

افزایش راندمان نیروگاه سیکل ترکیبی طرح نیام در نقاط کاری مختلف با تعیین ست پوینت مناسب جهت حلقه کنترل فشار توربین بخار سری E زیمنس

محسن منتظری

رامین فخری اسفستانی

دانشگاه شهید بهشتی- پردیس فنی مهندسی عباسپور

پژوهشگاه نیرو، پژوهشکده تولید نیرو

چکیده

امروزه استفاده از نیروگاه‌های سیکل ترکیبی به دلیل بازده به نسبت بالایشان از مهمترین اهداف کشور می‌باشد اما بازده این نیروگاه‌ها بشدت وابسته به شرایط محیطی می‌باشد در ایران در اغلب موارد این نیروگاه‌ها خارج از نقطه کار نامی کار می‌کنند و در نتیجه راندمان آن‌ها از مقدار اسمی دور می‌باشد. در این تحقیق با تمرکز بر حلقه کنترل فشار سیستم کنترل توربین بخار سری E زیمنس که فشار بخار ورودی به توربین را کنترل می‌کند و در نتیجه بر توان تولیدی و راندمان سیکل بخار نیروگاه سیکل ترکیبی اثرگذار است، سعی شده است ست پوینت بهینه‌ای برای فشار بخار بدست آید تا سیکل بخار در نقطه کارکرد غیر نامی بازده بالاتری نسبت به کارکرد فعلی داشته باشد، بدین منظور ابتدا مدلسازی از توربین بخار و سیستم کنترل آن در فضای نرم افزار Matlab-Simulink با دقت خطای کمتر از ۲٪ انجام شد سپس با در نظر گرفتن عملکرد سیستم کنترل و مدل بدست آمده ست پوینت‌های بهینه‌ای برای نقاط کار مختلف توربین بخار بدست آمد تا راندمان نیروگاه در حداکثر مقدار خود باشد با تعیین ست پوینت‌های بهینه نشان دادیم توان تولیدی توربین بطور میانگین برای نقاط کاری که در آن‌ها کنترل ولو کمتر از ۵۰٪ باز باشد به اندازه ۲.۴٪ افزایش یافته است.

واژه‌های کلیدی: راندمان، نیروگاه سیکل ترکیبی، مدلسازی، سیستم کنترل

۱- مقدمه

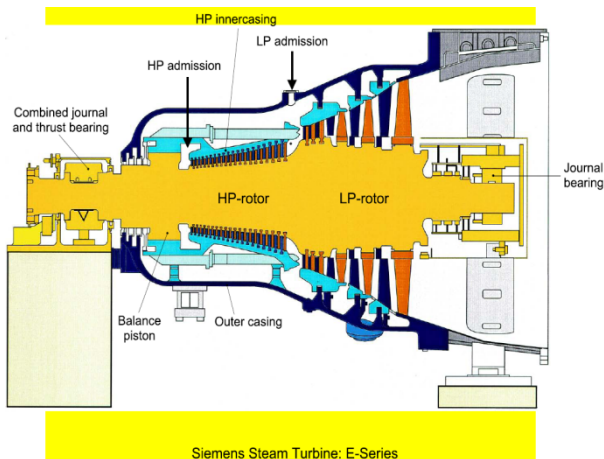
راندمان نیروگاه‌های حرارتی مطرح می‌شود استفاده از نیروگاه‌های سیکل ترکیبی است در حال حاضر طرح غالب نیروگاه‌های سیکل ترکیبی کشور نیروگاه‌های طرح نیام است که در سیکل بخار آن توربین بخار سری E بکار رفته که تحت لیسانس زیمنس در کشور تولید می‌شود و در طرح ۲۲ نیروگاه سیکل ترکیبی این نوع توربین بکار گرفته شده و خواهد شد.

راندمان نیروگاه‌های سیکل ترکیبی، بشدت وابسته به شرایط محیطی اعم از فشار و دمای محیط می‌باشد چراکه راندمان توربین گاز بکار گرفته شده در آن‌ها وابسته به شرایط محیط

امروزه بحث کاهش مصرف انرژی، افزایش بازده و بهره‌وری از مهمترین مباحث مطرح شده در کشور می‌باشد نیروگاه‌های حرارتی از جمله مهمترین مصرف کنندگان سوخت‌های فسیلی محسوب می‌گردند. از اینرو، بهینه‌سازی مصرف سوخت و ارتقای راندمان نیروگاه‌های حرارتی از جمله سرفصل‌های مهمی است که علاوه بر کاهش محدودیتهای موجود در تأمین سوخت، منافع اقتصادی و زیست محیطی بسیاری را در پی خواهد داشت. یکی از راهکارهایی که همواره به منظور افزایش

می باشد این در حالی است که ایران در سرزمین نسبتاً مرتفع و گرم و خشکی واقع شده که هر دو موجب افت راندمان دائمی در نیروگاه‌ها می‌شود.

سیستم کنترل توربین بخار بکار رفته در نیروگاه سیکل ترکیبی از مهمترین بخش‌های واحد بخار است که در نقاط کارکردی به صورت مستقیم فشار را کنترل، و به صورت غیر مستقیم بر دما و دبی بخار ورودی به توربین اثرگذار است، ست‌پوینت فشار بخار به صورت پیش فرض به گونه‌ای تنظیم می‌شود (۷۲ bar) که توربین در نقطه کار نامی کار خواهد کرد و این موجب می‌شود که اگر توربین در خارج از نقطه کار نامی کار کند سیکل بخار بازده خوبی نداشته باشد در این تحقیق سعی شده است که با مدل ریاضی که از توربین بخار بدست می‌آید ست‌پوینت بهینه‌ای برای فشار بخار بدست آید تا سیکل بخار در نقطه کارکرد غیر نامی بازده بالاتری نسبت به کارکرد فعلی داشته باشد. علاوه بر اینها مدل بدست آمده در این تحقیق می‌تواند در شناخت بیشتر ما از نحوه بهره‌برداری از توربین های بخار نیروگاه‌های سیکل ترکیبی مفید واقع شود. و همچنین می‌توان گفت با انجام این تحقیق نقش سیستم‌های نرم افزاری مانند سیستم کنترل توربین بخار در تعیین بازده نیروگاه‌های سیکل ترکیبی در نقاط کاری مختلف روشن تر خواهد شد و این وجه تمایز این تحقیق نسبت به تحقیق‌های دیگر در زمینه افزایش بازده نیروگاه‌ها می‌باشد.



شکل ۱ توربین بخار سری E زمینس [۱]

۳- سیستم کنترل بار واحد نیروگاه سیکل ترکیبی

بطور کلی در نیروگاه‌ها با توجه به نوع آن‌ها سه روش کنترلی به منظور پاسخ‌گویی به درخواست بار شبکه وجود دارد:

الف) روش تابع توربین^۲: در این روش، ایستگاه کنترل توربین در حالت اتوماتیک و شیرهای اصلی توربین بطور اتوماتیک و براساس تثبیت فشار بخار ورودی به شیرهای اصلی، میزان دبی بخار یا بار واحد را تعیین می‌نماید. این روش مناسب نیروگاه های سیکل ترکیبی می‌باشد که در نیروگاه مذکور نیز ساختار کنترل بار واحد به همین صورت می‌باشد [۲ و ۳].

ب) روش تابع بویلر^۳: در این روش، ایستگاه کنترل بویلر در حالت اتوماتیک و ایستگاه کنترل توربین در حالت دستی قرار دارد.

ج) روش مجتمع^۴: در این روش، ایستگاه‌های کنترل بویلر و توربین، هر دو در حالت اتوماتیک قرار می‌گیرند.

در این تحقیق به منظور دستیابی به نتایج مورد نظر ابتدا نیروگاه سیکل ترکیبی طرح نیام و توربین بخار سری E زمینس را معرفی کردیم سپس به طور مختصر سیستم کنترل واحد نیروگاه سیکل ترکیبی و سیستم کنترل توربین بخار سری E را شرح داده‌ایم در ادامه نحوه مدلسازی توربین بخار را در فضای نرم افزار Matlab-Simulink آورده‌ایم و در آخر نحوه استفاده از این مدل به منظور یافتن ست‌پوینت بهینه که با استفاده از آن می‌توان به حداکثر توان و راندمان رسید را شرح داده و نتیجه‌گیری کرده‌ایم.

۲- مشخصات فنی نیروگاه سیکل ترکیبی نیام

نیروگاه سیکل ترکیبی طرح نیام ترکیب دو سیکل برایتون (Brayton) و سیکل رانکین (Rankine) می‌باشد هر واحد نیروگاه سیکل ترکیبی طرح نیام شامل دو توربین گاز V94.2 زمینس به ظرفیت اسمی 159MW، دو بویلر بازیاب طرح دوسان و یک توربین بخار سری E زمینس مطابق شکل ۱ می‌باشد که در حالت نامی با دبی بخار ورودی ۱۳۴kg/s، دمای

1 Unit Load Control
2 Turbine Follow
3 Boiler Follow
4 Integrated

$$w = KAC_q \sqrt{P/v} \quad (1)$$

در این رابطه w دبی بخار، K ثابت، A سطح مقطع نازل در طبقه، C_q ضریب تخلیه مربوط به طبقه، P فشار ورودی طبقه و v حجم مخصوص در ورودی می‌باشد که از رابطه زیر محاسبه خواهد شد [۱۳].

$$v = \frac{RT}{P} \quad (2)$$

از دو رابطه (۱) و (۲)، رابطه (۳) برای هر طبقه توربین حاصل می‌شود.

$$w = KAC_q \frac{P}{\sqrt{RT}} \quad (3)$$

از آنجا که در توربین فشار قوی بخار در حالت سوپرهیت قرار دارد می‌توان از فرض گاز ایده‌آل استفاده کرده و رابطه (۴) را بین فشار ورودی و خروجی هر طبقه با دما در نظر گرفت [۶].

$$\frac{P_{out}}{P_{in}} = \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right)^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)\eta_{\infty}}} \quad (4)$$

در رابطه (۴)، η_{∞} بازده پلی‌تروپیک و γ نسبت ضریب گرمای ویژه در فشار ثابت به حجم ثابت می‌باشد می‌توان C_V را بر حسب C_P و ثابت گازها (R) را بصورت زیر محاسبه نمود [۱۳].

$$\gamma = \frac{C_P}{C_V} \quad (5)$$

$$C_V = C_P - R \quad (6)$$

با در نظر گرفتن دبی ثابت در هر طبقه پشت سر هم می‌توان دبی ورودی و خروجی هر طبقه را بصورت زیر برابر قرارداد:

$$w_{in} = w_{out} \quad (7)$$

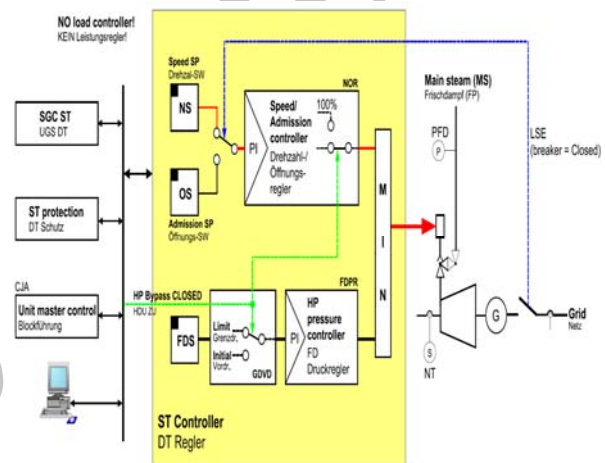
با فرض رابطه (۱) برای دبی ورودی و خروجی و روابط (۱) تا (۵)، می‌توان از رابطه (۷) نسبت فشار در خروجی طبقه را از رابطه زیر بدست آورد.

$$P_{out} = P_{in} \times \left(\frac{K_i A_i}{K_{i+1} A_{i+1}} \right)^{\frac{2\gamma}{2\gamma - (\gamma-1)\eta_{\infty}}} \quad (8)$$

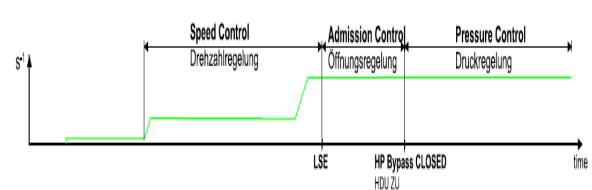
در این رابطه اندیس i نشان دهنده طبقه مورد نظر می‌باشد. K نیز بعنوان حاصلضرب ثابت و ضریب تخلیه در معادله (۸) در نظر گرفته شده است. سطح مقطع در هر طبقه با استفاده از نقشه‌های توربین برای هر طبقه محاسبه می‌شود و ضریب K نیز با استفاده از اطلاعات نقطه طراحی یکبار محاسبه شده و

۴- سیستم کنترل توربین بخار سری E

در شکل ۲ ساختار کلی حلقه‌های کنترل آنالوگ توربین بخار نشان داده شده‌است در هر یک از فازهای بهره‌برداری که در شکل ۳ نشان داده شده‌است یکی از کنترلرها در مدار قرار می‌گیرد حلقه کنترل سرعت/بار در راه‌اندازی توربین در مدار قرار دارد و شیر کنار گذر باز می‌باشد. با بسته شدن شیر کنارگذر حلقه کنترل فشار در مدار قرار می‌گیرد و در نقاط مختلف کارکردی توربین بخار این حلقه کنترل توربین بخار را بر عهده دارد به این معنی که با کنترل فشار بخار اصلی در پشت کنترل ولو میزان باز شدگی کنترل ولو در نتیجه میزان دبی بخار را تعیین می‌کند. ست پوینت حلقه کنترل فشار به صورت پیش فرض ۷۲ bar تنظیم شده‌است [۳ و ۲].



شکل ۲ ساختار ساده‌ای از سیستم کنترل توربین بخار سری E [۲]



شکل ۳ فازهای مختلف کنترلی در بهره‌برداری از توربین بخار [۲]

۵- مدل‌سازی توربین بخار سری E

رفتار بخار در این مدل‌سازی با استفاده از معادلات بقای جرم و انرژی به همراه روابط ترمودینامیکی و فرضیات قابل قبول، پیش بینی شده‌است [۴، ۵، ۶، ۱۳].

۵-۱- روابط حاکم بر توربین فشار قوی

با فرض نسبت فشار تقریباً ثابت در هر طبقه یک توربین می‌توان رابطه زیر را بین دبی فشار و دما در نظر گرفت [4,5].

$$\frac{C_p(\pi, \tau)}{R} = -\tau^2 (\gamma_{\tau\tau}^0 + \gamma_{\tau\tau}^r) \quad (15)$$

$$\frac{h(\pi, \tau)}{RT} = \tau (\gamma_{\tau}^0 + \gamma_{\tau}^r) \quad (16)$$

پارامترهای ورودی توربین فشار قوی عبارتند از: دبی، دما و فشار بخار ورودی به توربین فشار قوی. پارامترهای خروجی توربین فشار قوی عبارتند از: دبی، دما و فشار بخار خروجی از توربین فشار قوی و توان تولیدی توربین فشار قوی

۵-۳- مدل توربین بخار فشار ضعیف

بخار ورودی به بخش فشار ضعیف توربین بخار سری E از مجموع بخار ورودی از توربین فشار قوی و بخار ورودی به توربین فشار ضعیف تشکیل شده است. بنا بر این باید شرایط بخار ورودی به توربین فشار ضعیف از اختلاط دو بخار ورودی به توربین مشخص شود. رابطه زیر برای مخلوط گازها با شرایط مختلف برقرار است [۱۳]:

$$wh = \sum w_i h_i \quad (17)$$

با توجه به این رابطه برای محاسبه دما و فشار در ورودی توربین بخار فشار ضعیف داریم:

$$(w_{HP} + w_{LP})h = w_{HP}h_{HP} + w_{LP}h_{LP} \quad (18)$$

$$(w_{HP} + w_{LP})C_p T = w_{HP}C_{pHP}T_{HP} + w_{LP}C_{pLP}T_{LP} \quad (19)$$

از این دو معادله می‌توان مقدار T و h را برای بخار در ورودی توربین فشار ضعیف استخراج کرد. مقادیر C_p با توجه به دما و فشار هریک از دو بخار موجود از رابطه (۱۵) محاسبه می‌شود. مقدار C_p مخلوط دو بخار با توجه به نسبت دبی دو بخار تقریب زده می‌شود، بطوریکه دما و فشار تقریبی از روابط (۲۰) و (۲۱) محاسبه شده و با قرار دادن آن در معادله (۱۵) مقدار C_p بدست می‌آید.

$$\frac{w_{LP}}{w_{LP}+w_{HP}} \times P_{LP} + \frac{w_{HP}}{w_{LP}+w_{HP}} \times P_{HP} = P_{\text{approximate}} \quad (20)$$

$$\frac{w_{LP}}{w_{LP}+w_{HP}} \times T_{LP} + \frac{w_{HP}}{w_{LP}+w_{HP}} \times T_{HP} = T_{\text{approximate}} \quad (21)$$

مقادیر h نیز در خروجی فشار قوی و ورودی فشار ضعیف از رابطه (۱۸) محاسبه می‌شود. با مشخص بودن h و T می‌توان دیگر پارامترهای بخار مثل فشار را محاسبه کرد. دبی بخار نیز از قانون پیوستگی برابر مجموع دبی توربین فشار قوی و فشار ضعیف خواهد شد. در توربین فشار ضعیف بخار خروجی در حالت اشباع خواهد بود، بنابراین باید از روابط حالت اشباع

در معادلات قرار می‌گیرد. از رابطه (۷) برای برقرار کردن رابطه بین طبقه اول و آخر نیز می‌توان استفاده کرد که این مسئله سرعت و حجم محاسبات را بشدت کاهش می‌دهد اما سبب کاهش دقت نیز خواهد شد. به همین ترتیب از رابطه (۴) دمای خروجی هر طبقه قابل محاسبه خواهد بود. رابطه (۹) نحوه محاسبه توان خروجی با توجه به تغییرات انتالپی را نشان می‌دهد. توان تولیدی در هر طبقه از این رابطه با مشخص بودن دما و فشار خروجی و در نتیجه انتالپی مشخص می‌شود. ضرایب مربوط به بازده نیز در هر طبقه در محاسبه دما و فشار در نظر گرفته شده است و در محاسبه توان در این رابطه وجود ندارد [۴].

$$P_{\text{power}} = w(h_{in} - h_{out}) \quad (9)$$

۵-۲- روابط محاسبه خواص بخار مافوق گرم

در روابط مورد استفاده در توربین فشار قوی از گرمای ویژه بخار در فشار ثابت (C_p) و انتالپی بخار (h) استفاده شده است. محاسبه این دو پارامتر در این کار با استفاده از محاسبه خواص بخار از طریق دو پارامتر دما و فشار صورت گرفته است. اساس محاسبات خواص بخار سوپرهیت رابطه (۱۰) و محاسبه انرژی آزاد گیبس می‌باشد که در مرجع [۷] موجود می‌باشد.

$$\frac{g(P, T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \gamma^0(\pi, \tau) + \gamma^r(\pi, \tau) \quad (10)$$

در این رابطه‌ها که $P^* = 1 \text{ Mpa}$ و $T^* = 540 \text{ K}$ می‌باشد. داریم:

$$\pi = P/P^* \quad (11)$$

$$\tau = T^*/T \quad (12)$$

در معادله (۱۰) قسمت اول، رابطه (۱۳) و قسمت دوم رابطه (۱۴) می‌باشد که ضرایب آن‌ها در [۷] آمده است.

$$\gamma^0 = \ln \pi + \sum_{i=1}^9 n_i^0 \tau^{J_i^0} \quad (13)$$

$$\gamma^r = \sum_{i=1}^{43} n_i^r \pi^{I_i} (\tau - 0.5)^{J_i} \quad (14)$$

از جمله خواص بخار سوپرهیت که در توربین فشار قوی محاسبه خواهد شد، ضریب گرمای ویژه در فشار ثابت است که از رابطه (۱۵) تعیین می‌شود $\gamma_{\tau\tau}^0$ و $\gamma_{\tau\tau}^r$ و ضرایب آن‌ها در [۷] آمده است. رابطه انتالپی با دما و فشار از رابطه (۱۶) تعیین خواهد شد که γ_{τ}^0 و γ_{τ}^r و ضرایب آن‌ها در [۷] آمده است.

$$S_{fg} = \frac{347.57(374-T_s)^{0.33333}}{T_s+273.15} \quad (0 \leq T_s(^{\circ}\text{C}) \leq 230)$$

$$S_{fg} = \frac{274.47(374-T_s)^{0.38005}}{T_s+273.15} \quad (230 \leq T_s(^{\circ}\text{C}) \leq 280)$$

$$S_{fg} = \frac{251.25(374-T_s)^{0.39952}}{T_s+273.15} \quad (280 \leq T_s(^{\circ}\text{C}) \leq 360)$$

با استفاده از رابطه (۲۵) و (۲۶)، از رابطه (۲۷) مقدار x بدست خواهد آمد [۱۰].

$$x = \frac{s-s_f}{s_{fg}} \quad (27)$$

با مشخص بودن دما روابط (۲۸) و (۲۹) را داریم انتالی بر حسب kJ/kg بدست می آید و ضرایب از [۸] بدست خواهد آمد.

$$h_f = a + bT_s + cT_s^2 + dT_s^3 \quad (28)$$

$$(29)$$

$$h_{fg} = 347.57(374 - T_s)^{0.33333} \quad (0 \leq T_s(^{\circ}\text{C}) \leq 230)$$

$$h_{fg} = 274.47(374 - T_s)^{0.38005} \quad (230 \leq T_s(^{\circ}\text{C}) \leq 280)$$

$$h_{fg} = 251.25(374 - T_s)^{0.39952} \quad (280 \leq T_s(^{\circ}\text{C}) \leq 360)$$

با مشخص بودن x از رابطه (۳۰) می توان h در نقطه ۲ را تعیین کرد [۱۰]. در نقطه ۳ نیز از رابطه (۳۱) محاسبه خواهد شد [۱۳]. توان خروجی توربین فشار ضعیف همانند توربین فشار قوی از رابطه (۹) محاسبه خواهد شد.

$$h = xh_{fg} + h_f \quad (30)$$

$$h_3 = h_1 - (h_1 - h_2)\eta_{\infty} \quad (31)$$

پارامترهای ورودی به توربین فشار ضعیف عبارتند از: دبی، دما و فشار بخار اضافه شده به توربین فشار ضعیف و دبی، دما و فشار بخار خروجی از توربین فشار قوی ورودی به بخش فشار ضعیف. پارامترهای خروجی توربین فشار ضعیف عبارتند از: دبی، دما، فشار و آنتالی بخار خروجی از توربین فشار ضعیف و توان تولیدی کل توربین

۴-۵- مدلسازی شیر کنترل

توربین بخار سری E دارای دو شیر کنترل فشار قوی و یک شیر کنترل فشار ضعیف می باشد با تغییر ساقه شیر علاوه بر دبی، دما و فشار نیز در خروجی شیر کنترل تغییر می کند که به منظور تعیین دما و فشار با توجه به بازشدگی شیر از قانون بقای جرم و انرژی استفاده شده است. با استفاده از قانون بقای

بخار استفاده کرد. از آنجا که طبقه ی ورود بخار به حالت اشباع مشخص نیست از رابطه (۷) بین طبقه اول و آخر استفاده می شود. شرایط بخار در طبقه اول کاملاً سوپر هیت و در طبقه آخر اشباع می باشد. رابطه (۷) بصورت زیر نوشته می شود.

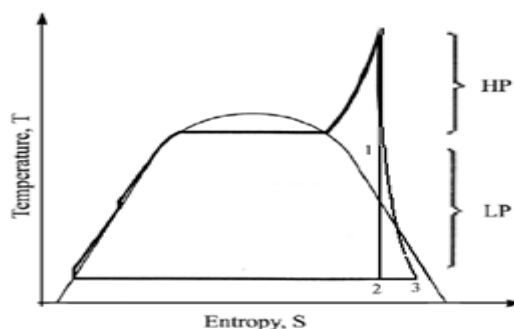
$$\frac{K_{in}A_{in}P_{in}}{\sqrt{T_{in}}} = \frac{K_{out}A_{out}P_{out}}{\sqrt{T_{out}}} \quad (22)$$

با توجه به اینکه دمای خروجی در حالت اشباع با فشار رابطه دارد داریم [۷]:

$$\frac{T_s}{T^*} = \frac{n_{10}+D - [(n_{10}+D)^2 - 4(n_9+n_{10}D)]^{1/2}}{2} \quad (23)$$

در رابطه (۲۷) $T^* = 1K$ می باشد. در این رابطه ضرایب E, D, G, F, β و n در [۷] آمده است همچنین $P^* = 1 \text{ Mpa}$ می باشد. با استفاده از روابط (۲۲) و (۲۳) دما و فشار در خروجی بدست خواهد آمد. به منظور محاسبه انتالی ابتدا فرآیند آیزنتروپیک فرض می شود. به این ترتیب طبق شکل ۴، فرآیند از نقطه ۱ به نقطه ۲ اتفاق می افتد. پس از آن با در نظر گرفتن بازده انتالی نقطه ۳ محاسبه خواهد شد. با توجه به سوپر هیت بودن بخار در نقطه ۱ انتروپی از رابطه زیر محاسبه خواهد شد [۷]. در رابطه (۲۴) پارامترها در [۷] موجود می باشد.

$$\frac{s(\pi, \tau)}{R} = \tau(\gamma_t^0 + \gamma_t^r) - (\gamma^0 + \gamma^r) \quad (24)$$

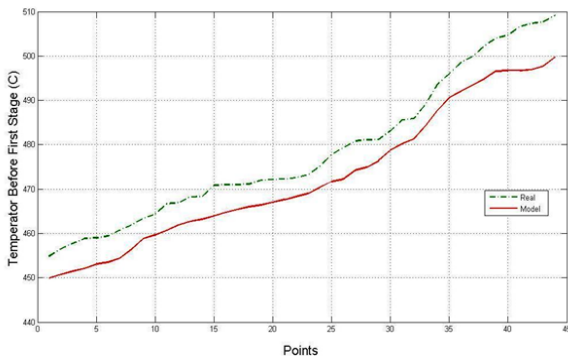


شکل ۴ فرآیند آیزنتروپیک در توربین [۷]

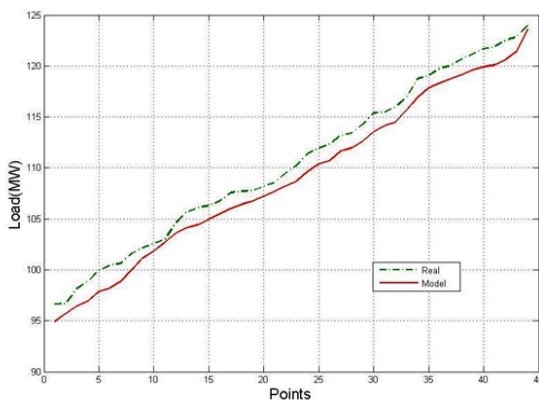
با مشخص بودن دما و انتروپی نقطه ۲ برای این نقطه از رابطه (۲۵) و (۲۶)، S_f و S_{fg} محاسبه خواهد شد [۸]. که در این رابطه دما بر حسب درجه سانتیگراد بوده و انتروپی با واحد kJ/kgk ضرایب معادله (۲۵) از [۸] بدست می آید.

$$s_f = a + bT_s + cT_s^2 + dT_s^3 \quad (25)$$

$$(26)$$



شکل ۶ مقایسه دمای بخار ورودی به توربین بخار نتایج حاصل از مدل و مقادیر واقعی



شکل ۷ مقایسه توان خروجی مدل با مقادیر واقعی

همانطور که در شکل‌های بالا مشاهده می‌کنید خطای بین مدل با مقادیر واقعی در اکثر نقاط کمتر از ۲٪ می‌باشد در نتیجه با توجه به استانداردهای مربوطه مدلسازی انجام شده دارای صحت قابل قبول می‌باشد.

۶- تعیین ست پوینت بهینه حلقه کنترل فشار در نقاط کاری مختلف

همانطور که می‌دانیم در سیکل رانکین هر چه فشار و دمای بخار ورودی به توربین افزایش یابد راندمان سیکل و توان تولیدی نیز افزایش خواهد یافت، با توجه به ساختار سیستم کنترل توربین بخار سری E اگر ست پوینت حلقه کنترل فشار کاهش یابد شیر کنترل بیشتر باز شده و اگر افزایش یابد شیر کنترل بسته‌تر می‌شود؛ انتظار داریم در نقاط کاری که کنترل ولو نیمه باز است با کاهش ست پوینت کنترل ولو بیشتر باز شده و در نتیجه افت فشار و دمای بخار کاهش یابد اما این مقدار کاهش ست پوینت فشار به چه میزان باید باشد، در اینجا ابتدا چند نکته را متذکر شویم:

جرم در دو طرف یک شیر کنترل رابطه (۳۲) را داریم همچنین از قانون بقای انرژی در دوطرف یک شیر کنترل میتوان افت هد را از رابطه (۳۳) محاسبه نمود برای بدست آوردن دبی از رابطه (۳۴) استفاده نمود در این رابطه C_v به ساختمان کنترل ولو بستگی دارد و از مشخصات کنترل ولو و تابعی از میزان بازشدگی ولو است و x میزان بازشدگی کنترل ولو می‌باشد [۱].

$$w = \rho VA \quad (32)$$

$$\Delta h_{tot} = \frac{v^2}{2g} \left(\frac{fL}{d} + k \right) \quad (33)$$

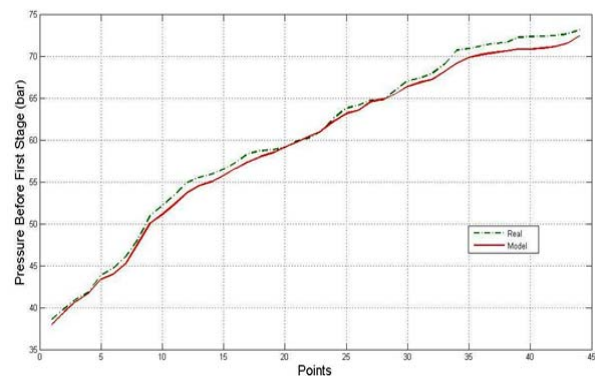
$$m_s = C_v(x) \cdot \sqrt{\Delta P \cdot \rho} \quad (34)$$

در رابطه ۳۳ عبارت $\frac{fL}{d}$ افت در طول لوله را نشان می‌دهد که در این مدلسازی مقدار آن ناچیز بوده و از آن صرف نظر می‌شود. اما پارامتری است که به درصد باز شدگی شیر کنترل مربوط می‌شود مقدار K از طریق اطلاعات موجود از نقاط کارکردی توربین برای درصدهای بازشدگی مختلف تعیین می‌شود. همچنین به منظور ارتباط برقرار کردن بین دما و فشار از رابطه (۳۵) مربوط به گازهای ایده‌آل استفاده شده است.

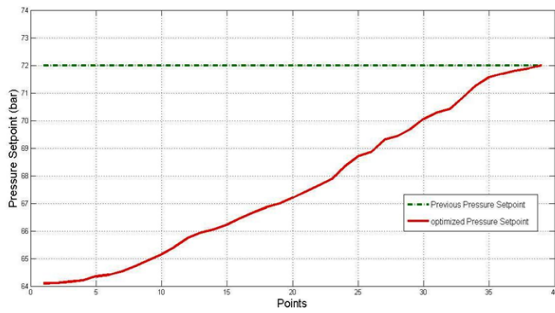
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (35)$$

۵-۵- نتایج حاصل از مدلسازی توربین بخار

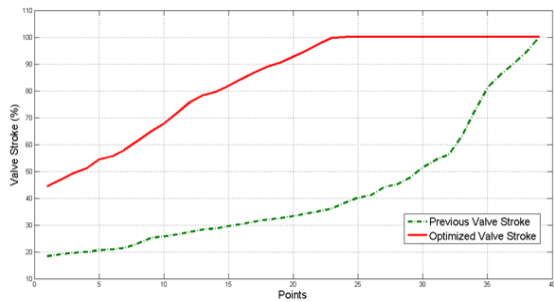
در این قسمت نتایج مدلسازی برای مهمترین پارامترها و برای ۴۴ نقطه کار ارائه شده است. این نقاط کار در بازه زمانی مشخص برای بارهای بین ۹۶ (با بازشدگی شیر کنترل ۱۸.۴۶٪) تا ۱۲۴ (با بازشدگی ۱۰۰٪) مگاوات می‌باشد.



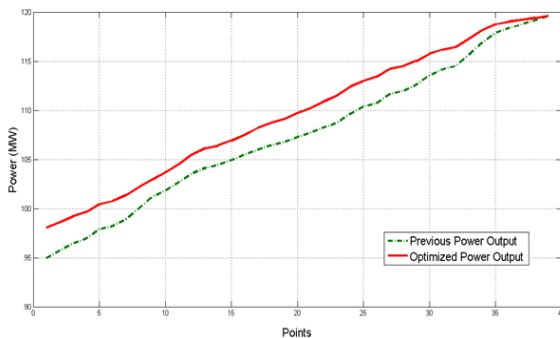
شکل ۵ مقایسه فشار بخار ورودی به توربین بخار نتایج حاصل از مدل و مقادیر واقعی



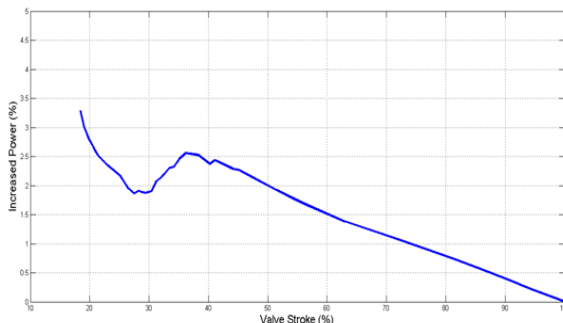
شکل ۸ مقایسه ست پوینت بهینه شده با مقدار قبلی



شکل ۹ مقایسه میزان بازشدگی کنترل ولو



شکل ۱۰ مقایسه توان خروجی



شکل ۱۱ درصد افزایش توان توربین بخار به ازای میزان بازشدگی کنترل ولو

۱- با کاهش ست پوینت فشار، و باز شدن بیشتر کنترل ولو فرض را بر این می گذاریم که در بدترین حالت دبی بخار تغییر نمی کند: کاهش ست پوینت فشار؛ حداکثر دبی عبوری از شیر کنترل در آن فشار را کاهش می دهد اما بازشدگی کنترل ولو را افزایش می دهد؛ در نهایت این دو اثر عکس موجب می شوند فرض را بر این بگذاریم که دبی بخار ثابت باقی می ماند.

۲- با ثابت ماندن دبی بخار و کاهش فشار پشت کنترل ولو دمای بخار پشت کنترل ولو کاهش می یابد: با توجه به سیکل رانکین با کاهش فشار، خط فرایند فشار ثابت پایین تر خواهد آمد در نتیجه گرمای مورد نیاز برای تبدیل آب مایع به بخار بیشتر می شود و موجب می شود دمای بخار پشت کنترل ولو کاهش یابد، مقدار گرمای داده شده در بویلر به بخش فشار قوی برابر است با:

$$Q = \dot{m}_s (h_{sw} - h_s) \quad (36)$$

که h_{sw} برابر آنتالپی بخار آب h_s آنتالپی آب مایع \dot{m}_s دبی آب و Q انرژی داده شده به آب می باشد با توجه به اینکه ما Q ، \dot{m}_s ، h_{sw} را طی فرایند تغییر ست پوینت فشار ثابت فرض کرده ایم در نتیجه آنتالپی بخار نیز ثابت باقی خواهد ماند با توجه به کاهش ست پوینت فشار، فشار پشت کنترل ولو کاهش می یابد برای ثابت ماندن آنتالپی بخار با توجه به جدول ویژگی های آب و بخار می بایست دما کاهش پیدا کند [۱۳].

۳- با کاهش ست پوینت فشار بخار و کاهش دمای بخار امکان کاهش کیفیت بخار خروجی از توربین بیشتر میشود مخصوصا با هر چه بیشتر باز شدن کنترل ولو و نزدیکتر شدن فشار دو طرف کنترل ولو به هم در مدلسازی انجام شده حداقل میزان کیفیت بخار برابر 0.88 در نظر گرفته شده است که حدی است برای کاهش میزان ست پوینت حلقه کنترل فشار [۱۲].

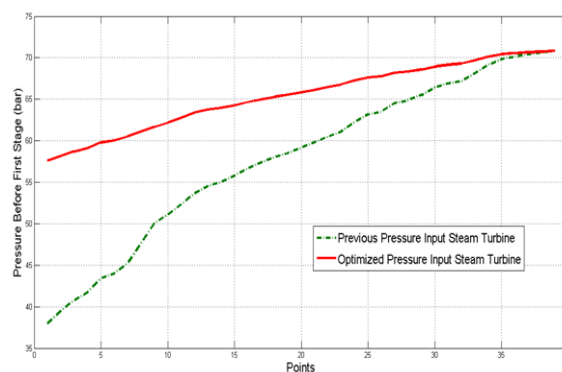
با توجه به موارد گفته شده به منظور یافتن ست پوینت بهینه، ست پوینت را با شیب ملایمی کاهش دادیم تا جایی که کیفیت بخار خروجی کمتر از 0.88 نشود نتیجه این روند برای ۳۹ نقطه کاری که کنترل ولو در آن ها کاملا باز نشده در شکل های زیر می بینید که با مقادیر موجود در نیروگاه مقایسه شده است.

پارامترهای مرتبط با توربین بخار نظیر دما، فشار و دبی بخار ورودی به توربین، میزان افت‌های فشار و دما به ازای درصد بازشدگی کنترل ولو، توان خروجی توربین بخار؛ کمتر از 2% و در اکثر نقاط کمتر از 1% می باشد که این میزان خطا بنا به استاندارد های مرتبط که میزان خطا را تا 2% قابل قبول می دانند بسیار کم و قابل قبول می باشد و در نتیجه از این مدل می توان در انواع شبیه سازهای مرتبط با نیروگاه‌های حرارتی استفاده کرد و همچنین می‌تواند در سیمولاتور های بلادرنگ^۵ که به منظور آموزش و تست نیروگاه‌ها طراحی می شود نیز مورد استفاده قرار بگیرد [۱۱].

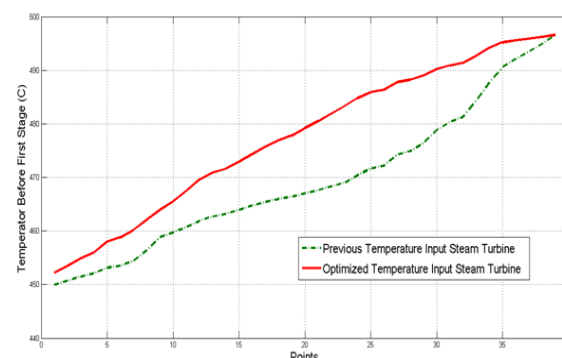
مراجع

- [1] SIEMENS AG – POWER GENERATION, MAPNA 22 YAZD, Basic Operation Training Steam Turbine
- [2] Steam turbine controller for E-turbines , IRAN POWER PLANT PROJECTS MANAGEMENT CO (Mapna)
- [3] Steam Turbine Generators Process Control and Diagnostics, Udo sill and Walter Zorner, Siemens
- [4] P. Thomas, "Simulation of industrial processes for control engineer", Department of electrical, electronic and information engineering, City University, London, 1999.
- [5] P. Albert, "Steam Turbine Thermal Evaluation and Assessment", GE Power Systems, Schenectady, New York.
- [6] A.W.Ordys, A.W.Pike M.A.Johnson, R.M.Katebi and M.J.Grimble, "Modeling and simulation of power generation plants", London, Springer-verlag, 1994.
- [7] "The International Association for the Properties of Water and Steam", Lucerne, Switzerland, August 2007.
- [8] P. E. LILEY, "Accurate simple equations for liquid water properties", School of Mechanical Engineering, Purdue University, 1998.
- [9] A. Chaibakhsh, A. Ghaffari, "Steam turbine model", Simulation Modelling Practice and Theory journal, 2008.
- [10] A. Chaibakhsh, A. Ghaffari, "Steam turbine model", Simulation Modelling Practice and Theory journal, 2008.
- [11] Instrument Society of America, Fossil-Fuel Power Plant Simulators –Functional Requirements, ISA-S77.20-1993, U.S.A., 1993
- [12] Steam Turbines in Combined Cycle, ASME PTC 6.2-2004

[۱۳] زونتاگ، بورگناک، ون وایلن، "مبانی ترمودینامیک"، ترجمه ملک‌زاده-کاشانی حصار، ویرایش ۶، ۱۳۸۴.



شکل ۱۲ مقایسه فشار بخار ورودی به توربین بخار



شکل ۱۳ مقایسه دمای بخار ورودی به توربین بخار

۷- نتیجه‌گیری

در این تحقیق با تمرکز بر ساختار کنترلی توربین بخار نشان دادیم می‌توان با تعیین ست‌پوینت مناسب حلقه کنترل فشار برای نقاط کار دور از نقطه کار نامی نیروگاه سیکل ترکیبی توان تولیدی توربین بخار سری E را به طور متوسط ۲.۴٪ (به طور متوسط ۲.۳ MW) افزایش داد که مقدار قابل توجهی است به این معنی که با فهم درست از نحوه بهره‌برداری و کنترل توربین بخار در نیروگاه سیکل ترکیبی که از مهمترین تجهیزات نیروگاهی در امر تولید توان الکتریکی می‌باشند به مقدار قابل توجهی از هدر رفت انرژی جلوگیری کرده و کارایی و بهره‌وری این نیروگاه‌ها را افزایش داد و این وجه تمایز این تحقیق نسبت به تحقیق‌های دیگر در زمینه افزایش بازده نیروگاه‌ها می‌باشد مخصوصاً در شرایطی که اکثر نیروگاه‌های سیکل ترکیبی در کشور ما در شرایط خارج نقطه کار نامی مشغول به کارند.

نکته دیگری که در مورد این تحقیق می‌توان گفت و از نتایج آن می‌باشد مدلسازی بسیار دقیق توربین بخار و کنترل ولو و سیستم کنترل آن است که کمتر در کشور انجام شده و اختلاف نتایج حاصل از مدل و مقادیر واقعی برای مهمترین

⁵ Real Time Simulator