

## بهینه‌سازی بازتوانی نیروگاه بخار بندرعباس توسط الگوریتم ژنتیک

صادق نیک‌بخت ناصرآباد\*  
کامران مبینی  
عبدالله مهرپناهی  
محمد رضا علی‌گودرز

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، دانشکده مهندسی مکانیک  
استادیار، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، دانشکده مهندسی مکانیک  
دانشجوی دکتری، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، دانشکده مهندسی مکانیک  
استادیار، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، دانشکده مهندسی مکانیک

### چکیده

در تحقیق حاضر پس از بررسی روش‌های مختلف بازتوانی و در نظر گرفتن شرایط فنی یک واحد ۳۲۰ مگاوات نیروگاه بخار بندرعباس، روش بازتوانی کامل جهت بهبود شرایط این نیروگاه انتخاب شده است. در این راستا کلیه زیرکشی‌های توربین بخار حذف شده و جهت گرمایش آب تغذیه از یک بویلر بازیاب گرمای دوفشاره بازگرمکن‌دار و دو توربین گاز V94.3A استفاده شده است. محاسبات انجام شده نشان داد که در اثر بازتوانی و بهینه‌سازی، راندمان انرژی نیروگاه تا ۵۳٫۹۹ درصد افزایش یافته و آهنگ گرما و نسبت انهدام انرژی به ترتیب ۲۹٫۲۷ درصد و ۳۶٫۰۷ درصد کاهش می‌یابند.

واژه‌های کلیدی: بهینه‌سازی، بازتوانی کامل، تحلیل انرژی، الگوریتم ژنتیک، بویلر بازیاب گرما، توربین گاز V94.3A

## Optimization of Bandarabbas Steam Power Plant Repowering Using Genetic Algorithm

**S. Nikbakht** M.Sc. Student, Shahid Rajae Teacher Training University, Department of Mechanical Engineering  
**K. Mobini** Assistant Professor, Shahid Rajae Teacher Training University, Department of Mechanical Engineering  
**A. Mehrpanahi** Ph.D. Student, Shahid Rajae Teacher Training University, Department of Mechanical Engineering  
**M. R. Aligoodarz** Assistant Professor, Shahid Rajae Teacher Training University, Department of Mechanical Engineering

### Abstract

In this study, after investigating different methods of repowering and considering technical conditions of a 320MW unit at Bandar Abbas steam power plant, full repowering method has been chosen for the power plant improvement. For this purpose, all the steam turbine extractions have to be removed and a heat recovery steam generator (HRSG) and two V94.3A gas turbines have to be used. The results obtained from the repowered plant simulation showed that due to repowering and optimization, exergy efficiency increases by about 53.99% and heat rate and exergy destruction ratio will decline by 29.27% and 36.07%, respectively.

**Keywords:** Optimization, Full repowering, Exergy analysis, Genetic algorithm, HRSG, V94.3A gas turbine

## ۱- مقدمه

از آنجایی که پیشرفت‌های فن‌آوری و فرایندهای وابسته به انرژی به طور عمده بر برق تکیه دارد، پیش‌بینی می‌شود تا سال ۲۰۵۰ نیاز به افزایش ۴۰ تا ۴۵ درصدی تولید برق وجود داشته باشد [۱]. مهمترین منبع انرژی برای تولید برق سوخت‌های فسیلی هستند که حدوداً ۹۰ درصد از انرژی مصرفی جهان را تشکیل می‌دهند. این رویه با دو مشکل روبرو خواهد بود: مشکل آلودگی‌های زیست‌محیطی و مشکل اتمام سوخت‌های فسیلی در آینده‌ای نه چندان دور. نیاز روزافزون به تولید برق سبب نیازمندی به تاسیس نیروگاه‌های حرارتی جدید می‌گردد و از آنجایی که سوخت اغلب نیروگاه‌های گرمای مازوت می‌باشد، وجود درصد بالای گوگرد در این سوخت و همچنین بالا بودن نسبت کربن به هیدروژن و احتراق ناقص، سبب تولید آلاینده‌های گوناگون می‌گردد. با توجه به رشد سالانه ۴٫۵ درصد مصرف برق در ایران [۲]، بازتوانی نیروگاه‌های بخار که از سوخت‌های فسیلی استفاده می‌نمایند، روشی مناسب برای افزایش راندمان و توان خروجی و همچنین کاهش آلاینده‌ها می‌باشد. بازتوانی یک نیروگاه به معنای استفاده از گرمای گازهای خروجی از توربین‌های (های) گاز و استفاده از آن در یک سیکل بخار است. بازتوانی فرصتی است برای بهبود قابلیت‌های یک نیروگاه بخار موجود. در حال حاضر بهترین روش برای بازتوانی استفاده از سیکل توربین گازی با سوخت گاز طبیعی است. بازتوانی یک نیروگاه بخار می‌تواند راندمان و توان خالص خروجی آن را نسبت به حالت اول بترتیب ۳۰-۲۰ درصد و ۲۰۰-۱۵۰ درصد افزایش دهد [۳-۵].

به طور کلی بازتوانی را به دو دسته تقسیم‌بندی می‌کنند: بازتوانی جزئی و بازتوانی کامل. بازتوانی جزئی برای بهبود عملکرد نیروگاه‌های مدرن بکار برده می‌شود [۶] و [۷]. متداول‌ترین روش‌های بازتوانی جزئی عبارتند از [۶]، [۸] و [۹]:

\* بازتوانی جزئی به روش گرمایش آب تغذیه

\* بازتوانی جزئی به روش جعبه هوای داغ

\* بازتوانی جزئی به روش بویلر کمکی

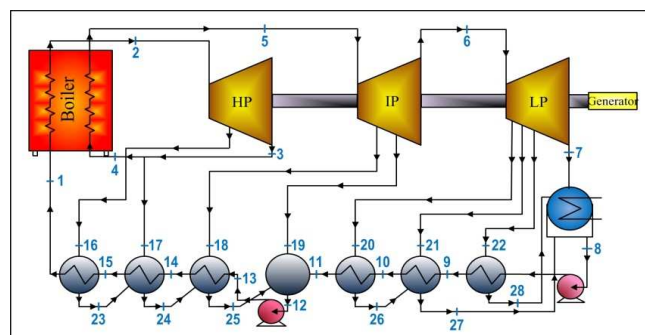
بازتوانی کامل جهت بهبود عملکرد نیروگاه‌های بخار قدیمی بکار برده می‌شود. میانگین عمر این نیروگاه‌ها می‌بایست بالاتر از ۲۵ سال باشد. این روش متداول‌ترین و ساده‌ترین روش بازتوانی نیروگاه است و بهترین گزینه برای به حداکثر رساندن راندمان با هزینه کم می‌باشد [۱۰] و [۱۱].

## ۲- مشخصات نیروگاه بخار بندرعباس

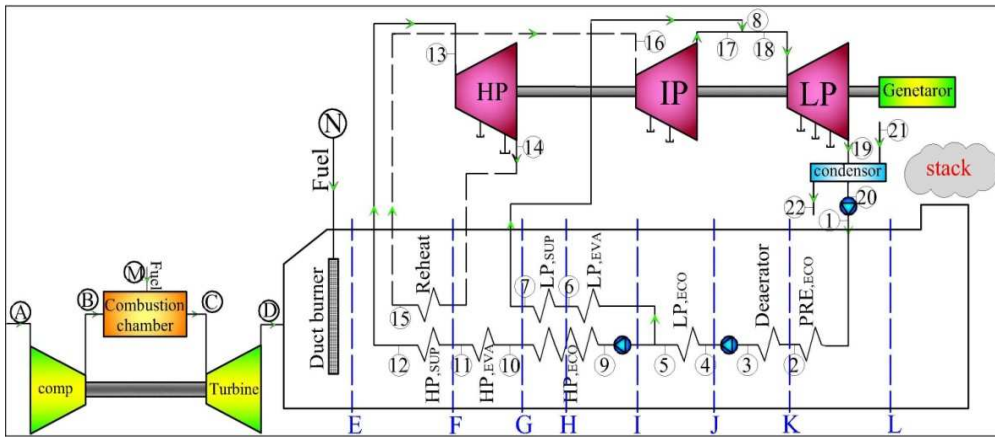
نیروگاه بخار بندرعباس در ۱۲ کیلومتری غرب بندرعباس و در کنار دریا احداث شده است. این نیروگاه شامل چهار واحد ۳۲۰ مگاوات ساخت شرکت G.I.E ایتالیا بوده که بخش اعظم برق جنوب و حدود ۱٫۸ درصد از برق کشور را تامین می‌نماید. توربین بخار نیروگاه در سه سطح فشار بالا، فشار متوسط و فشار پایین طراحی شده است و بخار مورد نیاز توربین‌های بخار در ابتدا به صورت مایع توسط هفت آبگرمکن آب تغذیه پیش‌گرم و هوازدایی شده و پس از تیخیر توسط بویلر، به صورت بخار خشک با دمای ۸۱۲٫۵ کلوین و فشار ۱۷۰ بار وارد بخش فشار بالای توربین بخار نیروگاه می‌گردد (شکل ۱).

## ۳- بازتوانی نیروگاه

با توجه به عمر کاری نیروگاه بخار بندرعباس، مناسب‌ترین حالت بازتوانی برای نیروگاه بازتوانی کامل می‌باشد. در این روش بویلر و آبگرمکن‌های آب تغذیه نیروگاه و به تبع آن زیرکشی‌های توربین بخار حذف می‌گردد. از آنجایی که تحقیق حاضر سعی در استفاده از تولیدات داخل کشور دارد، جهت گرمایش آب تغذیه نیروگاه از یک بویلر بازیاب گرما دو فشاره با بازگرمکن و یک یا چند توربین گاز V94.3A که در کشور تولید می‌گردند، استفاده شده است. شکل ۲ طرحواره نیروگاه پس از بازتوانی کامل را نمایش می‌دهد. بهترین حالت بازتوانی زمانی است که شرایط ایده‌آل بخار توربین‌های بخار تامین گردد [۸]، یعنی در سیکل بازتوانی شده شرایط بخار ورودی به توربین‌های بخار، کاملاً مشابه سیکل مرجع باشد. لذا انتخاب یک بویلر بازیاب گرمای دوفشاره بازگرمکن‌دار، مناسب‌ترین گزینه برای بازتوانی است.



شکل ۱- طرحواره نیروگاه بخار بندرعباس



شکل ۲- طرحواره نیروگاه بخار بندرعباس پس از بازتوانی

#### ۴- روابط حاکم بر مدلسازی

مدلسازی سیکل بازتوانی به کمک نرم افزار EES صورت گرفته است. مدلسازی برای دو قسمت توربین گاز و توربین بخار به صورت نقطه به نقطه انجام شده و پس از اعتبارسنجی با یک مدل واقعی، سیکل بازتوانی شده مدلسازی و تحلیل گردیده است. مدلسازی و تحلیل هر بخش به صورت جداگانه انجام گرفته است و روابط حاکم بر این تحلیل در این بخش آمده است. معادله (۱)، رابطه بین دمای ورودی و خروجی کمپرسور است:

$$T_B = T_A \left[ 1 + \frac{r_{pc} \left( \frac{k_a - 1}{k_a} \right) - 1}{\eta_{ise,AC}} \right] \quad (1)$$

کار محوری و کار مورد نیاز کمپرسور بشکل زیر تعریف می‌شوند:

$$w = - \int v \cdot dp \quad (2)$$

$$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_a \cdot \left[ \frac{C_{p,out,AC} \cdot T_B - C_{p,in,AC} \cdot T_A}{\eta_{mec,AC}} \right] \quad (3)$$

محفظه احتراق توسط رابطه تعادلی زیر مدلسازی شده است:

$$\dot{m}_a C_{p,B} T_B + \dot{m}_f LHV + \dot{m}_f C_{p,f} T_f = \dot{m}_g C_{p,C} + (1 - \eta_{Cch}) \dot{m}_f LHV \quad (4)$$

گرمای ویژه هوا در دمای  $T_a$  از رابطه (۵) بدست می‌آید [۱۲، ۱۳]:

$$C_{p,a} = 1.04841 - 3.8371 \cdot \frac{T_a}{10^4} + 9.4537 \cdot \frac{T_a^2}{10^7} - 5.49031 \cdot \frac{T_a^3}{10^{10}} + 7.9298 \cdot \frac{T_a^4}{10^{14}} \quad (5)$$

رابطه (۶) معرف ظرفیت گرمایی گاز در دمای  $T_g$  است [۱۲، ۱۳]:

$$C_{p,g} = 0.991615 + 6.99703 \cdot \frac{T_g}{10^5} + 2.7129 \cdot \frac{T_g^2}{10^7} - 1.22442 \cdot \frac{T_g^3}{10^{10}} \quad (6)$$

دمای گاز خروجی از توربین از رابطه فرآیند آدیباتیک بدست می‌آید:

$$T_D = T_C \left[ 1 - \eta_{ise,t} \left( 1 - r_{pt}^{\frac{1-k_g}{k_g}} \right) \right] \quad (7)$$

معادلات توان خروجی توربین گاز و توان خالص خروجی آن عبارتند از:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_g \left[ \eta_{mec,t} (C_{p,g,in,t} T_C - C_{p,g,out,t} T_D) \right] \quad (8)$$

$$\dot{W}_{net,GT} = \dot{W}_t - \dot{W}_{AC} \quad (9)$$

مجرای سوزان تعبیه شده در ورودی بویلر بازیاب گرما، وظیفه ایجاد پایداری در نیروگاه را در شرایط مختلف عهده‌دار می‌باشد. دبی سوخت مصرفی داکت برنر نمی‌تواند بیشتر از  $2 \text{ kg/sec}^{-1}$  باشد [۱۴]. دمای گاز خروجی از داکت برنر توسط رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد:

$$N[\dot{m}_g (C_{p,g,out,GT})(T_{g,out,GT})] + \eta_{combustion} \cdot \dot{m}_{fuel,db} \cdot LHV = \dot{m}_{g,in,HRS} (C_{p,g,in,HRS})(T_{g,in,HRS}) \quad (10)$$

رابطه حاکم بر دیگ بازیاب گرما که بر پایه تعادل آب-گاز بنا شده است به شکل زیر است:

$$\dot{m}_{fw} (h_{out,fw} - h_{in,fw}) = \dot{m}_{g,in,HRS} C_{p,g} (T_{in,g} - T_{out,g}) (1 - E_t) \quad (11)$$

اختلاف دماهای پینچ<sup>۱</sup> و اپروچ<sup>۲</sup> که دو محدودیت بویلر بازیاب گرما می‌باشند، از روابط زیر بدست می‌آیند.

$$\Delta T_{pinch} = T_{g,out,eva} - T_{fw,in,eva} \quad (12)$$

$$\Delta T_{approach} = T_{fw,eva} - T_{out,eco} \quad (13)$$

کاهش اختلاف دمای پینچ نیازمند افزایش سطح انتقال گرما و در نتیجه افزایش طول لوله‌ها و افزایش حجم بویلر بازیاب گرما و افزایش هزینه می‌گردد. وجود اختلاف دمای اپروچ جهت

<sup>1</sup> pinch  
<sup>2</sup> approach

جلوگیری از تشکیل بخار در اکونومایزر و ایجاد شوک گرمایی است [۱۵].

نمودار شکل ۳ نشان‌دهنده تغییرات دمای گاز و آب تغذیه در عبور از بویلر بازیاب گرما و همچنین اختلاف دمای پینچ و اپروچ در هر قسمت می‌باشد.

دو پارامتر مهم دیگر در بویلر بازیاب گرما  $K$  و  $y$  می‌باشند که اولی مشخص‌کننده نسبت دبی بخار در حالت بازتوانی به دبی بخار در بار نامی بوده و دومی مشخص‌کننده نسبت دبی بخار عبوری از بخش فشار بالا به کل دبی آب تغذیه ورودی به بویلر بازیاب گرما می‌باشد:

$$K = \frac{\dot{m}_{fw,new}}{\dot{m}_{fw,nom,base}} \quad (14)$$

$$y = \frac{\dot{m}_{hp,line}}{\dot{m}_{fw,new}} \quad (15)$$

خروج از حالت طراحی در بازتوانی موجب تغییر در فشار خروجی توربین‌های بخار می‌گردد. فشار خروجی از هر بخش به کمک رابطه استودالا به دبی جرمی بخار وابسته می‌شود [۱۶]:

$$\frac{\dot{m}_{new}}{\dot{m}_{first}} = \frac{p_{out,new}}{p_{out,first}} \cdot \sqrt{\frac{T_{in,first}}{T_{in,new}}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_{in,new}}{p_{out,new}}\right)^2}{1 - \left(\frac{p_{in,first}}{p_{out,first}}\right)^2}} \quad (16)$$

راندمان آیزنتروپیک توربین بخار نیز زمانی که از حالت طراحی خارج شود، به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۶]:

$$\frac{\eta_{ise,st,new}}{\eta_{ise,st,first}} = -1.0176 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{new}}{\dot{m}_{first}}\right)^4 + 2.4443 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{new}}{\dot{m}_{first}}\right)^3 - 2.1812 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{new}}{\dot{m}_{first}}\right)^2 + 1.0535 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{new}}{\dot{m}_{first}}\right) + 0.701 \quad (17)$$

توان تولیدی توربین‌های بخار توسط رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\dot{W}_{ST} = \dot{m}_{ST} \cdot (h_{in,ST} - h_{out,ST}) \quad (18)$$

آهنگ گرما در هر سیستم برابر مقدار گرمای لازم جهت تولید یک واحد کار خالص توسط آن سیستم می‌باشد:

$$HR_{pp} = \frac{\dot{m}_f LHV_f}{\dot{W}_{pp}} \cdot 3600 \quad (19)$$

اگرژی به معنای کیفیت انرژی بوده و در واقع به بخش از انرژی گفته می‌شود که توانایی انجام کار دارد. به طور کلی اگرژی به چهار شکل فیزیکی، شیمیایی، جنبشی و پتانسیل مورد بررسی قرار می‌گیرد [۱۷].

$$e = e^{PH} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CH} \quad (20)$$

با توجه به ناچیز بودن مقادیر انرژی جنبشی و پتانسیل نسبت به دو جمله دیگر، می‌توان از این مقادیر صرف‌نظر نمود.

اگرژی فیزیکی برای مایعات و گازها به ترتیب توسط روابط (۲۱) و (۲۲) بدست می‌آید [۱۳] و [۱۶]:

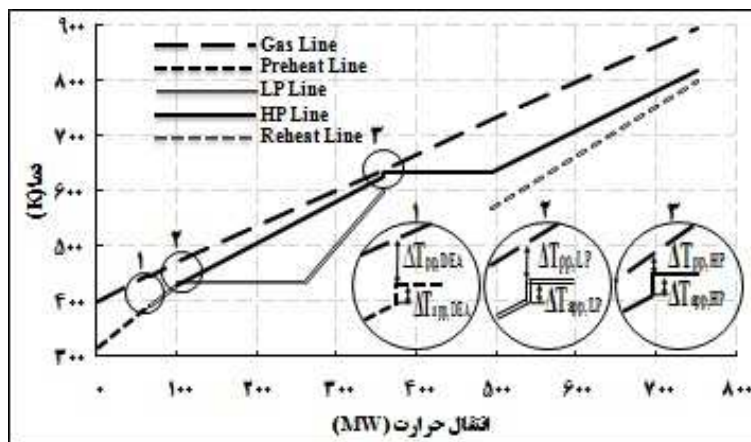
$$e^{PH} = (h - h_0) - T_0 (S - S_0) \quad (21)$$

$$e^{PH} = C_{p(T)} \left[ T - T_0 - T_0 \ln \left( \frac{T}{T_0} \right) \right] + RT_0 \left( \frac{p}{p_0} \right) \quad (22)$$

اگرژی شیمیایی هیدروکربن‌های با فرمول شیمیایی  $C_aH_b$  به صورت زیر تعریف می‌گردد [۱۲]، [۱۳] و [۷]:

$$e^{CH} = LHV \cdot \gamma_f \quad (23)$$

$$\gamma_f = 1.033 + 0.0169 \frac{b}{a} - \frac{0.0698}{a} \quad (24)$$



شکل ۳- نمودار تغییرات دما بر حسب گرمای جذب شده توسط آب تغذیه در طول بویلر بازیاب گرما

تطابق قابل قبول نتایج مدلسازی با داده‌های نیروگاه دارد. از جمله کمیت‌های مهم در توربین گاز، نوع گاز طبیعی استفاده شده به عنوان سوخت نیروگاه است. اجزای تشکیل دهنده سوخت و درصد حجمی آنها در جدول ۶ ارائه شده است.

### ۶-۳- سیکل باز توانی شده

مشخصات نقطه به نقطه مدلسازی توربین گاز و بخش گازی بویلر بازیاب گرما پس از بهینه سازی در جدول ۷ ارائه شده است. مشخصات ترمودینامیکی و اگزرژی بخش گازی نیروگاه نشان دهنده رعایت محدودیت‌ها در دو بخش توربین گاز و بویلر بازیاب گرما می‌باشد. این محدودیت‌ها شامل دمای پینچ و دمای گاز خروجی از بویلر بازیاب گرما می‌باشد.

جدول ۸ شامل خصوصیات ترمودینامیکی و اگزرژی آب تغذیه در عبور از سیکل است. باتوجه به جداول ۷ و ۸ حداقل اختلاف دمای پینچ در اواپراتور فشار بالا اتفاق افتاده و برابر  $37.18^{\circ}\text{C}$  است. دمای گاز خروجی از بویلر بازیاب گرما نیز به مقدار حداقل خود یعنی  $120^{\circ}\text{C}$  رسیده است.

علاوه بر افزایش راندمان، از اهداف اصلی باز توانی افزایش توان نیروگاه است. از طرفی به دلیل خروج از حالت طراحی امکان کاهش توان خروجی وجود دارد. لذا کاهش توان نیروگاه تنها در محدوده خاصی امکان پذیر است. نتایج حاصل از تحلیل اگزرژی سیکل باز توانی شده با اعمال فرض کاهش توان نیروگاه تا حداکثر ۷۰ درصد مقدار بار نامی، نشان می‌دهد که حداقل تعداد توربین گاز V94.3A لازم برای تامین انرژی مورد نیاز گرمایش آب تغذیه، جهت باز توانی نیروگاه بخار بندرعباس ۱۷۵ است. لذا حداقل ۲ توربین گاز جهت باز توانی نیروگاه مورد نیاز است. با اعمال محدودیت‌ها، مدلسازی و بهینه‌سازی سیکل باز توانی شده، نتایج جدول ۹ برای نیروگاه بدست آمده است.

جدول ۱- رابطه انهدام اگزرژی قسمت‌های مختلف نیروگاه باز توانی

شده

| شماره | رابطه انهدام اگزرژی   | اجزای نیروگاه     |
|-------|---|-------------------|
| (۲۹)  | $\dot{E}_A^a + \dot{E}_{AC}^W - \dot{E}_B^a = \dot{E}_{AC}^D$   | کمپرسور           |
| (۳۰)  | $\dot{E}_B^a + \dot{E}_E^f - \dot{E}_C^g = \dot{E}_{Cch}^D$   | محفظه احتراق      |
| (۳۱)  | $\dot{E}_C^g - \dot{E}_D^g - \dot{E}_t^W = \dot{E}_t^D$   | توربین            |
| (۳۲)  | $\left[ \begin{aligned} &N \cdot \dot{E}_D^g + \dot{E}_{DB}^f + \dot{E}_{LP,Pump}^W \\ &+ \dot{E}_{HP,Pump}^W - (\dot{E}_7^{fw} + \dot{E}_{12}^{fw} - \dot{E}_1^{fw}) \\ &- (\dot{E}_{15}^{fw} - \dot{E}_{14}^{fw}) - \dot{E}_{Stack}^g = \dot{E}_{HRSG}^D \end{aligned} \right]$ | بویلر بازیاب گرما |
| (۳۳)  | $\dot{E}_{20}^{fw} + \dot{E}_{Cond,Pump}^W - \dot{E}_1^{fw} = \dot{E}_{Cond,Pump}^D$  | پمپ چگالنده       |
| (۳۴)  | $(\dot{E}_{19}^{fw} - \dot{E}_{20}^{fw}) - (\dot{E}_{22}^{sw} - \dot{E}_{21}^{sw}) = \dot{E}_{Cond}^D$  | چگالنده           |
| (۳۵)  | $\sum \dot{E}_{in}^{fw} - \sum \dot{E}_{out}^{fw} - \dot{E}_{ST}^W = \dot{E}_{ST}^D$  | توربین بخار       |

معادله (۲۵) معرف راندمان اگزرژی سیکل باز توانی شده می‌باشد:

$$\eta_{ex,RC} = \frac{\sum_i \dot{W}_i}{\sum_i \dot{E}_f} \quad (25)$$

در این رابطه صورت کسر توان خالص خروجی نیروگاه و مخرج کسر اگزرژی سوخت ورودی به سیکل باز توانی شده می‌باشد.

$$\sum_i \dot{W}_i = \dot{W}_{net,GT} + \dot{W}_{net,ST} \quad (26)$$

$$\sum_i \dot{E}_f = (N \cdot \dot{m}_{f,Cch} + \dot{m}_{f,DB}) \cdot \gamma_f \cdot LHV \quad (27)$$

انهدام اگزرژی بخشی از اگزرژی یک سیستم می‌باشد که در اثر بازگشت ناپذیری از آن سیستم جدا شده است. انهدام اگزرژی سیکل باز توانی شده به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۳]:

$$N(\dot{E}_A^a + \dot{E}_M^f) + \dot{E}_N^f + \dot{E}_{21}^{sw} + \dot{E}_{Cond,Pump}^W - \dot{E}_M^g - \dot{E}_{22}^{sw} - \dot{E}_{net,ST}^W - N \cdot \dot{E}_{net,GT}^W = \dot{E}_{RC}^D \quad (28)$$

رابطه انهدام اگزرژی قسمت‌های مختلف نیروگاه باز توانی شده در جدول ۱ ارائه شده است.

### ۵- بهینه‌سازی

بهینه‌سازی سیکل باز توانی توسط الگوریتم ژنتیک با ۱۲ پارامتر مستقل توسط بخش بهینه‌سازی نرم افزار EES انجام می‌گیرد. بدین منظور ابتدا پارامترهای مستقل و محدوده مجاز تغییرات آنها مشخص می‌شود. سپس مقادیر اولیه کمیت‌های مستقل (داده‌های ورودی نرم افزار) مطابق یک حالت مجاز اعمال می‌گردد. در نهایت سیکل باز توانی شده بر اساس این مقادیر اولیه و محدودیت‌های مجاز، بهینه سازی می‌شود. مقادیر اولیه کمیت‌های مستقل و محدوده مجاز تغییرات آنها و همچنین محدوده مجاز تغییرات برخی از کمیت‌های وابسته دارای اهمیت، مانند اختلاف دمای پینچ و دمای گاز خروجی از بویلر بازیاب گرما، جهت به حداکثر رساندن تابع هدف، که همان راندمان اگزرژی نیروگاه است، در جدول ۲ آمده است [۱۹-۲۰].

### ۶- نتایج و بحث

#### ۶-۱- نیروگاه بخار قبل از باز توانی

از آنجایی که مشخصات نیروگاه بخار موجود در نقاط مختلف، برای تحلیل باز توانی مورد نیاز است، این مشخصات در جدول ۳ ارائه شده است. جهت اعتبارسنجی مدل استفاده شده، نتایج حاصل از مدل‌سازی با داده‌های بدست آمده از نیروگاه بخار بندرعباس در جدول ۴ مقایسه شده است. این جدول نشان می‌دهد نتایج مدلسازی مطابقت خوبی با داده‌های نیروگاه دارد.

#### ۶-۲- توربین گاز

نتایج حاصل از مدلسازی توربین گاز V94.3A نیز با داده‌های بدست‌آمده از یک واحد ۲۱۷،۵۸ مگاوات نیروگاه رودشور در جدول ۵ ارائه و مقایسه شده‌اند. این مقایسه نشان از

جدول ۲- محدودیت کمیت‌های بهینه سازی

| دلیل                    | محدودیت کمیت  |
|-------------------------|---|
| محدودیت فشار خط لوله    | $T_{in,hpt} < 538^{\circ}C$                         |
| محدودیت دمایی مواد      | $T_C(TIT) < 1700^{\circ}C$                          |
| تولید بخار/شوگ گرمایی   | $5^{\circ}C < \Delta T_{app,pre,eco} < 15^{\circ}C$ |
| تولید بخار/شوگ گرمایی   | $5^{\circ}C < \Delta T_{app,1p,eco} < 15^{\circ}C$  |
| تولید بخار/شوگ گرمایی   | $5^{\circ}C < \Delta T_{app,hp,eco} < 15^{\circ}C$  |
| محدودیت خط فشار لوله    | $P_{in,hpt} < 170bar$                               |
| داده های تجاری          | $\dot{W}_{net,GT} < 293MW$                          |
| محدودیت دمای گرمکن      | $\dot{m}_{t,DB} < 2kg.sec^{-1}$                     |
| تولید گرمای مورد نیاز   | $N > 2$   |
| داده های تجاری          | $r_{pc} < 22$                                       |
| بار حداقل و حداکثر      | $0.35 < k < 1.373$                                  |
| داده های تجاری          | $0.65 < y < 0.88$                                   |
| محدودیت دمایی نقطه شبنم | $T_L > 120^{\circ}C$                                |
| صرفه اقتصادی            | $\Delta T_{pp,DEA} > 5^{\circ}C$                    |
| صرفه اقتصادی            | $\Delta T_{pp,1p,eva} > 5^{\circ}C$                 |
| صرفه اقتصادی            | $\Delta T_{pp,hp,eva} > 5^{\circ}C$                 |

جدول ۳- نتایج تحلیل نیروگاه بخار بندرعباس قبل از بازتوانی

| نقاط | دما (K) | فشار (bar) | دبی جرمی (kg.sec <sup>-1</sup> ) | آنتالپی (kJ.kg <sup>-1</sup> ) | اگرژی (kJ.kg <sup>-1</sup> ) |
|------|---------|------------|----------------------------------|--------------------------------|------------------------------|
| ۱    | ۵۴۶٫۴   | ۱۷۷٫۳      | ۲۸۸٫۷                            | ۱۲۸۷٫۳                         | ۳۵۲٫۷۶                       |
| ۲    | ۸۱۱٫۰   | ۲۸۵٫۶      | ۱۷۰٫۰                            | ۳۳۹۲٫۹                         | ۱۴۷۷٫۳                       |
| ۳    | ۵۹۹٫۳   | ۳۸٫۷۸      | ۲۴۶٫۰                            | ۳۰۳۴٫۱                         | ۱۰۸۸٫۶                       |
| ۴    | ۵۹۸٫۹   | ۳۸٫۵۴      | ۲۲۲٫۳                            | ۳۰۳۳٫۶                         | ۱۰۸۷٫۶                       |
| ۵    | ۸۱۱٫۰   | ۳۴٫۹۲      | ۲۲۱٫۲                            | ۳۵۳۷٫۰                         | ۱۳۶۱٫۲                       |
| ۶    | ۵۹۶٫۰   | ۷٫۲۳۰      | ۲۰۷٫۴                            | ۳۱۰۵٫۹                         | ۹۰۱٫۲۳                       |
| ۷    | ۳۴۱٫۰   | ۰٫۱۰۰      | ۱۷۸٫۶                            | ۲۴۰۱٫۱                         | ۱۱۲٫۱۴                       |
| ۸    | ۳۱۵٫۵   | ۰٫۰۸۶      | ۲۰۷٫۹                            | ۱۷۷٫۵۰                         | ۱۶۰٫۱۰                       |
| ۹    | ۳۳۹٫۲   | ۷٫۶۵۸      | ۲۰۷٫۹                            | ۲۷۷٫۱۲                         | ۱۰۵۵۰                        |
| ۱۰   | ۳۶۲٫۱   | ۷٫۴۸۰      | ۲۰۷٫۹                            | ۳۷۳٫۱۰                         | ۲۴۳۳۰                        |
| ۱۱   | ۳۹۸٫۵   | ۷٫۳۳۰      | ۲۰۷٫۹                            | ۵۲۶٫۹۴                         | ۵۶۶۶۷                        |
| ۱۲   | ۳۳۷٫۹   | ۷٫۱۳۰      | ۲۸۸٫۷                            | ۶۹۶٫۳۴                         | ۱۰۴۴۰                        |
| ۱۳   | ۴۴۰٫۱   | ۱۷۸٫۰      | ۲۸۸٫۷                            | ۷۱۵٫۴۳                         | ۱۲۳۲۵                        |
| ۱۴   | ۴۷۵٫۴   | ۱۷۷٫۷      | ۲۸۸٫۷                            | ۸۶۹٫۱۶                         | ۱۷۶٫۱۹                       |
| ۱۵   | ۵۱۷٫۸   | ۱۷۷٫۵      | ۲۸۸٫۷                            | ۱۰۶۱٫۱                         | ۲۵۲۰٫۷                       |
| ۱۶   | ۷۰۲٫۱   | ۷۹٫۵۳      | ۳۰۳٫۹                            | ۳۲۱۷٫۹                         | ۱۲۷۷٫۸                       |
| ۱۷   | ۵۹۸٫۹   | ۳۸٫۵۴      | ۲۲۸٫۵                            | ۳۰۳۳٫۶                         | ۱۰۸۷٫۶                       |
| ۱۸   | ۷۰۷٫۵   | ۱۷٫۱۷      | ۱۳۸٫۲                            | ۳۳۲۷٫۱                         | ۱۱۳۸٫۱                       |
| ۱۹   | ۵۹۳٫۹   | ۷٫۵۳۰      | ۱۳۷٫۳                            | ۳۱۰۱٫۳                         | ۹۰۱٫۱۵                       |
| ۲۰   | ۴۸۶٫۳   | ۲٫۵۴۰      | ۱۲٫۸۲                            | ۲۸۵۷٫۵                         | ۶۵۰٫۷۲                       |
| ۲۱   | ۳۷۳٫۳   | ۰٫۷۷۰      | ۷٫۳۴۳                            | ۲۶۷۹٫۱                         | ۴۳۶۸۴                        |
| ۲۲   | ۳۵۳٫۰   | ۰٫۳۰۰      | ۸٫۳۱۱                            | ۲۵۴۵٫۳                         | ۲۸۹٫۴۲                       |
| ۲۳   | ۵۲۲٫۸   | ۷۷٫۱۵      | ۳۹٫۳۹                            | ۱۰۸۳٫۸                         | ۲۵۴۵۴                        |
| ۲۴   | ۴۸۰٫۴   | ۳۷٫۱۴      | ۵۳٫۲۴                            | ۸۸۵٫۷۲                         | ۱۷۲٫۱۵                       |
| ۲۵   | ۴۴۵٫۱   | ۱۶٫۶۶      | ۶۷٫۰۵                            | ۷۲۸٫۰۲                         | ۱۱۵٫۲۸                       |
| ۲۶   | ۳۶۷٫۱   | ۲٫۵۶۰      | ۱۲٫۸۲                            | ۳۹۳٫۷۴                         | ۲۷٫۵۶۰                       |
| ۲۷   | ۳۴۴٫۲   | ۰٫۷۵۰      | ۲۰٫۱۶                            | ۲۹۷٫۴۴                         | ۱۲٫۴۰۱                       |
| ۲۸   | ۳۴۱٫۲   | ۰٫۲۹۰      | ۸٫۳۱۱                            | ۲۸۴٫۸۷                         | ۱۰۸۰۱                        |

جدول ۴- مقایسه نتایج مدلسازی با داده‌های نیروگاه بخار

| کمیت         | واحد | نتایج مدلسازی | داده های نیروگاه | خطا (%) |
|--------------|------|---------------|------------------|---------|
| توان کل      | MW   | ۳۲۵           | ۳۲۰              | ۱٫۷۲    |
| بازده گرمایی | %    | ۳۹٫۳۶         | ۳۸٫۷             | ۱٫۳۴    |

سیکل‌های ترکیبی موجود پس از بهینه سازی راندمانی نزدیک به ۵۶ درصد دارند. این به معنای امکان پذیر و موثر بودن اعمال بازتوانی بر نیروگاه بخار بندرعباس می‌باشد. چرا که بازتوانی از یک طرف راندمان، آهنگ گرمای و انهدام اگزرژی نیروگاه را بهبود بخشیده و از طرف دیگر شرایط تولید بخار توسط بویلر بازیاب گرما با شرایط بخار مورد نیاز توربین‌های بخار مطابقت خوبی دارد. داده‌های جدول ۸ که ارائه دهنده مشخصات ترمودینامیکی و اگزرژی سیکل بازتوانی شده پس از بهینه‌سازی است، شاهدهی بر وجود این انطباق می‌باشد. از داده‌های جدول ۱۰ تأثیر بهینه سازی بازتوانی نیروگاه بر کمیت‌های مهمی مانند راندمان اگزرژی، نرخ گرما و نسبت انهدام اگزرژی قابل مشاهده است.

کمیت‌های مستقل ارائه شده در جدول ۲ به طور محسوسی بر مشخصات ترمودینامیکی و اگزرژی سیکل بازتوانی شده تأثیرگذار می‌باشند. به عنوان نمونه در توربین گاز افزایش دمای گاز ورودی به توربین و نسبت تراکم کمپرسور، افزایش راندمان گرمایی توربین گاز و در نتیجه افزایش راندمان اگزرژی نیروگاه را در پی دارد (شکل ۴). دمای هوای ورودی به کمپرسور کمیت دیگری است که بر راندمان توربین گاز و نیروگاه بازتوانی شده اثر گذار می‌باشد. این دما در فصول مختلف متفاوت می‌باشد. به طور کلی خنک‌سازی و کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور، حجم مخصوص هوا را کاهش داده و طبق معادله ۲ موجب کاهش کار مورد نیاز کمپرسور می‌شود. از اینرو با توجه به رابطه ۲۵ راندمان توربین گاز و در نتیجه راندمان نیروگاه افزایش می‌یابد (شکل ۵).

جدول ۵- مقایسه نتایج مدلسازی توربین گاز با داده‌های نیروگاه رودشور

| کمیت                 | داده های نیروگاه | نتایج مدلسازی | واحد                 | خطا (%) |
|----------------------|------------------|---------------|----------------------|---------|
| *T <sub>A</sub>      | ۲۱٫۷             | ۲۱٫۷          | °C                   | ---     |
| T <sub>C</sub>       | ۱۲۰٫۶            | ۱۱۹۲          | °C                   | ۱٫۱۶    |
| *T <sub>M</sub>      | ۲۶               | ۲۶            | °C                   | ---     |
| T <sub>B</sub>       | ۴۲۳٫۵            | ۴۳۲٫۵         | °C                   | ۲٫۱۳    |
| T <sub>D</sub>       | ۵۷۶              | ۵۷۸٫۹         | °C                   | ۰٫۵۰    |
| *P <sub>A</sub>      | ۰٫۸۸۴            | ۰٫۸۸۴         | bar                  | ---     |
| *P <sub>M</sub>      | ۲۴٫۴             | ۲۴٫۴          | bar                  | ---     |
| m <sub>a</sub>       | ۵۵۶٫۴۲           | ۵۷۴٫۳         | Kg.sec <sup>-1</sup> | ۳٫۲۱    |
| m <sub>g</sub>       | ۵۴۳٫۹۴           | ۵۶۰٫۶         | Kg.sec <sup>-1</sup> | ۳٫۰۶    |
| *LHV                 | ۴۶۵۰٫۳           | ۴۶۵۰٫۳        | Kj.kg <sup>-1</sup>  | ---     |
| *W <sub>GT</sub>     | ۲۱۷٫۶            | ۲۱۷٫۶         | MW                   | ---     |
| *η <sub>ise,AC</sub> | ۸۸٫۲             | ۸۸٫۲          | %                    | ---     |
| *η <sub>ise,t</sub>  | ۸۷٫۵             | ۸۷٫۵          | %                    | ---     |
| *η <sub>th,GT</sub>  | ۳۴٫۸۷            | ۳۵٫۳۸         | %                    | ۱٫۴۶    |
| *I <sub>pc</sub>     | ۱۶٫۵۸            | ۱۶٫۵۸         | %                    | ---     |
| *ΔP <sub>Cch</sub>   | ۳                | ۳             | %                    | ---     |

\*اطلاعات ورودی

نتایج جدول ۹ نشان می‌دهد که بهینه‌سازی بازتوانی نیروگاه می‌تواند راندمان را نسبت به حالت طراحی ۱۵٫۲۹ درصد افزایش داده و به مقدار ۵۲٫۹۹ درصد برساند. این در حالی است که

جدول ۹- نتایج حاصل از بهینه‌سازی

| پارامتر              | واحد                | مقادیر اولیه | نتایج بهینه‌سازی |
|----------------------|---------------------|--------------|------------------|
| $\Delta T_{app,Dea}$ | $^{\circ}C$         | ۱۵           | ۸,۶۷             |
| $\Delta T_{app,lp}$  | $^{\circ}C$         | ۱۵           | ۱۴,۵۱            |
| $\Delta T_{app,hp}$  | $^{\circ}C$         | ۱۵           | ۵,۸۴۷            |
| TIT                  | $^{\circ}C$         | ۱۲۸۵         | ۱۵۳۵,۸           |
| $T_{in,hp,ST}$       | $^{\circ}C$         | ۵۳۹,۳        | ۵۲۰,۳            |
| $P_{in,hp,ST}$       | bar                 | ۱۷۰          | ۱۶۹,۵            |
| $\dot{W}_{net,GT}$   | MW                  | ۲۹۳          | ۲۹۱,۶            |
| $\dot{m}_{f,DB}$     | $kg \cdot Sec^{-1}$ | ۰,۰          | ۰,۰۰۶            |
| N                    | ---                 | ۲            | ۲                |
| k                    | ---                 | ۱,۰۰         | ۰,۹۳۴۳           |
| y                    | ---                 | ۰,۸۲۹۱       | ۰,۸۸             |
| $r_{pc}$             | ---                 | ۱۶,۵۸        | ۲۱,۵۷            |
| $\Delta T_{pp,Dea}$  | $^{\circ}C$         | ۵۱,۴۷        | ۵۲,۸             |
| $\Delta T_{pp,lp}$   | $^{\circ}C$         | ۳۵,۵۴        | ۳۸,۱۶            |
| $\Delta T_{pp,hp}$   | $^{\circ}C$         | ۵,۲۱۷        | ۳۶,۹۹            |
| $T_{g,out,HRSG}$     | $^{\circ}C$         | ۱۲۶,۱۵       | ۱۲۰,۳            |
| HR                   | MW                  | ۶۷۰,۵        | ۶۴۶,۹            |
| $\dot{E}_{RC}^D$     | MW                  | ۸۱۸,۹        | ۷۶۲,۳            |
| $\dot{W}_{net,ST}$   | MW                  | ۲۸۰,۸        | ۲۶۹,۱            |
| $\dot{W}_{tot,RC}$   | MW                  | ۸۶۶,۸        | ۸۵۲,۳            |
| $\eta_{RC}^{ex}$     | %                   | ۵۲,۰۹        | ۵۳,۹۹            |

جدول ۱۰- اثر بهینه‌سازی بازتوانی نیروگاه در مقایسه با قبل از بازتوانی

| بهبود  | نیروگاه بازتوانی شده | نیروگاه بخار | واحد              | کمیت                            |
|--------|----------------------|--------------|-------------------|---------------------------------|
| %۴۱,۴۱ | ۵۳,۹۹                | ۳۸,۱۸        | %                 | راندمان انرژی                   |
| %۲۹,۲۷ | ۶۴۶,۹                | ۹۱۴۶         | $kJkW^{-1}h^{-1}$ | نرخ گرما                        |
| %۱۶۶,۳ | ۸۵۲,۳                | ۳۲۰          | MW                | توان خروجی                      |
| ---    | ۷۶۲,۳                | ۵۵۹,۷        | MW                | انهدام انرژی                    |
| %۴۸,۸۷ | ۰,۸۹۴۴               | ۱,۷۴۹۱       | ---               | نسبت انهدام انرژی به توان خروجی |

شکل ۶ نشان می‌دهد که در اثر افزایش دما و فشار بخار ورودی به قسمت فشار بالای توربین بخار، به دلیل افزایش آنتالپی ورودی به این مجموعه، توان خالص خروجی از آن افزایش یافته است و این افزایش توان، موجب افزایش راندمان انرژی خروجی کل نیروگاه می‌شود.

در بویلر بازیاب گرما با افزایش نسبت بخار خط فشار با (y)، بخار بیشتر و با آنتالپی بالاتر به توربین‌های بخار تزریق می‌گردد. از این رو کار خالص خروجی توربین بخار و راندمان انرژی سیکل افزایش می‌یابد. کاهش دمای گازهای خروجی از بویلر بازیاب گرما (TL) نیز موجب کاهش اتلافات گرمایی بویلر و در نتیجه افزایش راندمان انرژی نیروگاه می‌شود (شکل ۷).

جدول ۶- آنالیز گاز طبیعی

| اجزا                      | درصد حجمی (%) |
|---------------------------|---------------|
| متان ( $CH_4$ )           | ۹۸,۵۷         |
| اتان ( $C_2H_6$ )         | ۰,۶۳          |
| پروپان ( $C_3H_8$ )       | ۰,۱           |
| بوتان ( $Iso-C_4H_{10}$ ) | ۰,۰۵          |
| پنتان ( $Iso-C_5H_{12}$ ) | ۰,۰۴          |
| نیتروژن ( $N_2$ )         | ۰,۰۶          |
| دی اکسید کربن ( $CO_2$ )  | ۰,۰۱          |

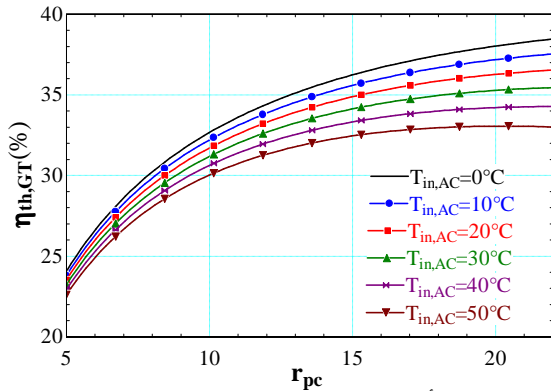
جدول ۷- مشخصات ترمودینامیکی و انرژی بخش گازی نیروگاه

| نقطه | T ( $^{\circ}C$ ) | $\dot{m}$ ( $kg \cdot s^{-1}$ ) | h ( $kJ \cdot kg^{-1}$ ) | e ( $kJ \cdot kg^{-1}$ ) |
|------|-------------------|---------------------------------|--------------------------|--------------------------|
| A    | ۲۷                | $2 \times 514,1^{\circ}$        | ۳۰۱,۴                    | ۰,۰۰۰۰۴                  |
| B    | ۵۰۴,۱             | $2 \times 514,1^{\circ}$        | ۸۴۹,۱                    | ۴۷۳,۵                    |
| C    | ۱۵۳,۵             | $2 \times 529,6^{\circ}$        | ۲۲۸۸                     | ۱۵۱۲                     |
| D    | ۷۲۳,۵             | $2 \times 529,6^{\circ}$        | ۱۲۰,۶                    | ۳۸۴,۲                    |
| E    | ۷۲۳,۷             | ۱۰۵۹,۲                          | ۱۲۰,۶                    | ۳۸۴,۴                    |
| F    | ۵۱۷,۸             | ۱۰۵۹,۲                          | ۹۱۴,۵                    | ۲۳۱,۲                    |
| G    | ۳۹۶,۴             | ۱۰۵۹,۲                          | ۷۵۲,۲                    | ۱۴۴,۵                    |
| H    | ۳۱۵,۷             | ۱۰۵۹,۲                          | ۶۴۸,۹                    | ۹۵,۲۵                    |
| I    | ۱۹۹,۱             | ۱۰۵۹,۲                          | ۵۰۶,۴                    | ۳۸,۶۸                    |
| J    | ۱۷۷,۸             | ۱۰۵۹,۲                          | ۴۸۱,۳                    | ۳۰,۵۶                    |
| K    | ۱۷۱,۵             | ۱۰۵۹,۲                          | ۴۷۳,۹                    | ۲۸,۲۹                    |
| L    | ۱۲۰,۰             | ۱۰۵۹,۲                          | ۴۱۴,۱                    | ۱۲,۵۹                    |

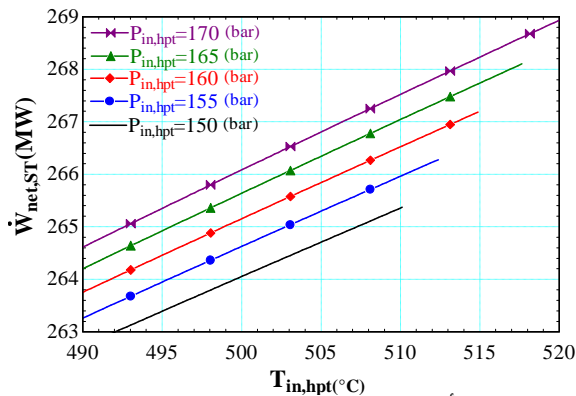
\* به دلیل استفاده از دو توربین گاز یکسان، دبی جرمی مربوط به یک توربین در نظر گرفته شده و برای مشخص شدن وجود دو توربین در ۲ ضرب می‌شود.

جدول ۸- مشخصات ترمودینامیکی آب/بخار نیروگاه بازتوانی شده

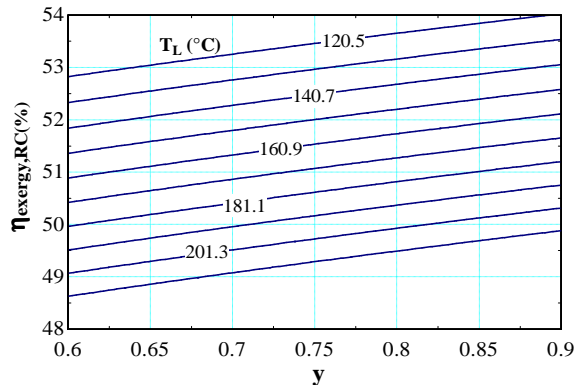
| نقطه | T ( $^{\circ}C$ ) | P (bar) | $\dot{m}$ ( $kg \cdot s^{-1}$ ) | h ( $kJ \cdot kg^{-1}$ ) | s ( $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ) | e ( $kJ \cdot kg^{-1}$ ) |
|------|-------------------|---------|---------------------------------|--------------------------|---------------------------------------|--------------------------|
| ۱    | ۴۲۶,۰             | ۲,۰۰۰   | ۱۹۴,۲                           | ۱۷۸۶                     | ۰,۶۰۷                                 | ۱,۸۲۸                    |
| ۲    | ۱۱۰,۶             | ۱,۹۴۰   | ۱۹۴,۲                           | ۴۶۴,۰                    | ۱,۴۲۵                                 | ۴۱,۵۸                    |
| ۳    | ۱۱۹,۲             | ۱,۹۴۰   | ۱۹۴,۲                           | ۵۰۰,۷                    | ۱,۵۲۰                                 | ۴۹,۹۱                    |
| ۴    | ۱۱۹,۳             | ۶,۶۱۷   | ۱۹۴,۲                           | ۵۰۱,۳                    | ۱,۵۲۰                                 | ۵۰,۴۴                    |
| ۵    | ۱۴۷,۰             | ۶,۴۱۹   | ۱۹۴,۲                           | ۶۱۹,۵                    | ۱,۸۱۱                                 | ۸۱,۲۸                    |
| ۶    | ۱۶۱,۵             | ۶,۴۱۹   | ۲۳,۳۱                           | ۲۷۶,۰                    | ۶,۳۳۷                                 | ۷۴۲,۸                    |
| ۷    | ۳۴۸,۸             | ۶,۱۹۴   | ۲۳,۳۱                           | ۳۱۶۳                     | ۷,۵۲۷                                 | ۹۰۸,۸                    |
| ۸    | ۳۴۴,۸             | ۵,۸۸۴   | ۲۳,۳۱                           | ۳۱۵۵                     | ۷,۵۳۸                                 | ۸۹۷,۸                    |
| ۹    | ۱۵۳,۶             | ۱,۹۰۶   | ۱۷۰,۹                           | ۶۵۹,۴                    | ۱,۸۵۸                                 | ۱۰,۷۰                    |
| ۱۰   | ۳۵۳,۴             | ۱,۸۴,۹  | ۱۷۰,۹                           | ۱,۶۸۶                    | ۳,۷۹۷                                 | ۵۵۱,۹                    |
| ۱۱   | ۳۵۹,۲             | ۱,۸۴,۹  | ۱۷۰,۹                           | ۲,۴۸۹                    | ۵,۰۶۸                                 | ۹۷۳,۷                    |
| ۱۲   | ۵۲۵,۵             | ۱,۷۸,۴  | ۱۷۰,۹                           | ۳۳۴۷                     | ۶,۳۲۴                                 | ۱,۴۵۵                    |
| ۱۳   | ۵۲۰,۳             | ۱,۶۹,۵  | ۱۷۰,۹                           | ۳۳۴۳                     | ۶,۳۳۹                                 | ۱,۴۴۶                    |
| ۱۴   | ۲۷۸,۰             | ۲۵,۶۴   | ۱۷۰,۹                           | ۲,۹۵۱                    | ۶,۵۳۰                                 | ۹۹۶,۴                    |
| ۱۵   | ۵۴۳,۲             | ۲۴,۳۶   | ۱۷۰,۹                           | ۳,۵۵۹                    | ۷,۴۵۸                                 | ۱,۳۲۶                    |
| ۱۶   | ۵۳۷,۹             | ۲۳,۱۴   | ۱۷۰,۹                           | ۳,۵۴۹                    | ۷,۴۶۸                                 | ۱,۳۱۳                    |
| ۱۷   | ۳۴۴,۸             | ۵,۸۸۴   | ۱۷۰,۹                           | ۳,۱۵۵                    | ۷,۵۳۸                                 | ۸۹۷,۸                    |
| ۱۸   | ۳۴۴,۸             | ۵,۸۸۴   | ۱۹۴,۲                           | ۳,۱۵۵                    | ۷,۵۳۸                                 | ۸۹۷,۸                    |
| ۱۹   | ۴۷۳,۰             | ۰,۱۰۸   | ۱۹۴,۲                           | ۲,۶۶۲                    | ۷,۷۳۱                                 | ۱,۴۶۴                    |
| ۲۰   | ۴۲,۵۰             | ۰,۰۹۰   | ۱۹۴,۲                           | ۱,۷۸۳                    | ۰,۶۰۷                                 | ۱,۴۴۱                    |
| ۲۱   | ۲۷,۰۰             | ۱,۲۰۰   | ۷۵۸,۴                           | ۱,۱۳۲                    | ۰,۳۹۵                                 | ۰,۱۱۷                    |
| ۲۲   | ۴۱,۰۰             | ۱,۲۰۰   | ۷۵۸,۴                           | ۱,۷۱,۸                   | ۰,۵۸۶                                 | ۱,۴۴۱                    |



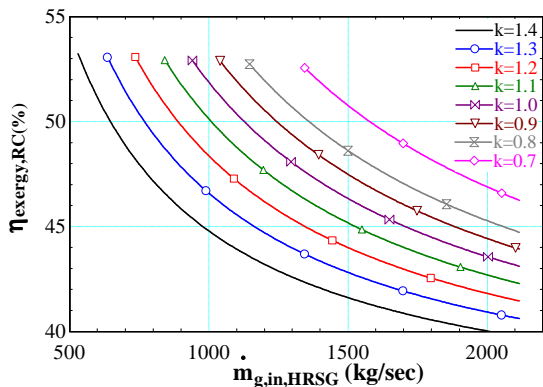
شکل ۵- تأثیر نسبت تراکم کمپرسور بر راندمان ترمودینامیکی توربین گاز در دماهای مختلف هوای ورودی به کمپرسور



شکل ۶- تأثیر دمای بخار ورودی به توربین بخار بر توان خالص خروجی آن در فشارهای مختلف بخار ورودی



شکل ۷- اثر نسبت بخار خط فشار قوی بر راندمان اگزرژی سیکل در دماهای مختلف گاز خروجی از بویلر بازیاب گرما



شکل ۸- اثر دبی گازهای ورودی به بویلر بازیاب گرما بر بازده اگزرژی سیکل بازتوانی شده در نسبت‌های مختلف دبی آب تغذیه

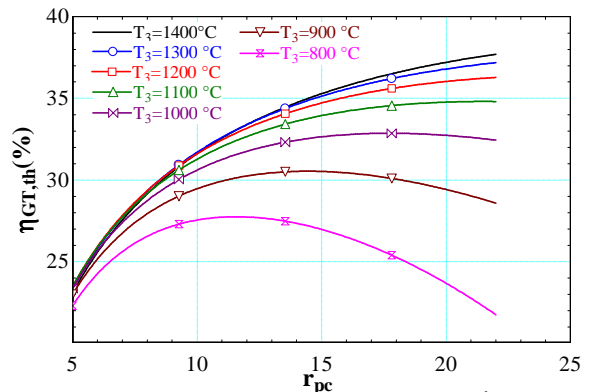
افزایش  $k$  به معنای افزایش دبی آب تغذیه می‌باشد و طبق رابطه ۱۸، با افزایش این مقدار، توان خالص خروجی از توربین‌های بخار و در نتیجه راندمان اگزرژی سیکل افزایش می‌یابد. اما از طرف دیگر افزایش دبی آب تغذیه نیازمند انرژی بیشتری جهت گرمایش و تبخیر این آب است و این گرما توسط گاز ورودی به بویلر بازیاب گرما تامین می‌شود. افزایش دبی و دمای این گاز، نیازمند مصرف سوخت بیشتری می‌باشد که این امر موجب کاهش راندمان اگزرژی نیروگاه می‌گردد (شکل ۸). از این رو افزایش بدون محدودیت  $k$  و کاهش بدون محدودیت سوخت امکان پذیر نیست.

انهدام اگزرژی موجود در هر سیستم به دلیل وجود برگشت‌ناپذیری‌های آن سیستم اتفاق می‌افتد. این برگشت‌ناپذیری‌ها ریشه در سه عامل واکنش شیمیایی، اصطکاک و انتقال گرما دارد. از آنجایی که بیشترین برگشت‌ناپذیر مربوط به واکنش شیمیایی می‌باشد، لذا در شکل ۹ دیده می‌شود که بیشترین انهدام اگزرژی که متشکل از بازگشت‌ناپذیری‌های اصطکاک، انتقال گرما و واکنش شیمیایی می‌باشد، در محفظه احتراق رخ داده است.

در رتبه دوم، بیشترین انهدام اگزرژی مربوط به بویلر بازیاب گرما بوده که ناشی از دو عامل انتقال گرما و اصطکاک می‌باشد. در درجه بعد توربین و کمپرسور بالاترین انهدام اگزرژی ناشی از اصطکاک را به خود اختصاص داده‌اند که به دلیل وجود کار بیشتر در توربین، این قسمت انهدام اگزرژی بیشتری نسبت به کمپرسور دارد.

## ۷- نتیجه‌گیری

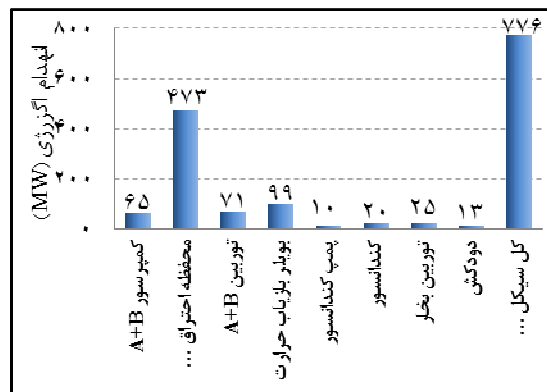
بازتوانی کامل نیروگاه بخار بندرعباس روشی مناسب برای استفاده بهینه از سوخت و افزایش عمر کاری آن می‌باشد. تحقیق حاضر جهت یافتن بهینه‌ترین شرایط عملیاتی جهت دستیابی به بیشترین مقدار راندمان ارائه شده است.



شکل ۹- تأثیر نسبت تراکم کمپرسور بر راندمان ترمودینامیکی توربین گاز در دماهای مختلف گاز ورودی به توربین



|             |  |
|-------------|--|
| $\eta_{th}$ | راندمان ترمودینامیکی (%)                               |
| h           | آنتالپی ( $\text{kJ kg}^{-1}$ )                        |
| LHV         | ارزش گرمایی پایین سوخت ( $\text{kJ kg}^{-1}$ )         |
| m           | دبی جرمی ( $\text{kg sec}^{-1}$ )                      |
| R           | ثابت جهانی گازها ( $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ) |
| $r_p$       | نسبت تراکم   |
| s           | آنتروپی ( $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )          |
| TIT         | دمای ورودی توربین ( $^{\circ}\text{C}$ )               |
| $\dot{w}$   | کار (MW)   |



شکل ۹- بررسی انهدام انرژی اجزای نیروگاه پس از بازتوانی

### زیرنویس‌ها

|      |                         |
|------|-------------------------|
| a    | هوا                     |
| app  | اپروچ (approach)        |
| AC   | کمپرسور هوا             |
| Cch  | محفظه احتراق            |
| Cond | چگالنده                 |
| DB   | داکت برنر               |
| DEA  | هوازدا (Deaerator)      |
| eco  | اکنونمايزر              |
| eva  | اواپراتور               |
| ex   | انرژی                   |
| f    | سوخت                    |
| fw   | آب تغذیه                |
| g    | گاز                     |
| GT   | توربین گاز              |
| hp   | فشار بالا               |
| hpt  | توربین فشار بالا        |
| ise  | آیزنتروپیک              |
| lp   | فشار پایین              |
| N    | تعداد توربین گاز        |
| pp   | نقطه پینچ (pinch point) |
| PRE  | پیش گرمکن               |
| RC   | سیکل بازتوانی شده       |
| ST   | توربین بخار             |
| sup  | سوپرهیتر (فوق گرمکن)    |
| sw   | آب دریا                 |
| t    | توربین                  |
| 0    | حالت مرده               |

### بالانویس‌ها

|    |        |
|----|--------|
| a  | هوا    |
| CH | فیزیکی |

بهینه‌سازی با ۱۲ متغیر مستقل و توسط الگوریتم ژنتیک صورت گرفته است، نتایج حاصل از بهینه‌سازی نشان می‌دهد که راندمان انرژی نیروگاه بازتوانی شده در بهترین حالت برابر ۵۳/۹۹ درصد بوده و در این نقطه آهنگ گرما و انهدام انرژی نیروگاه در حداقل مقدار خود می‌باشد که به ترتیب برابر ۶۴۶۹ مگاوات و ۷۶۲/۳ مگاوات می‌باشند. از اینرو بهینه‌سازی بازتوانی کامل نیروگاه بخار بندرعباس موجب افزایش ۱۵/۲۹ درصدی راندمان و کاهش ۲۹/۲۷ درصدی آهنگ گرمای نیروگاه شده است. انهدام انرژی نیروگاه بخار در بار نامی (۳۲۰ مگاوات) برابر ۵۵۹/۷ مگاوات می‌باشد، و این درحالی است که انهدام انرژی نیروگاه بازتوانی شده در بار ۸۵۲/۳ مگاوات برابر ۷۶۲/۳ مگاوات می‌باشد، از اینرو بازتوانی نسبت انهدام انرژی به توان خالص خروجی نیروگاه را ۳۶/۰۷ درصد بهبود می‌بخشد. از بین کمیت‌های موثر جهت بهینه‌سازی، افزایش پارامترهای دمای ورودی توربین، نسبت تراکم کمپرسور، فشار و دمای ورودی به بخش فشار قوی توربین بخار، نسبت دبی آب تغذیه ورودی به بویلر بازیاب گرمای (k) و نسبت بخار ورودی به خط فشار قوی (y)، موجب افزایش راندمان انرژی نیروگاه می‌گردد و برای پارامترهای دمای هوای ورودی به کمپرسور، دمای خروجی از بویلر بازیاب گرمای ( $T_L$ ) و دبی سوخت، این افزایش به معنای افزایش اتلافات گرمایی و در نتیجه کاهش راندمان انرژی نیروگاه می‌باشد.

### نمادها

|                  |  |
|------------------|--|
| $C_p$            | ظرفیت گرمایی ( $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ) |
| $\Delta T_{app}$ | اختلاف دمای approach (K)                           |
| $\Delta T_{pp}$  | اختلاف دمای pinch (K)                              |
| e                | انرژی مخصوص ( $\text{kJ kg}^{-1}$ )                |
| $\dot{E}^D$      | انهدام انرژی (MW)                                  |
| $\dot{E}^w$      | انرژی ناشی از کار (MW)                             |
| $E_l$            | اتلافات گرمایی (=0.05)                             |
| $\eta_{mech}$    | راندمان مکانیکی (%)                                |

|    |         |
|----|---------|
| f  | سوخت    |
| g  | گاز     |
| KN | جنبشی   |
| PH | فیزیکی  |
| PT | پتانسیل |
| w  | کار     |
| sw | آب دریا |

[12] Tajik Mansouri M., Ahmadi P., Ganjeh Kaviri A., Nazari Mohd Jaafar M., "Exergetic and economic evaluation of the effect of HRSG configurations on the performance of combined cycle power plants", *Energy Conversion and Management*, vol. 58, pp. 47–58, 2012.

[13] Balli O., Aras H., Hepbasli A., "Exergetic performance evaluation of a combined heat and power (CHP) system in Turkey", *International Journal of Energy Research*, vol. 31, pp. 849–866, 2007.

[14] Ahmadi A., Dincer I., Rosen M., "Exergy, exergoeconomic and environmental analyses and evolutionary algorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants", *Energy*, vol. 36, pp. 5886-5898, 2011.

[15] Godoy E., Benz S. J., Scenna N. J., "Optimal economic strategy for the multi period design and long-term operation of natural gas combined cycle power plants", *Applied Thermal Engineering*, vol. 51, pp. 218-230, 2013.

[16] Judes M., Vigerske S., Tsatsaronis G., "Operation of power plant using Mixed-Integer nonlinear programming", Chapter9 in *Optimization in Energy Industry*, Springer, Berlin, 2008.

[17] Moran M. J., Shapiro H. N., "Fundamentals of Engineering Thermodynamics", 3rd edition, New York: Wiley, 1995.

[18] Bilgen S., Kaygusuz, K., "Second Law (Exergy) Analysis of Cogeneration System", *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, vol. 30, No. 13, pp. 1267-1280, 2008.

[19] Ahmadi P., Dincer I., "Thermodynamic analysis and thermo-economic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit", *Energy Conversion and Management*, vol. 52, pp. 2296–2308, 2011.

[20] Asok Kumar, N., Kale, S.R., "Numerical simulation of steady state heat transfer in a ceramic-coated gas turbine blade", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 4831–4845, 2002.

[21] Cihan A., Hacıhafızoglu O., Kahveci K., "Energy–exergy analysis and modernization suggestions for a combined-cycle power plant", *International Journal of Energy Research*, vol. 30, pp. 115–126, 2006.

## مراجع

[1] Melli R., Naso V., Sciubba E. "Modular Repowering of Power Plants with Nominal ratings Lower Than 180MW: A Rational Design Approach and Its Application to the Italian Utility System", *Journal of Energy Resources Technology*, vol.116, No.3, pp. 201-210, 1994.

[۲] وزارت نیرو، تراز نامه انرژی، ۱۳۸۹.

[3] Jesús M. Escosa Luis M. Romeo. "Optimizing CO2 avoided cost by means of repowering", *Applied Energy*, vol. 86, pp. 2351–2358, 2009.

[4] Kudlu N. "Major options and considerations for repowering with gas turbines", BETCHEL Project Report, Electric Power Research (EPRI), project 2565-18, Final Report, 1989.

[5] Stenzel W., Sopocy D. M., Pace S., "Repowering existing fossil steam plants", EPRI, 1997.

[6] Mehrpanahi A., Hossienalipour S. M., Mobini k., "Investigation of the effects of repowering options on electricity generation cost on Iran steam power plants", *International Journal of Sustainable Energy*, iFirst, pp. 1-15, 2011.

[7] Walters A. B., "Power plant topping cycle repowering", *Energy Engineering Journal*, vol. 5, pp. 49–71, 1995.

[8] Brander J. A., Chase D. L., "Repowering Application Considerations", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 114, No. 4, pp. 643-652, 1992.

[۹] سراپچی کاظم، نباتی حمید، "بررسی ترمودینامیکی تبدیل یک نیروگاه بخار موجود به نیروگاه ترکیبی"، هشتمین کنفرانس سالانه انجمن مهندسان مکانیک ایران، تهران، ایران، ۱۳۷۹.

[10] Pace S., Graces11 D. Stenzel, "Strategic Assessment of Repowering", Interim Report, 1997.

[11] Fränkle M., "SRS: The Standardized Repowering Solution For 300MW Steam Power Plants In Russia", Siemens Power Generation (PG), Germany, 2006.