازه‌های مبدلهای فورگو T60، برای ساده شدن روابط از فرضیات زیر استفاده می‌کنیم:

$$h_w = h_{w,i} \left(\frac{A_i}{A_{fr}} \right) \quad (3)$$

$$h_a = \frac{1}{\left[\frac{1}{\eta h_{a,f} (A_f/A_{fr})} + \frac{\delta}{K (A_i/A_{fr})} \right]} \quad (4)$$

$$U = U_c (A_f / A_{fr}) \quad (5)$$

در نتیجه:

$$U = \frac{h_w h_a}{h_w + h_a} \quad (6)$$

برای در نظرگرفتن رسوبات می‌توان ضریب انتقال حرارت کلی را به صورت زیر اصلاح کرد:

$$\frac{1}{U_{dirty}} = \frac{1}{U_{clean}} + R_f \quad (7)$$

در نتیجه:

$$U_{dirty} = \frac{U_{clean}}{R_f + 1} \quad (8)$$

برای مبدل های حرارتی نوع فورگو در سیستم های خنک کن خشک هلر ضریب رسوب را برابر با

خاصی از مبدل های حرارتی فشرده با پره‌های صفحه‌ای مشبک به نام، فورگو می‌باشد [۲]. این مبدل ها در اطراف پایین برج چیده می‌شوند. جریان هوا از روی مبدل ها با مکش طبیعی صورت می‌گیرد.

مبدل های حرارتی و دلتاها

مبدل های حرارتی فورگو T60 که هم جنس پره و هم لوله‌های آن از آلومینیوم می باشد به صورت زیر استاندارد شده‌اند [۳]:

- فاصله فین‌ها از یک دیگر: ۲.۸۶ mm

- ضخامت فین‌ها: ۰.۳۳ mm

- قطر خارجی لوله‌ها: ۱۷.۷۵ mm

- ضخامت لوله‌ها: ۰.۷۵ mm

- نسبت سطح خارجی به واقعی: ۱۵.۳ mm

پره‌ها از نوع فین‌های صفحه‌ای شیاردار بوده و آرایش لوله‌ها به صورت مثلثی می‌باشد. خصوصیات آرایش لوله‌ها به صورت زیر است:

- تعداد کل لوله‌ها: ۲۴۰ عدد

- تعداد ردیف لوله‌ها: ۶ عدد (سه ردیف رفت

و سه ردیف برگشت)

- تعداد لوله‌ها در هر ردیف: ۴۰ عدد

- طول مبدلهای حرارتی: ۲۴۰۰ mm

- عرض مبدلهای حرارتی:

(درجهت جریان هوا) ۱۵۰ mm

ارتفاع مبدل های حرارتی می‌تواند ۵، ۱۰، ۱۵، ۲۰ یا ۲۵ متر باشد که از روی هم قرار گرفتن تعدادی مبدل ۵ متری به وجود می‌آیند. هر دو مبدل حرارتی توسط یک قاب فلزی با زاویه خاصی در کنار یکدیگر قرار می‌گیرند و تشکیل یک دلتا می‌دهند. هر دلتا دارای یک کرکره قابل تنظیم است که به صورت مکانیکی، جریان هوای عبوری از مبدل های حرارتی را کنترل می‌نماید. وجود شیارهای روی پره‌های این مبدل ها مانع از توسعه لایه مرزی می‌شود و در نتیجه باعث افزایش مقدار متوسط ضریب انتقال حرارت جا به جایی در طول پره در سمت هوا می‌گردد [۴].

روابط حاکم بر طراحی برج خنک‌کن خشک

هلر

روابط حاکم به سه دسته زیر تقسیم می‌شوند:

$$\frac{1}{\sqrt{f_{Smooth}}} = 2 \log_{10} \text{Re} \sqrt{f_{Smooth}} - 0.8 \quad (17)$$

و برای f_{Rough} داریم [۸]:

$$\frac{1}{\sqrt{f_{Rough}}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3.1} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f_{Rough}}} \right) \quad (18)$$

که با استفاده از روش های سعی و خطا این معادله حل می شود. محاسبه ضریب انتقال حرارت در سمت هوا را با توجه به پیچیدگی هندسه حاکم نمی توان به صورت تحلیلی مانند سمت آب انجام داد و لذا باید از روش های عددی و یا آزمایش استفاده نمود. رابطه به دست آمده از آزمایش تونل باد این مبدل ها به صورت زیر می باشد [۹]:

$$h_a = 1180 \left[\frac{\dot{m}_a}{A_f} \left(\frac{\rho_{oa}}{\rho_{am}} \right)^{0.64} \right]^{0.515} \quad (19)$$

برای محاسبه میزان حرارت دفع شده از هر ستون از روش بازده ε -NTU استفاده شده است. البته این یک مسئله معمول محاسبه عملکرد نیست چرا که همان طور که در محاسبه ضرایب انتقال حرارت سمت آب و هوا ملاحظه شد این روابط براساس دمای میانگین آب و هوا به دست آمده اند و وابسته به شرایط خروج می باشد و تنها با شروع از شرایط ورود نمی توانیم به جواب برسیم و نیاز است تا با حدسی اولیه برای یکی از دماهای خروجی شروع نماییم و با تکرار حل، حدس اولیه را هم اصلاح کنیم. مشخصه بدون بعد تعداد واحدهای انتقال (NTU) به صورت زیر تعریف می گردد:

$$NTU = \frac{UA_f}{C_{min}} \quad (20)$$

مشخصه بازده تابعی است از NTU، نسبت ظرفیت های گرمایی و نوع جریان دو سیال نسبت به هم که در این جا نوع جریان، متعامد^۱ می باشد. با به دست آمدن ε ، میزان انتقال حرارت از رابطه زیر به دست می آید [۱۰]:

$$\dot{Q} = C_{min} ITD \varepsilon \quad (21)$$

برای محاسبه ε می توان از جدول مربوط به این نوع جریان بر حسب NTU و C_{min}/C_{max} و یا از رابطه مربوط به جریان های متقاطع^۲ به همراه ضریب تصحیح استفاده نمود [۱۰]:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left[\left(\frac{W_a}{W_w} - 1 \right) NTU \right]}{1 - \frac{W_a}{W_w} \exp \left[\left(\frac{W_a}{W_w} - 1 \right) NTU \right]} K_c \quad (22)$$

از رابطه زیر تعداد دلتاها به دست می آید:

$\frac{m^2 C}{W}$ 0.00009 در نظر می گیرند [۳]. برای جریان

کاملاً مغشوش در داخل لوله های صاف با $0.6 < Pr < 100$ و در حالتی که اختلاف درجه حرارت بین سیال و دیواره لوله زیاد نباشد می توان رابطه زیر را برای محاسبه عدد نوسلت به کار برد [۵]:

$$NU_D = 0.023 \text{Re}_D^{0.8} \times Pr^{0.3} \quad (9)$$

و با جایگزینی برای عدد نوسلت و رینولدز داریم:

$$h_w = \frac{0.023 Q_{ov}^{0.8} \left(\frac{\rho}{\mu} \right)^{0.8}}{D \left(\frac{\pi D}{4} \right)^{0.8}} \times Pr^{0.3} \times K_w \quad (10)$$

مشخصه K_m را به صورت زیر تعریف می کنیم:

$$K_m = \left(\frac{\rho}{\mu} \right)^{0.8} \times Pr^{0.3} \times K_w \quad (11)$$

ملاحظه می شود که K_m فقط با خواص سیال رابطه دارد. با فرض این که آب در حالت اشباع باشد می توان خواص آب را در محدوده درجه حرارت های موجود به دست آورد [۶]. بین K_m با T_w تقریب خوبی رابطه ای خطی برقرار است که عبارت است از:

$$K_m = 1.075 T_w + 63.1 \quad (12)$$

برای به دست آوردن ضریب انتقال حرارت متوسط در سمت آب درجه حرارت متوسط ورود و خروج آب را در نظر می گیریم.

$$\overline{K_m} = \frac{K_{mi} + K_{mo}}{2} = 0.5375 (T_{wi} + T_{wo}) + 63.1 \quad (13)$$

با جاگذاری به جای K_m و مشخصه های معلوم در رابطه (۱۰) و تبدیل بر اساس واحد سطح جلویی داریم:

$$\overline{h_w} = [314.22 + 2.676 (T_{wi} + T_{wo})] Q_{ov}^{0.8} \quad (14)$$

این رابطه برای لوله های صاف معتبر است برای آنکه رابطه از صحت بیشتری برخوردار باشد باید زبری را هم در نظر بگیریم. برای این کار از رابطه تشابه چیلتون-کولبرن استفاده می نمایم [۵].

$$St \times Pr^{2/3} = \frac{Cf}{2} = \frac{f}{8} \quad (15)$$

که $St = \frac{NU}{\text{Re}_D \times Pr}$ به این ترتیب برای لوله زبر داریم:

$$h_{w,Rough} = \frac{f_{Rough}}{f_{Smooth}} h_{w,Smooth} \quad (16)$$

که f_{Smooth} و f_{Rough} را می توان با داشتن عدد رینولدز از دیاگرام مودی استفاده و یا از روابط زیر به دست آورد [۷]:

است. افت فشار در دهانه خروجی از رابطه زیر قابل محاسبه می باشد [۴]:

$$\Delta P_e = \frac{1}{2} \rho_{a,o} V_e^2 \quad (30)$$

که

$$V_e = \frac{8 N_d \dot{m} a}{\pi D^2 \rho_{a,o}} \quad (31)$$

برای محاسبه افت فشار مربوط به تغییر ارتفاع در داخل برج ابتدا از رابطه زیر دمای هر نقطه برحسب ارتفاع نسبت به نقطه مرجع بدست می آید. [۸]

$$T_{a_z} = T_{a_1} - 0.00975 Z \quad (32)$$

در نتیجه:

$$T_{a_e} = T_{a_o} - 0.00975 \left(H - \frac{H_d}{2} \right)$$

برای تغییرات فشار برحسب تغییرات ارتفاع

داریم:

$$dP_a = -\rho_a g dz \quad (33)$$

و با در نظر گرفتن هوا به صورت گاز کامل داریم:

$$\rho_a = \frac{P_a}{RT_a} \quad (34)$$

با جایگزینی روابط (۳۲) و (۳۳) در (۳۴) و انتگرال گیری برای اختلاف فشار بین نقطه خروجی از مبدل های حرارتی تا خروجی برج به دست می آید:

$$\Delta P_{a,eo} = P_{a_e} - P_{a_o} = P_{a_o} \left\{ 1 - \left[1 - 0.00975 \left(H - \frac{H_d}{2} \right) / T_{a_o} \right]^{3.5} \right\} \quad (35)$$

پتانسیل مکشی را که ارتفاع برج و تفاضل چگالی هوای ورودی و خروجی از مبدل ایجاد می نماید باید با مجموع افت ها برابر گردد:

$$\Delta \rho_a H_m g = \Delta P_t \quad (36)$$

که:

$$H_m = H - \frac{H_d}{2}$$

$$\Delta P_t = \Delta P_{a,l} + \Delta P_{a,d} + \Delta P_{a,e} + \Delta P_{a,eo} \quad (37)$$

روابط حاکم بر بقا انرژی

با صرف نظر از اتلافات حرارتی در لوله کشی ها و مسیر انتقال آب از چگالنده به برج، حرارت دفع شده از بخار به آب خنک کن در چگالنده برابر است با حرارت دفع شده از آب خنک کن در برج که برابر با حرارت جذب شده توسط هوای گذرنده از برج می باشد. در نتیجه:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{w,t} C_p \Delta T_w = \dot{m}_{a,t} C_p \Delta T_a \quad (38)$$

$$N_d = \frac{\dot{Q}_t}{2 \dot{Q}} \quad (23)$$

که \dot{Q} مورد استفاده در آن از رابطه (۲۱) به دست می آید. با داشتن تعداد دلتاها قطر پایه برج از رابطه زیر به دست می آید:

$$D_1 = 2 \times W_c \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha_d}{1 - \cos \beta}} \quad (24)$$

روابط حاکم بر افت فشار (مومتوم)

ارتفاع بهینه برج جایی است که مکش طبیعی با مجموع افت فشارهای سمت هوا به یک موازنه برسد. افت فشارهای قابل توجه در سمت هوا سه بخش هستند. اولین افت مربوط به عبور هوا از کرکره ها می باشد ($\Delta P_{a,l}$) که در جلوی دلتاها نصب می شوند دومین افت فشار مربوط به گذر هوا از دلتاها می باشد ($\Delta P_{a,d}$) و سومین عامل اصلی افت فشاری است که در دهانه خروجی برج ایجاد می شود ($\Delta P_{a,e}$). در قسمت تنوره برج، یعنی بعد از مبدل ها تا دهانه خروجی عملاً جریان هوا به صورت آیزنتروپیک می باشد [۸] و از تغییرات انرژی جنبشی در این بخش در مقابل تغییرات انرژی پتانسیل آن می توان صرف نظر نمود [۸]. در نتیجه افت فشار مربوط به اصطکاک دیواره را منظور نکرده اما با تغییر ارتفاع اختلاف فشار آن را در نظر می گیریم. روابط مربوط به افت فشارهای کرکره ها و دلتاها از آزمایش تونل باد به صورت زیر به دست آمده اند: [۴]

$$\Delta P_{a,l} = 0.00137 \dot{m} a^2 \left[\frac{1}{\sin^2 \left(\frac{\alpha_d}{2} \right)} \right] \quad (25)$$

که:

$$\dot{m} a_3 = \dot{m} a_1 C_K^{0.5} \quad (26)$$

و:

$$\dot{m}_{a_1} = \frac{\dot{m}_a}{A_f} \quad (27)$$

$$C_k = \frac{\rho_{oa}}{\rho_m} \quad (28)$$

برای افت فشار دلتاها هم رابطه زیر پیشنهاد می شود:

$$\Delta P_{a,d} = \left[0.174 + 0.007 \left(\frac{1}{\sin^2(\alpha_d/2)} - 1 \right) \right] \dot{m} a_3 \quad (29)$$

در رابطه (۲۹)، ۱۰٪ ضریب اطمینان منظور شده

$$F_1 = F_{(T_c)} - 2N_d C_{\min} \varepsilon ITD \quad (۴۳-الف)$$

$$F_2 = \Delta P_d + \Delta P_l + \Delta P_e - \Delta P_a H_m \quad (۴۳-ب)$$

$$F_3 = F_{(T_c)} - 2N_d m_a C_p \Delta T_a \quad (۴۳-ج)$$

و دستگاه معادلات (۳۱) به صورت زیر در می آید :

$$F_1(\dot{m}_a, \Delta T_a, T_c) = 0 \quad (۴۴-الف)$$

$$F_2(\dot{m}_a, \Delta T_a, T_c) = 0 \quad (۴۴-ب)$$

$$F_3(\dot{m}_a, \Delta T_a, T_c) = 0 \quad (۴۴-ج)$$

معادلات (۴۴) که تشکیل یک دستگاه معادلات غیرخطی را می دهند توسط روش نیوتن-رافسون قابل حل همگرا شدن روش نیوتن-رافسون بسیار وابسته می باشد به حدس اولیه بوده و اگر حدس اولیه نامناسب باشد ممکن است به جواب منتهی نگردد. راه حل دیگری که در اینجا می توان استفاده کرد و فقط به خاطر رفتار معادلات حاکم در این مسئله خاص می باشد این است که ابتدا با یک حدس اولیه برای دمای چگالنده T_c از معادله F_3 ، ΔT_a را برحسب \dot{m}_a به دست آوریم آنگاه معادله F_2 را با روش-های ریشه یابی عددی حل نماییم تا \dot{m}_a به دست آید، یعنی با این کار F_2 عملاً معادله ای تنها با یک متغیر می باشد. پس از به دست آمدن \dot{m}_a رابطه F_1 را با مقادیر جدید به دست آمده می آزماییم اگر $F_1=0$ برقرار باشد که به جواب رسیده ایم و الا باید حدس جدیدی برای T_c زده شود. البته این روش یک روش کلی و مطلوب برای حل یک دستگاه معادلات نبوده و تنها علتی که در اینجا ما را ترغیب به این شیوه می نماید رفتار این معادلات نسبت به متغیرهای مستقل بوده و این که در معادله F_3 ، متغیرهای ΔT_a و \dot{m}_a به طور صریح بر حسب یک دیگر قابل بیان می باشد. دقیقاً هم باید به همین شیوه یعنی از حدس اولیه برای T_c شروع کرد و ابتدا F_2 حل شود. به این دلیل که اولاً معادله F_2 نسبت به تغییرات T_c خیلی حساس نبوده ولیکن نسبت به تغییر \dot{m}_a حساس می باشد. ثانیاً با داشتن T_c از معادله F_3 به راحتی ΔT_a به صورت صریح برحسب \dot{m}_a تعریف می شود. که این مقدار در معادله F_1 جایگزین می گردد، حسن این شیوه این است که مانند روش نیوتن رافسون همگرایی به حدس اولیه وابسته نبوده و به ازای هر T_c حتماً به جواب می رسد که بسته به ارضای دو معادله دیگر صحت جواب به دست می آید و در عمل پس از ۳ یا ۴ بار

که براساس تعداد دلتا ها و دبی گذرنده از هر ستون داریم:

$$\dot{Q}_C = 2N_d \dot{m}_w C_p \Delta T_w = 2N_d \dot{m}_a C_p \Delta T_a \quad (۳۹)$$

در روابط فوق مجهولات عبارتند از :

$$N_d, D_2, D_1, H_d, \alpha_d, H, \dot{m}_w, \dot{m}_a \quad (۴۰)$$

که $\dot{m}_a, \dot{m}_w, T_w, H, \alpha_d, H_d$ و D_2 که متغیرهای مستقل هستند ولی D_1 و N_d از روی آنها به دست می آید، و معلومات این دستگاه نیز عبارت است از: T_{a_i}, T_{w_i} و \dot{Q}_C . در روند طراحی برج، دمای محیط به عنوان یکی از معلومات مسئله می باشد و سیستم خنک کن براساس آن طراحی می گردد. اما در عمل به هنگام بهره برداری در طول سال با تغییرات دمایی زیادی روبه رو هستیم که اثر مستقیمی بر عملکرد برج دارد از این رو نیاز است تا پس از طراحی یک برج، عملکرد آن با توجه به تغییرات دمای هوا در طول سال هم محاسبه شود. از طرفی نکته دیگری که باید به آن توجه شود این است که با تغییر دمای محیط فشار چگالنده که فشار پشت توربین می باشد نیز تغییر می کند و باعث تغییر در کار خروجی از توربین و در نتیجه میزان دفع حرارتی که باید از چگالنده صورت گیرد، می شود. به همین دلیل در محاسبه عملکرد سیستم خنک کن نمی توان آن را به طور مستقل در نظر گرفت و باید ارتباط آن را با چرخه قدرت نیز منظور نمود که با وارد کردن منحنی مشخصه توربین در محاسبات این ارتباط برقرار می شود. اکنون در این جا فرض بر این است برج خنک کن طراحی شده و ابعاد و تعداد دلتاها و دبی آب خنک کن آن مشخص شده است. حال می خواهیم در دماهای مختلف محاسبه کنیم که این برج چه میزان دفع حرارت دارد. پس روابط زیر را که به دست آوردیم در نظر می گیریم :

$$\begin{cases} \dot{Q}_C - 2N_d C_{\min} \varepsilon ITD = 0 \\ \Delta P_d + \Delta P_l + \Delta P_e - \Delta P_a H_m = 0 \\ \dot{Q}_C - 2N_d \dot{m}_a C_p \Delta T_a = 0 \end{cases} \quad (۴۱)$$

حرارت دفع شده از چگالنده تابعی است از دمای آن که از روی منحنی مشخصه توربین به دست می آید پس می توان در نظر گرفت که :

$$\dot{Q}_C = F(T_c) \quad (۴۲)$$

به سادگی قابل نشان دادن است که همه معادلات (۴۱) را می توان تابعی برحسب سه متغیر مستقل $\dot{m}_a, \Delta T_a$ و T_c در نظر گرفت و با نشان دادن معادلات به ترتیب با F_1, F_2 و F_3 داریم :

$$W_{net} = \sum_{i=1}^n (\dot{W}_{Tur.} - \dot{W}_{Pump})_i T_i \quad (۴۵)$$

بهینه سازی با الگوریتم ژنتیک

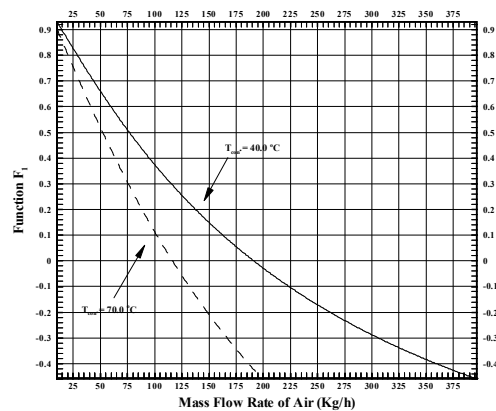
بهینه سازی برج با روش های کلاسیک در [۱۱] و [۱۲] انجام شده است. به علت تعداد زیاد متغیرها و روابط غیرخطی حاکم بر این معادلات دلیلی بر حداقل مطلق جواب های به دست آمده وجود ندارد و تنها به حداقل موضعی بسنده شده است. برای حصول حداقل مطلق برج خنک کن از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است [۱۳] و [۱۴]. طرح کلی این روش به این صورت است که جمعیتی از متغیرهای طراحی به صورت باینری و تصادفی ایجاد می کنیم که هر عضو جمعیت یک رشته باینری می باشد که مقادیر مربوط به همه متغیرهای طراحی را در خود دارد و با رمز گشایی کردن آن مقادیر حقیقی آنها به دست می آیند. سپس به ازای هر عضو جمعیت تابع هدف و میزان نقص قیود حاکم بر طراحی محاسبه می شوند و از ترکیب آنها برازندگی هر عضو به دست می آید. از این جمعیت با احتمال متناسب با برازندگی اعضا و با استفاده از زیر روال های خاص الگوریتم ژنتیک به منظور ترکیب رشته ها و ایجاد جهش در اعضا جهت خارج شدن از نقاط اکسترمم محلی جمعیت جدیدی تشکیل می شود و این روند تکرار گردیده تا جمعیت هایی با برازندگی بالاتر به دست آید و در نهایت برازنده ترین عضو آخرین جمعیت به عنوان جواب برگزیده می شود. در استفاده از الگوریتم ژنتیک مشخصه های تعداد اعضای یک جمعیت، تعداد نسل ها جهت تکرار محاسبات، احتمال تولید مثل اعضا و احتمال جهش مشخصه هایی هستند که باید جهت همگرایی الگوریتم تنظیم گردد.

عوامل بهینه سازی

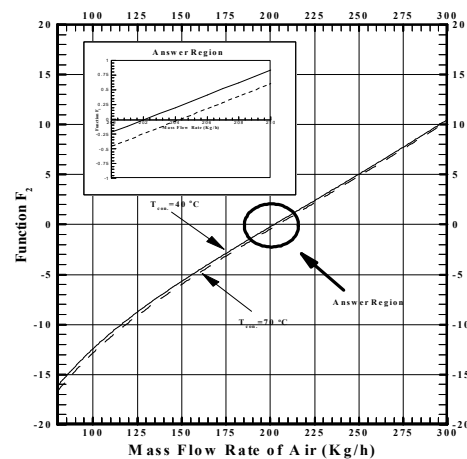
مجهولات مربوط به برج خنک کن خشک که در اینجا هدف تعیین مقادیر بهینه آنها می باشد عبارتند از :

ΔT_w	اختلاف دمای آب در ورود و خروج از برج:
α_d	زاویه بین دلتاها:
H_d	ارتفاع دلتاها:
\dot{m}_w	دبی آب خنک کن:
\dot{m}_a	دبی هوای گذرنده از برج:
D_2	قطر دهانه خروجی:
H	ارتفاع برج:
N_d	تعداد دلتاها:
D_1	قطر پایه برج:

تکرار دسترسی به جواب ممکن می گردد ضمن اینکه از قابلیت اطمینان بالایی در همگرا شدن نسبت به روش نیوتن رافسون برخوردار است. منحنی تغییرات F_1 و F_2 بر حسب \dot{m}_a در اشکال (۲) و (۳) به ازای دو دمای T_c نشان داده شده است.



شکل ۲: منحنی تابع F_1 بر حسب دبی هوا و دمای چگالنده.



شکل ۳: منحنی تابع F_2 بر حسب دبی هوا و دمای چگالنده.

به این ترتیب به ازای هر نقطه از دمای محیط، دمای متناظر چگالنده به دست می آید، و از روی منحنی مشخصه توربین با داشتن دمای چگالنده T_c یا حرارت دفع شونده از چگالنده که معادل حرارت دفع شده از برج است به دست می آید. از طرفی با داشتن دمای کندانسور متناظر با هر دمای محیطی کار توربین هم به دست می آید، که اگر کار پمپ های گردش آب را از آنها کسر نماییم کار خالص خروجی به ازای هر دمای محیط محاسبه می شود. با داشتن ساعات مربوط به آن دما در طول یک سال، می توان کل کار خالص خروجی توربین را به صورت زیر به دست آورد:

$$X = 0.6218 P_S \times \frac{RH}{(P_a - P_s)}$$

$$P_1 = \frac{(1 + X) P_a \times 10^{-6}}{[(2927 + 4707 X)(273.15 + T_{a1})]}$$

$$T_{a2} = T_{a1} + \Delta T_2$$

$$P_2 = (1 + X) P_1 \times 10 / (2927 + 4707 X)(273.15 + T_{a2})$$

$$\Delta \rho = \rho_1 - \rho_2$$

$$C_k = \frac{\rho_0}{\rho_1 - \frac{\Delta \rho}{2}}$$

$$M = \frac{H_d}{5}$$

$$\dot{m}'_a = \frac{\dot{m}_a C_k^{0.64}}{M \cdot F_h}$$

$$h_a = 1180 \cdot \dot{m}'_a^{0.515}$$

$$ITD = ITD_{ov} + \Delta T_w \left(1 - \frac{1}{Z}\right)$$

$$\bar{T}_w = T_{a1} + ITD - \frac{\Delta T_w}{2}$$

$$h_w = (319 + 5067 \bar{T}_w) \dot{m}_w^{0.8}$$

$$U = \frac{\alpha_w \alpha_a M F_h}{\alpha_w + \alpha_a}$$

$$Q_0 = W_a ITD \varepsilon$$

$$\Delta T_w = \frac{Q_0}{W_w}$$

(۴۷)

و قید مساوی مربوط به ارتفاع به صورت زیر می باشد:

$$h_2 = (\rho_1 - \rho_{m23})g(H - H_{d/2}) - \Delta P_{total} = 0$$

(۴۸)

که:

$$\rho_{m23} = \frac{\int_{H_{d/2}}^H \rho(h) dh}{H - H_{d/2}}$$

(۴۹)

$$\rho_{(h)} = \frac{P_{(h)}}{RT_{(h)}} \quad P_{(h)} = P_2 \left(1 - 0.00975 \frac{h}{T_2}\right)^{3/5}$$

$$T_{(h)} = T_2 - 0.00975 h$$

(۵۰)

تابع هدف

محاسبه قیمت برج خنک کن خشک هلر

قیمت برج خنک کن خشک هلر از سه بخش عمده سازه، مبدل های حرارتی (دلتاها) و توربوماشین ها

که از این مجهولات N_d و D_1 برحسب بقیه قابل محاسبه بوده یعنی ۷ مجهول مستقل و ۲ مجهول وابسته داریم.

قیود حاکم بر طراحی

قیدهای حاکم بر بهینه سازی برج شامل ۹ قید نامساوی و ۲ قید مساوی می باشد. که یک قید مساوی مربوط به متغیر ΔT_w می باشد که نوشتن آن به صورت صریح برحسب سایر مشخصه ها پیچیده می شود، از این رو به صورت مجموعه ای از روابط نوشته شده است.

قیود نامساوی در طراحی عبارتند از [۱۲]:

- 1) $g_1 = H_d - 0.15 H \leq 0$
 - 2) $g_2 = 0.05 H - H_d \leq 0$
 - 3) $g_3 = D_1 - 1.77 D_2 \leq 0$
 - 4) $g_4 = 1.37 D_2 - D_1 \leq 0$
 - 5) $g_5 = D_1 - 1.13 (H - H_d) \leq 0$
 - 6) $g_6 = 0.64 (H - H_d) - D_1 \leq 0$
 - 7) $g_7 = \left(\frac{\dot{m}}{D_2}\right)^2 - 3.05 P_2 (P_\infty - P_2) g D_2 \leq 0$
 - 8) $g_8 = 4 \dot{m}_w - 3 \rho_w N_p \times \pi d p^2 \leq 0$
 - 9) $g_9 = \rho_w N_p \pi d^2 p - 4 \dot{m}_w \leq 0$
- (۴۶)

که قیود ۱ تا ۶ مربوط به نسبت های هندسی برج جهت استحکام سازه ای می باشند [۱۲] و قید ۷ مربوط به توزیع یک نواخت و خروج مناسب هوا از دهانه خروجی می باشد [۱۲]، و قیود ۸ و ۹ مربوط به سرعت مجاز آب در لوله های مبدل های حرارتی می باشند که بین ۱ تا ۳ متر بر ثانیه در نظر گرفته شده است.

قید مساوی مربوط به ΔT_w به صورت حل تکراری از روابط زیر به دست می آید:

$$W_a = C p_a \dot{m}_a$$

$$W_w = C p_w \dot{m}_w$$

$$\Delta T_a = \frac{W_w}{W_a} \cdot \Delta T_w$$

$$P_B = 760 (1 - 0.0000226 S) 5.25$$

$$P_a = \frac{P_B}{735}$$

$$P_S = \exp \left[\frac{((T_{a1} - 20) \times 0.9 - 268) (T_{a1} - 10)}{+ 69770) T_{a1} - 5079000} \right] \times 10^{-6}$$

$$H_{cw} = 4 \times z + (2.5M + 1)(E + 1) + \Delta P_f \quad (60)$$

که :

$$M = \frac{H_d}{5}$$

ΔP_f مقدار افت فشار در ستون خنک کننده می باشد که از رابطه زیر تخمین زده می شود [۳]:

$$\Delta P_f = (1.28 + 0.92M) \dot{m}_w^2 \quad (61)$$

که در رابطه اخیر \dot{m}_w بر حسب t/h می باشد. در نهایت با تقسیم رابطه (۴۳) بر (۴۲) تابع هدف به صورت زیر تعریف می شود :

$$F_{Obj} = \frac{E_n}{Co_{total/year}} \quad (62)$$

که با این تعریف هدف حداکثر کردن F_{Obj} می باشد. در این تعریف تابع هدف، تنها بخشی است که از لحاظ عملی از دقت کافی برخوردار نمی باشد محاسبه قیمت مربوط به پمپ ها بوده و براساس پیشنهاد مراجع [۴] و [۱۲]، برای محاسبه قیمت آن رابطه زیر هم پیشنهاد شده است:

$$Co_{Pump} = B \dot{m}_w^\alpha \quad (63)$$

که مقادیر B و α مشخص نشده اند و به طور تجربی باید به دست آیند. اگر از رابطه (۱۴) در محاسبه قیمت کل استفاده کنیم داریم :

$$Co_{total} = Co_{ct} + Co_{delta} + B \dot{m}_w^\alpha \quad (64)$$

که این رابطه کاملاً به ضریب B و توان α وابسته می باشد. حال اگر قیمت را به دو بخش جداگانه تقسیم کنیم خواهیم داشت:

$$\begin{cases} Co_{ct/delta} = Co_{ct} + Co_{delta} \\ Co_{Pump} = B \dot{m}_w^\alpha = F(\dot{m}_w) \end{cases} \quad (65)$$

در بخش اول تخمین قیمت با روابط داده شده است و برای بخش دوم نتیجه می شود که :

$$C \rho_{Pump} \alpha \dot{m}_w \quad (66)$$

یعنی دیگر احتیاجی به داشتن مقادیر دقیق مشخصه های α و B نمی باشد و ظرفیت پمپ را می توانیم به عنوان شاخصی از قیمت آن در نظر بگیریم و با در نظر گرفتن تابع عملکرد دو تابع هدف را به صورت زیر تعریف می نمائیم:

تشکیل شده است.

محاسبه قیمت سازه

قیمت بدنه بتنی برج از رابطه زیر به دست می آید [۴].

$$C_{ct} = 1.0005 V_{ct} \cdot C_{ctc} \quad (51)$$

$$V_{ct} = 0.5 \delta \pi \left[\frac{(H_{ct} - H_t)(D_t^2 + D_D + 2\delta) + (H_t - H_d)(D_t + D_b + 2\delta)}{2} \right] \quad (52)$$

$$H_t - H_d = 0.75(H_{ct} - H_d) \quad (53)$$

و بین D_t ، قطر گلوگاه، و دهانه خروجی رابطه زیر برقرار است [۱۱]:

$$D_D = 1.05 D_t \quad (54)$$

محاسبه قیمت دلتاها

براساس رابطه پیشنهاد شده توسط مرجع [۴] قیمت کل N_d واحد دلتا به همراه پایه های نگهدارنده و لوورهای آن از رابطه زیر بر حسب ارتفاع دلتا به دست می آید که واحد آن دلار می باشد [۲].

$$Co_{delta} = 1.011 (2198.3 H_d + 947.1) N_d \quad (55)$$

محاسبه قیمت پمپ ها

به صورت رابطه ای تجربی داریم [۴]:

$$Co_{pump} = 0.02 \times 1.0175 (Co_{delta} + Co_{ct}) \quad (56)$$

در نتیجه قیمت عمده برج خنک کن هلر به صورت زیر به دست می آید:

$$Co_{total} = Co_{ct} + Co_{delta} + Co_{pump} \quad (57)$$

و با در نظر گرفتن عمر مفید نیروگاه، n ، و ضریب بهره i ، هزینه سرمایه گذاری سالانه به صورت زیر به دست می آید.

$$Co_{tot/year} = (Co_{ct} + Co_{delta} + Co_{Pump}) \frac{i(i+1)^n}{(i+1)^n - 1} \quad (58)$$

محاسبه عملکرد

محاسبه عملکرد را در واقع میزان انرژی تولید شده خالص در یک سال را در نظر می گیریم و با رابطه زیر آن را به صورت کمی بیان می کنیم :

$$E_n = \sum_i (P_{tur}^{(Ti)} - P_{cooling}^{(Ti)}) t(Ti) \quad (59)$$

$$P_{cooling} = \frac{g H_{cw} \dot{m}_w}{\eta_p}$$

برای هد پمپ، H_{cw} داریم [۳] :

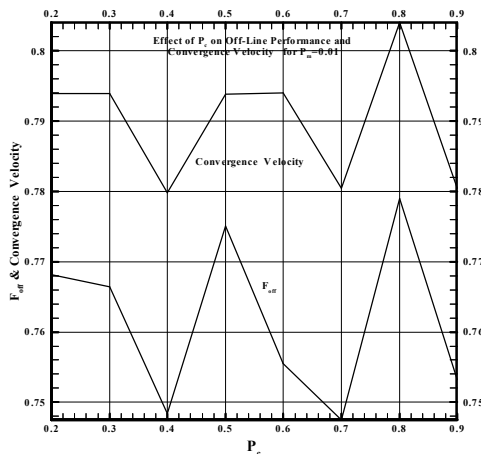
$$\begin{aligned}
 30 &\leq \dot{m}_a \leq 300 \\
 H_a &\in \{10, 15, 20, 25\} \\
 50 &\leq D_1 \leq 200 \\
 20 &\leq D_2 \leq 100 \\
 80 &\leq H \leq 200 \\
 25 &\leq \alpha_d \leq 70
 \end{aligned}
 \tag{۷۱}$$

جهت انتخاب مقدار مناسب P_m ، P_c و N_p به شیوه سعی و خطا عمل شده است. در حقیقت این مشخصه ها خود به کمک الگوریتم ژنیک دیگری بهینه شده اند (الگوریتم Meta_GA [۲۰] و [۲۱]). برای بررسی صحت برنامه بهینه سازی برج از اطلاعات موجود چند نیروگاه در حال کار استفاده شده است.

نتایج به دست آمده از اجرای برنامه بهینه-سازی برج خنک کن برای نیروگاه اصفهان

الف - یک تابع هدف

در نمودارهای زیر (اشکال ۵ و ۴) عملکرد این برنامه براساس مقادیر مختلف P_m و P_c نشان داده شده است و مقادیر 0.8 و 0.01 به ترتیب برای آنها انتخاب شده است.



شکل ۴: اثر P_c بر عملکرد الگوریتم ژنتیک به ازای $P_m = 0.01$.

به منظور بررسی محاسبه عملکرد برنامه منحنی‌های مشخصه چرخه قدرت (جدول ۲ و منحنی برازش یافته آن (شکل ۷)) و تغییرات دمایی سالانه نیروگاه اصفهان (جدول ۳ و منحنی برازش یافته آن (شکل ۸)) به برنامه داده شده اند و در نهایت در جدول (۴) نتایج حاصل از این بهینه سازی ارائه شده اند.

$$\begin{cases}
 F_{1obj} = \frac{E_n}{\dot{m}_w} \\
 F_{2obj} = \frac{E_n}{Co_{ct, delta}}
 \end{cases}
 \tag{۶۷}$$

لازم به ذکر است اگر چه بیشینه سازی این دو تابع هدف به یک نقطه منجر می شود اما این به معنی کاهش هزینه های کل نبوده اما با در دست داشتن جبهه پرتو به کمک نقاط همسایگی نقطه نهایی می توان با توجه به اطلاعات سازندگان پمپ های موجود هزینه کل را کاهش داد.

به منظور جریمه کردن این دو تابع هدف میزان نقض قیود (جریمه) را به نسبت آنها تقسیم می کنیم یعنی:

$$\begin{cases}
 F_{1fitness} = F_{1Obj.} + K_1 F_{1penalty} \\
 F_{2fitness} = F_{2Obj.} + K_2 F_{2penalty}
 \end{cases}
 \tag{۶۸}$$

که:

$$\begin{cases}
 K_1 = \frac{F_{1obj}}{F_{1obj} + F_{2obj}} \\
 K_2 = \frac{F_{2obj}}{F_{1obj} + F_{2obj}}
 \end{cases}
 \tag{۶۹}$$

بدیهی است که در این حالت که با دو تابع هدف رو به رو می باشیم در نهایت به یک نقطه بهینه مطلق نرسیده و یک دسته جواب که هیچ یک بر دیگری برتری ندارد به دست می آید [۱۵-۱۷].

برنامه بهینه سازی سیستم خنک کن

جهت بهینه سازی سیستم خنک کن هلدو برنامه با زبان فرترن PowerStation بر اساس الگوریتم ژنتیک تک معیاره و دو معیاره ([۱۸] و [۱۹]) نوشته شده است. برای آن که یک الگوریتم ژنتیک ما را به جواب برساند نیاز است تا مشخصه های مربوط به آن تنظیم شوند که این تنظیمات در زیر آمده اند.

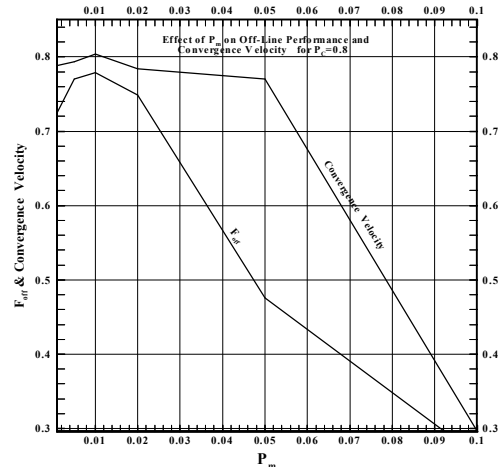
$$\begin{aligned}
 P_c &= 0.8 \\
 P_m &= 0.01 \\
 Population &= 80 \\
 Generation &= 400 \\
 \text{دقت متغیرها} &= 0.001
 \end{aligned}
 \tag{۷۰}$$

و محدوده تغییرات متغیرها:

$$30 \leq \dot{m}_w \leq 300$$

ادامه جدول ۳:

۱۹۷	۵۰
۱۹۵	۵۲
۱۹۴	۵۴
۱۹۲	۶۰
۱۸۹	۶۲
۱۸۸	۶۵
۱۸۶	۷۰



شکل ۵: اثر P_m بر عملکرد الگوریتم ژنتیک به ازای $P_c=0.8$.

جدول ۱: داده‌های طراحی نیروگاه اصفهان.

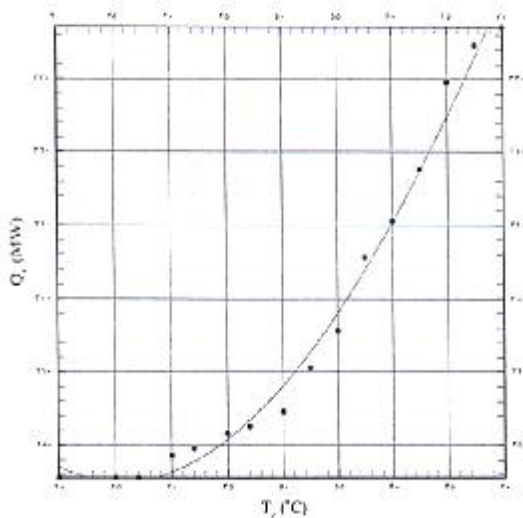
مقدار	واحد	شرایط طراحی
۴۶	درجه	دمای چگالنده و آب ورودی
۱۶.۱	درجه	دمای طراحی محیط
۰.۱	_____	رطوبت نسبی طراحی
۱۵۹۰	متر	ارتفاع سایت از سطح دریا
۲۷۵.۵۸۱۴	مگاوات	حرارت دفع شونده

جدول ۲: تغییرات سالیانه دما بر حسب ساعت.

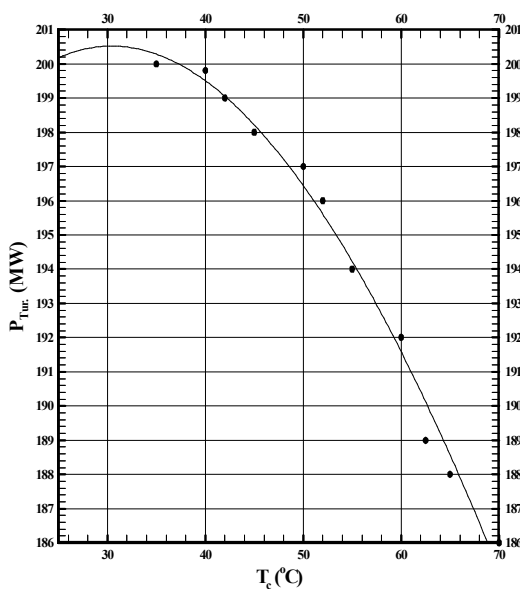
ساعت در سال	دمای محیط ($^{\circ}\text{C}$)
۵۰	۲۵
۱۰۰	۵
۲۰۰	۷.۵
۳۸۰	۱۰
۵۰۰	۱۲.۵
۷۴۰	۱۵
۷۵۰	۱۷.۵
۴۰۰	۲۰
۲۵۰	۲۲.۵
۱۴۰	۲۵
۸۰	۲۷.۵
۱۰	۳۰

جدول ۳: تغییرات کار مفید توربین بر حسب دمای چگالنده.

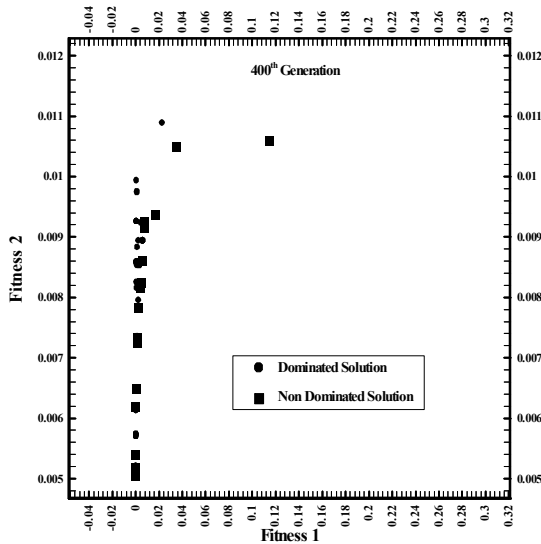
کار مفید توربین	دمای چگالنده ($^{\circ}\text{C}$)
۲۰۰	۳۵
۱۹۹.۸	۴۰
۱۹۹	۴۲
۱۹۸	۴۵



شکل ۶: تغییرات حرارت دفع شونده بر حسب دمای چگالنده.



شکل ۷: تغییرات کار مفید توربین بر حسب دمای چگالنده.



شکل ۱۰: فضای هدف در نسل چهارصدم.

ب - دو تابع هدف

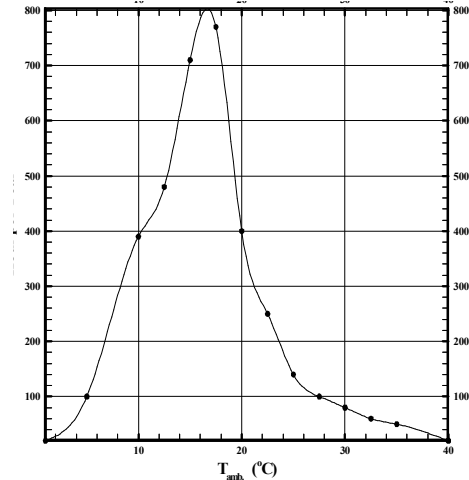
در این قسمت به طراحی براساس داده‌های نیروگاه اصفهان با در نظر گرفتن دو تابع هدف ذکر شده پرداخته‌ایم. در اشکال زیر فضای هدف برای این طراحی در دو نسل مختلف نشان داده شده است که در نهایت در جدول (۵) طرح های بهینه مختلفی ارائه گردیده که براساس این دو تابع هدف هیچ کدام بر دیگری برتری ندارد.

جدول ۵: مقادیر به دست آمده از برنامه با دو تابع هدف برای نیروگاه اصفهان.

مشخصه های طراحی	واحد	طرح اول	طرح دوم	طرح سوم
ارتفاع دلتا	متر	۱۵	۱۵	۱۵
زاویه دلتا	درجه	۵۹.۴	۶۳.۲	۶۸.۷
تعداد دلتا	تعداد	۱۱۹	۱۱۴	۱۱۸
ارتفاع برج	متر	۱۱۲	۱۱۱	۱۱۸
قطر دایره پایه	متر	۹۵	۹۲.۸	۱۰۷.۳
قطر دهانه خروجی	متر	۶۱	۵۳.۵	۶۵
دبی آب	متر مکعب بر ساعت	۱۶۸۸۶.۱	۲۱۹۱۲	۱۹۹۴۴.۴

نتایج و بحث

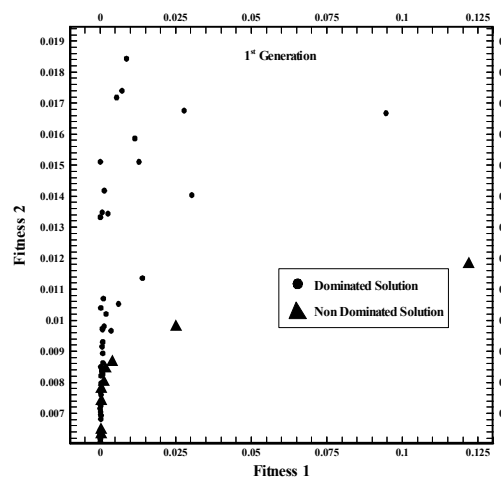
۱- الگوریتم ژنتیک روش مناسب و مقاومی برای بهینه سازی سیستم خنک کن خشک هلر می باشد. در مقایسه با روش های کلاسیک می توان گفت الگوریتم ژنتیک



شکل ۸: تغییرات دمای محیط در طول سال.

جدول ۴: مقایسه مقادیر به دست آمده از برنامه با یک تابع هدف با مقادیر واقعی برای نیروگاه اصفهان.

تابع هدف	تابع هدف	مقدار واقعی	واحد	مشخصه های طراحی
ارتفاع دلتا	۱۵	۱۵	متر	ارتفاع دلتا
زاویه دلتا	۵۱.۳	۶۰	درجه	زاویه دلتا
تعداد دلتا	۱۱۳	۱۱۷	تعداد	تعداد دلتا
ارتفاع برج	۱۱۰	۱۲۸	متر	ارتفاع برج
قطر دایره پایه	۷۹	۱۱۰	متر	قطر دایره پایه
قطر دهانه خروجی	۵۳	۵۴	متر	قطر دهانه خروجی
دبی آب	۱۸۴۵۴.۳	۲۰۹۷۵.۳۱	m^3 / h	دبی آب



شکل ۹: فضای هدف در نسل اول.

زاویه دلتا: ۵/۱۶٪ کاهش

ارتفاع برج: ۱۰/۹۳٪ کاهش

قطر دایره پایه: ۲۰/۸۸٪ کاهش

قطر دهانه خروج: ۰/۴٪ افزایش

دبی آب: ۱۳/۸۸٪ کاهش

که این کاهش در مقادیر قابل توجه بوده و مؤید ضرورت بهینه سازی برج خنک کن هالر می باشد.

۶- در بهینه سازی با دو تابع هدف هر چند که به یک جواب واحد نمی رسد ولی خطرپذیری خطای تجزیه و تحلیل قیمت را بسیار کم می کند، و با تعریف دو تابع هدف وابستگی به تجزیه و تحلیل قیمت توربوماشین ها را از دست می دهیم و می توان دبی آن را به صورت شاخصی از قیمت آن در نظر گرفت. در نهایت با یک آنالیز دقیق تر در بخش توربوماشین ها می توان به جواب بهینه دست یافت.

۷- در بهینه سازی با چند تابع هدف دسته جوابی که در جدول (۵) به دست آمده است در محدوده ای نزدیک به مقادیر واقعی و بهینه سازی با یک تابع هدف قرار دارد و برای یک طراحی اولیه می توان از تجزیه و تحلیل قیمت تقریبی ارائه شده برای توربوماشین ها استفاده نمود.

۸- مبدل های حرارتی به کار رفته در این طراحی و بهینه سازی از نوع فورگو T۶۰ می باشند که امروزه در صنعت، مبدل هایی با راندمان بالا محسوب می شوند. با این حال جا دارد در یک تحقیق جامع تر بهینه سازی خود مبدل ها نیز مورد بررسی قرار گیرد.

نتیجه گیری

با توجه به این که هزینه اجرای برج خنک کن هالر کسر قابل توجهی از یک نیروگاه می باشد و هم چنین عملکرد آن اثری مستقیم بر میزان تولید نیروگاه دارد در اینجا با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه سازی برج هالر بر اساس قیمت و عملکرد آن صورت گرفت.

در مقایسه با نیروگاه اصفهان نتایج نشان می دهند که در این بهینه سازی برجی با ابعاد کوچک تر و دبی آب خنک کن کمتر به دست آمده است و با افزایش جزئی در تعداد دلتا ها و تغییر جزئی در زاویه آنها کاهش قابل توجهی در سایر مشخصه های طراحی ایجاد شده است. هم چنین به منظور کاهش خطای تجزیه و تحلیل قیمت در بخش توربوماشین ها که تولید صنعت

قابلیت همگرا شدن بالاتری دارد ولی در اکثر روش های کلاسیک هم گرایشی به فرم معادلات و مشتقات و هم چنین نقاط شروع یا حدس اولیه وابسته می باشد. علت دیگری که استفاده از الگوریتم ژنتیک را توجیه می کند، بهینه سازی با چند تابع هدف است. در این روش می توان توابع هدف را به صورت جداگانه تعریف نمود، در حالی که در روش های کلاسیک ترکیبی از آنها را به صورت یک تابع هدف واحد در نظر می گیرند و در این ترکیب عملاً توابع هدف واقعی را که مد نظر بوده اند از دست می دهیم.

۲- نتایج حاصل از بهینه سازی بسیار وابسته به تابع قیمت بوده و هر اندازه که تجزیه و تحلیل قیمت دقیق تر باشد، نتایج به دست آمده نیز قابل اطمینان تر می باشد لذا اختلاف های موجود در بین نتایج به دست آمده و مقادیر واقعی می باشد نیز می تواند به همین علت باشد.

۳- در جدول (۴) مقادیر به دست آمده تنها بر اساس تابع هدف قیمت و بدون در نظر گرفتن عملکرد هم ارائه شده اند. همان طور که ملاحظه می شود تعداد مبدل های حرارتی مورد نیاز و قطر پایه برج در مقایسه با حالتی که عملکرد هم در نظر گرفته شده است کمتر به دست آمده اند. به همین علت در بهینه سازی برج خنک کن نمی توان آن را مستقل از چرخه قدرت و تغییرات دمایی محیط فرض کرد و باید ارتباط آن را با این دو قسمت در نظر گرفت که با اعمال منحنی تغییرات دما و منحنی مشخصه توربین به عنوان داده های طراحی این ارتباط برقرار می شود.

۴- در جدول (۴) از مقایسه نتایج حاصل از بهینه سازی بر اساس تابع هدف قیمت- عملکرد و مقادیر واقعی ملاحظه می شود که با افزایش دو واحد دلتا و تغییر زاویه از ۶۰ به ۵۶.۹ درجه توانسته ایم در سایر مشخصه ها به ویژه در ارتفاع برج که ۱۴ متر کم شده است کاهش داشته باشیم. البته لازم به ذکر است که در این بهینه سازی اثر سرعت های بالای باد (بالاتر از ۱۰ متر بر ثانیه) در نظر گرفته نشده است و جا دارد که در مطالعات آتی این مشخصه هم در طراحی لحاظ گردد.

۵- درصد تغییر مشخصه های طراحی در بهینه سازی با در نظر گرفتن تابع هدف قیمت- عملکرد بر اساس جدول (۱) به صورت زیر می باشد:

دلتا: ۱/۷٪ افزایش

عرض	:	W	داخل کشور نمی باشند از الگوریتم ژنتیک دو معیاره
توان	:	w	استفاده شده است. در پایان می توان گفت که با استفاده
تعداد طبقات در چگالنده های سری	:	Z	از الگوریتم ژنتیک می توان مقادیر بهینه هریک از
زاویه، درجه	:	α	مشخصه های طراحی یک برج خنک کن را به دست آورد.

بازده مبدل حرارتی	:	ε
راندمان	:	η
افت	:	Δ
ضخامت، m	:	δ
چگالی، kg / m^3	:	ρ
رطوبت نسبی	:	ψ

زیر نویس ها

هوا	:	a
پایه	:	b
شار سرد	:	c
بتن	:	ct
دلته	:	d
خروجی	:	e
پره	:	f
مقابل	:	fr
شار گرم	:	h
ورودی	:	i
کرکره	:	l
خروجی	:	o
گلوگاه	:	t
آب	:	w

فهرست علائم

سطح	:	A
ظرفیت گرمایی، $W / ^\circ C$:	C
ضریب تصحیح	:	C_k
هزینه، دلار	:	C
قطر، m^2	:	D
تعداد ردیفهای دلته	:	E
ضریب اصطکاک	:	f
شتاب جاذبه، m / s^2	:	g
ارتفاع، m	:	H
ضریب انتقال حرارت، $\text{w} / \text{m}^2 \cdot \text{k}$:	h
اختلاف دمای اولیه، $^\circ C$:	ITD
ضریب هدایت حرارتی، $\text{w} / \text{m}^\circ C$:	k
دبی جرمی، kg / s	:	\dot{m}
تعداد	:	N
تعداد واحدهای انتقال	:	NT
	:	U
عدد نوسلت	:	Nu
فشار، Pa	:	P
میزان انتقال حرارت، W	:	\dot{Q}
عدد رینولدز	:	Re
درجه حرارت، $^\circ C$:	T
ضریب انتقال حرارت کلی، $\text{w} / \text{m}^2 \cdot \text{m}^2 \cdot \text{m}^2 \cdot \text{m}^2$:	U

مراجع

- 1 - El-Wakil, M. M. (1985). *Power Plant Technology*. McGraw-Hill.
- 2 - *The Heller System*. (1984). EGI, Budapest.
- 3 - *Description of the Main Cooling System*. (1984). EGI, Budapest.
- 4 - *Know How Documents*. (1984). Ref. No. 8428 LK., EGI, Budapest.
- 5 - Incropera, F. P. and DeWitt, D. P. (2002). *Introduction to Heat Transfer*. Fourth Edition, John Wiley and Sons.
- 6 - Holman, J. P. (1986). *Heat Transfer*. McGraw-Hill.
- 7 - Crocker and King (1985). *Piping Handbook*. Fifth Edition, Mc Graw Hill.
- 8 - Conradie, A.E. and Kroger, D.G. (1996). "Performance evaluation of dry-cooling systems for power plant 9 applications." *Applied Thermal Engineering*, Vol. 16, No. 3, PP. 219-232.

- 9 - Proper, H. and Welsch (1980). *Wind Pressure on Cooling Tower Shells*. Ruhr University, Germany.
- 10 - Keys, W. and London, A. L. (1984). *Compact Heat Exchangers*. Third edition, McGraw Hill.
- 11 - *Optimization of Main Cooling System*. (1996). Ref. No. MP-MGC-PD-07-DGO-001., EGI, Budapest
- 12 - Buys, J. D., Kroger, D. G. and Conradie, A. E. (1998). "Performance optimization of dry-cooling systems for power plants through SQP methods." *Applied Thermal Engineering*, Vol. 18, Nos. 1-2, PP. 25-45.
- 13 - Coley, D. A. (1999). *An Introduction to Genetic Algorithms for Scientists and Engineers*. World Scientific Publishing.
- 14 - Mitchell, M. (2002). *An Introduction to Genetic Algorithms*, MIT Press.
- 15 - Deb, K. (2001). *Multi-Objective Optimization Using Evolutionary Algorithms*. John Wiley and Sons.
- 16 - Barbosa, Helio J.C. and Lemonge, Alfonso C.C. (2003). "A new adaptive penalty scheme for genetic algorithms." *Information Sciences*, Vol. 156, P.P. 215-251
- 17 - Kim, H., Mun, K.J., Park, J.H. and Hwang, G. (2001). "Application of real-type tabu search function optimization problems." *IEEE*.
- 18 - Tan, K.C., Lee, T.H. and Khor, E.F. (2001). "Incrementing multi-objective evolutionary algorithms: performance studies and comparisons." *Proceedings of the First International Conference on Evolutionary Multi_criterion Optimization (EMO-2001)*, PP. 111-125.
- 19 - Zitzler, E., Deb, K. and Thiele, L. (2000). "Comparison of multiobjective evolutionary algorithms: empirical Results." *Evolutionary Computation Journal*. Vol. 8, No. 2, PP. 125-148.
- 20 - Grefenstette, J.J. (1986). "Optimization of control parameters for genetic algorithms." *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics*, Vol. 16, No.1, PP. 122-128.
- 21 - Bäck, T. (1992). "The interaction rate of mutation rate, selection, and self-adaptation within a genetic algorithm." *Proceedings of Parallel Problem Solving from Nature II (PPSN-II)*, PP. 85-94.

واژه های انگلیسی به ترتیب استفاده در متن

- 1 - Cross Flow
- 2 - Counter Flow