

# تحلیل انرژی و اگزرژی نیروگاه حرارتی تبریز

سجاد عارف دهقانی<sup>۱</sup>، علیرضا رستمزاده خسروشاهی<sup>۲</sup>

تاریخ پذیرش مقاله:

۹۴/۳/۱۲

تاریخ دریافت مقاله:

۹۴/۹/۲۰

## چکیده:

در تحقیق حاضر، نیروگاه حرارتی تبریز با توان ۳۶۸MW مورد بررسی قرار گرفته و پس از تحلیل انرژی و اگزرژی، با ارائه مدل ترمودینامیکی، اجزای دارای افت بالاتر و یا راندمان کمتر در چرخه شناسایی شده و نیاز آنها برای بهینه سازی بیشتر معرفی شده است. همچنین تحلیل انرژی چرخه نشان می دهد که کندانسور و بویلر به ترتیب با ۴۲۰/۴۴۰MW و ۱۴۶/۲۶۸MW دارای بیشترین تلفات انرژی می باشند. نتایج تحلیل اگزرژی نشاندهند آن است که بویلر با توربین با ۴۷۳/۸۶۱MW، کندانسور ۱۶/۱۷۸MW و ۳۴/۵۳۴MW بیشترین مقدار تخریب اگزرژی را به خود اختصاص داده اند. نتایج محاسبات، راندمان قانون اول (انرژی) و دوم (اگزرژی) چرخه در بار نامی را به ترتیب ۴۰/۱۲ درصد و ۳۷/۶۲ درصد نشان می دهد. با بررسی بویلر نیروگاه، دو پیشنهاد برای افزایش راندمان بویلر و سیکل ارائه شد: (الف) با کاهش ضریب هوای اضافی از ۰/۴ تا ۰/۰ بازده انرژی و اگزرژی بهبود یافته به ترتیب ۰/۴۹۷ و ۰/۴۶ درصد افزایش می یابند. (ب) با کاهش دمای دودکش از ۱۵۹°C و ۹۷°C و ۱۱۷°C، بازده انرژی و اگزرژی چرخه به ترتیب ۱/۱۴۱ درصد و ۰/۰۵۵ درصد افزایش می یابد.

## کلمات کلیدی:

اگزرژی، انرژی، بازگشت ناپذیری، راندمان، نیروگاه حرارتی

(۱) کارشناس ارشد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشکده فنی ۲، دانشگاه آزاد واحد تبریز (نویسنده مسئول)  
 (۲) مرتبی دانشکده مهندسی مکانیک، دانشکده فنی ۲، دانشگاه آزاد واحد تبریز  
 Sajad.aref2008@gmail.com  
 Arkhosroshahi@gmail.com

## مقدمه

در خلال دو دهه پیشین، با بالا رفتن قیمت انرژی و آسیب‌های زیست‌محیطی و نیز محدود بودن منابع اصلی انرژی‌های تجدید ناپذیر، استفاده از سیستم‌های تولید و تبدیل انرژی با راندمان بیشینه جهت صرفه‌جویی در این منابع ارزشمند، روزبه‌روز اهمیت بیشتری یافته است. سهم تولید برق انواع نیروگاه‌ها در ایران با توجه به ترازنامه انرژی سال ۱۳۹۰ بدین صورت گزارش شده است: سهم نیروگاه‌های بخار ۲۸/۶ درصد، نیروگاه‌های گازی ۲۳/۵ درصد، نیروگاه‌های چرخه ترکیبی ۲۸/۳ درصد، نیروگاه‌های آبی ۱۶/۷ درصد، نیروگاه‌های اتمی ۱/۹ درصد، نیروگاه‌های دیزلی ۰/۸ درصد، نیروگاه‌های بادی، خورشیدی و بیوگاز در مجموع ۰/۲ درصد. به همین سبب، تحقیق و بهینه‌سازی چرخه‌های بخار به دلیل قیمی بودن طراحی برخی نیروگاه‌ها (عدم مطابقت با فناوری روز) و بیشترین سهم آنها در تولید برق ایران، قابل توجه است.

محور اصلی تمام فعالیت‌ها در نیروگاه، تلاش برای به حداقل رساندن تولید آنتروپی و برگشت‌ناپذیری‌های چرخه ترمودینامیکی است که درنهایت منجر به افزایش راندمان نیروگاه می‌گردد. راندمان معیاری است برای ارزیابی اقتصادی نیروگاه از جمله سرمایه‌گذاری اولیه، هزینه سوت و هزینه کارکرد. برای رسیدن به این هدف، روش‌های مختلفی بر اساس عملکرد سیکل نیروگاه اتخاذ شده است. از جمله این روش‌ها در نیروگاه‌های بخار پیش‌رفته، به کار بردن مبدل‌های حرارتی سوپرهیبت و گرم کن مجدد، ایجاد خلاً زیاد در کنداسور و استفاده از بازیاب‌های مختلف به عنوان گرمکن آب تقدیمی است. در تحلیل اگررژی نیروگاه، مقدار بازگشت‌ناپذیری‌ها در تک‌تک اجزاء نیروگاه معلوم می‌گردد و با استفاده از روش‌های بهینه‌سازی می‌توان افت‌ها را تا حد امکان کاهش داد. مفهوم اگررژی نه تنها در بررسی راندمان بلکه در تحلیل اقتصادی و ارزیابی مالی سیستم‌ها حائز اهمیت است. هزینه‌ها در بردارنده ارزش انرژی هستند. استفاده از محتوای اگررژی به عنوان پایه برای ارزیابی اقتصادی و مدیریت قیمت و برآورد سود فروش، بسیار مهم است. همچنین اگررژی برای مهندسی عملکرد و طراحی و بهینه‌سازی مهندسی مفید است. پس اگررژی را می‌توان روش منطقی برای بررسی راندمان، سوت‌ها و منابع فرایند، هزینه‌ها، اتلاف‌ها و ارزش و قیمت خروجی سیستم‌ها در نظر گرفت [۲].

افرادی زیادی بر روی تحلیل انرژی و اگررژی کارکرده‌اند: حبیب [۳] تحلیل انرژی و اگررژی نیروگاه گازالان در عربستان جهت شناسایی تجهیزات با تخریب انرژی و اگررژی بالا، را انجام داد. هستی [۴] تحلیل انرژی و اگررژی برای نیروگاه فوق بحرانی با سوت زغال‌سنگ با استفاده از یک مدل رایانه‌ای توسعه‌یافته در اکسل به انجام رساند و کاهش تلفات اگررژی در کوره و بازیابی بخشی از آن از طریق پیش‌گرم کن هوا، را بررسی کرد. کوپک [۵] تجزیه و تحلیل انرژی و اگررژی نیروگاه حرارتی کاتالاقری در ترکیه جهت بررسی تأثیر دمای محیط بر نرخ برگشت‌ناپذیری و راندمان اگررژی

اجزای نیروگاه را انجام داد. وزن [۶] تحلیل انرژی و اگزرسی و مقایسه دو نیروگاه، یکی با سوخت زغالسنگ و دیگری با سوخت هسته‌ای و مقایسه دو نیروگاه جهت شناسایی نقاط بالقوه‌ای جهت بهینه‌سازی و افزایش بازده را انجام داد.

هدف از تحقیق حاضر، مدل‌سازی عملکرد نیروگاه تبریز با استفاده از پارامترهای عملکردی چرخه است. برای این منظور، یک مدل ترمودینامیکی از کل نیروگاه ارائه شده است. مدل ترمودینامیکی شامل معادلات مربوط به قوانین اول و دوم ترمودینامیک حاکم بر اجزای چرخه است که این معادلات در نرم‌افزار EES مورد بررسی قرار گرفته است. تحلیل انرژی و اگزرسی یک واحد نیروگاه تبریز با توان MW ۳۶۸ در بار کامل حالت طراحی با توجه به نقشه چرخه نیروگاه در شکل (۱) انجام شده است.

### نیروگاه حرارتی تبریز

#### معرفی نیروگاه

این نیروگاه در جنوب غربی شهر تبریز در فاصله ۱۶ کیلومتری جاده تبریز – آذرشهر واقع شده و دارای ۲ واحد بخار و ۲ واحد گازی است. دو واحد بخار نیروگاه تبریز با ظرفیت اسمی ۳۸۷ مگاوات و قدرت تولید ۳۵۰ مگاوات بوده و پیمانکار اصلی سازنده آن شرکت آستوم فرانسه است. واحد اول بخار در سال ۱۳۶۵ و واحد دوم بخار در سال ۱۳۶۸ راهاندازی و با شبکه پارالل شده است.

#### شرایط محیطی

شرایط محیطی به صورت زیر است:

رطوبت نسبی ۵۰ درصد

متوسط حداقل درجه حرارت محیط C ۳۵° بالای صفر

متوسط حداقل درجه حرارت محیط C ۱۹° زیر صفر

فشار محیط  $10.1/3 \text{ kPa}$

#### سوخت نیروگاه

سوخت اصلی نیروگاه، گاز طبیعی و سوخت سنگین (مازوت) است. گاز طبیعی از طریق لوله کشی وارد نیروگاه می‌شود. مازوت توسط خط لوله‌ای از پالایشگاه تبریز تأمین می‌شود و در سه مخزن ۳۳ هزار مترمکعبی ذخیره می‌گردد. سوخت راهاندازی، سوخت سبک (گازوئیل) است که در یک مخزن ۴۳° مترمکعبی نگهداری می‌شود.

### مشخصات فنی نیروگاه

این مشخصات در جدول (۱) آمده است.

جدول (۱) مشخصات فنی نیروگاه

۳۶۸ MW	قدرت خالص واحد
۱۷۸ bar	فشار بخار داغ
۵۳۸° C	دمای بخار داغ
۱۷۸ bar	فشار بخار داغ باز گرمایش
۵۳۸° C	دمای بخار داغ باز گرمایش
۴۰ mmHg	فشار کندانسور
۷۶ T/h	دبی سوخت
۴۱۴۵۳ kJ/kg	ارزش حرارتی پایین سوخت مصرفی
۱۱۵۴ T/h	دبی هوا ورودی

### آب مصرفی نیروگاه

آب نیروگاه درگذشته از طریق ۱۲ حلقه چاه عمیق واقع در منطقه مایان تبریز تأمین می‌شد، اما امروزه از رودخانه زرینه‌رود میاندوآب واقع در ۱۷۰ کیلومتری شهر تبریز و از طریق پمپاژ و خطوط انتقال آب تأمین می‌شود.

### تحلیل انرژی و اگزرسی در فرایندهای پایه نیروگاه

اگزرسی حداکثر کار مفیدی است که از مقدار مشخصی از انرژی موجود یا از جریانی از مواد حاصل می‌شود. در تحلیل اگزرسی، هدف اساسی تعیین محل و مقدار تولید بازگشت‌ناپذیری‌ها طی فرایندهای مختلف چرخه ترمودینامیکی و عوامل مؤثر بر تولید این بازگشت‌ناپذیری است که به کمک این ابزارها می‌توان مناسب‌ترین واحد را برای اصلاح و بهینه‌سازی از نظر مصرف انرژی انتخاب نمود. در این تحقیق تحلیل اگزرسی در اجزای نیروگاه حرارتی تبریز با توجه به چرخه واقعی با توان ۳۶۸ MW نشان داده شده و در شکل (۱) آورده شده است.

برای تحلیل اگزرسی اگر هر یک از قسمت‌های نیروگاه را به عنوان یک حجم کنترل در نظر بگیریم، با نوشتن قوانین پیوستگی و قانون اول و دوم ترمودینامیک خواهیم داشت:

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e \quad (1)$$

$$\sum_i \dot{E}_i + \dot{Q} = \sum_e \dot{E}_e + \dot{W} \quad (2)$$

معادله (۲) بیانگر قانون اول ترمودینامیک است که در آن  $\dot{W}$  کار داده شده است،  $\dot{Q}$  نرخ انتقال حرارت به حجم کنترل و در این رابطه ترم‌های مربوط به انرژی جنبشی و پتانسیل صرف‌نظر شده است. رابطه بالانس آنتروپی برای حجم کنترل سیستم به صورت زیر است:

$$\sum_i \dot{S}_i + \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T} + \dot{S}_{gen} = \sum_e \dot{S}_e + \sum_e \frac{\dot{Q}_e}{T} \quad (3)$$

با در نظر گرفتن قوانین اول و دوم ترمودینامیک، رابطه بالانس اگزرسی برای حجم کنترل سیستم به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\sum_i Ex_i + \sum_i (1 - \frac{T}{T_k}) \dot{Q}_k = \sum_e Ex_e + \dot{W} + \dot{I} \quad (4)$$

نرخ اگزرسی جریان بخار عبارتند از:

$$\dot{Ex} = \dot{m}(Ex) \quad (5)$$

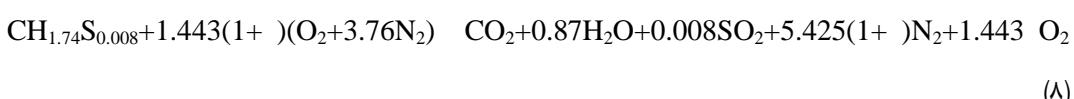
$$\dot{m}(Ex) = \dot{m}(Ex^{tm} + Ex^{ch}) \quad (6)$$

اگزرسی مخصوص به صورت زیر است:

$$Ex^{tm} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (7)$$

در جدول (۳) روابط نرخ تخریب اگزرسی و بازده اگزرسی تجهیزات نیروگاه نشان داده شده است. خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف چرخه نیروگاه حرارتی تبریز در جدول (۲) به تفصیل ارائه شده است.

مدل‌سازی مازوت مورد استفاده در نیروگاه به صورت  $(CH_{1.74}S_{0.008})$  و با فرض احتراق کامل با هوای اضافی، واکنش احتراق را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:



که در آن، نسبت هوای اضافی احتراق است. سپس نسبت هوا به سوخت (AF) به صورت معادله (۹) به دست می‌آید.

$$AF = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} = \frac{\dot{n}_a M_a}{\dot{n}_f M_f} = \frac{1.443(1 + )4.76 M_a}{M_f} \quad (9)$$

$\dot{m}_f$  دبی جرمی هوا،  $\dot{m}_a$  دبی جرمی سوخت،  $\dot{n}_f$  دبی مولی هوا،  $\dot{n}_a$  دبی مولی سوخت،  $M_a$  جرم مولکولی هوا،  $M_f$  جرم مولکولی سوخت است.

انرژی شیمیابی سوخت  $\dot{E}_f$ ، جریان هوای احتراق  $\dot{E}_a$ ، جریان محصولات احتراق  $\dot{E}_p$  و جریان گاز دودکش را می‌توان با توجه به معادله (۱۰) نوشت.

$$\dot{E} = \sum_i \dot{n}_i [\bar{h} - \bar{h}_0]_i \quad (10)$$

درجه حرارت احتراق آدیباتیک با استفاده از تعادل انرژی (کار و حرارت صفر می‌باشد) توسط معادله (۱۱) تعیین می‌شود.

$$\dot{E}_f + \dot{E}_a = \dot{E}_p \quad (11)$$

معادله تعادل انرژی برای مولد بخار را می‌توان به صورت زیر نوشت:

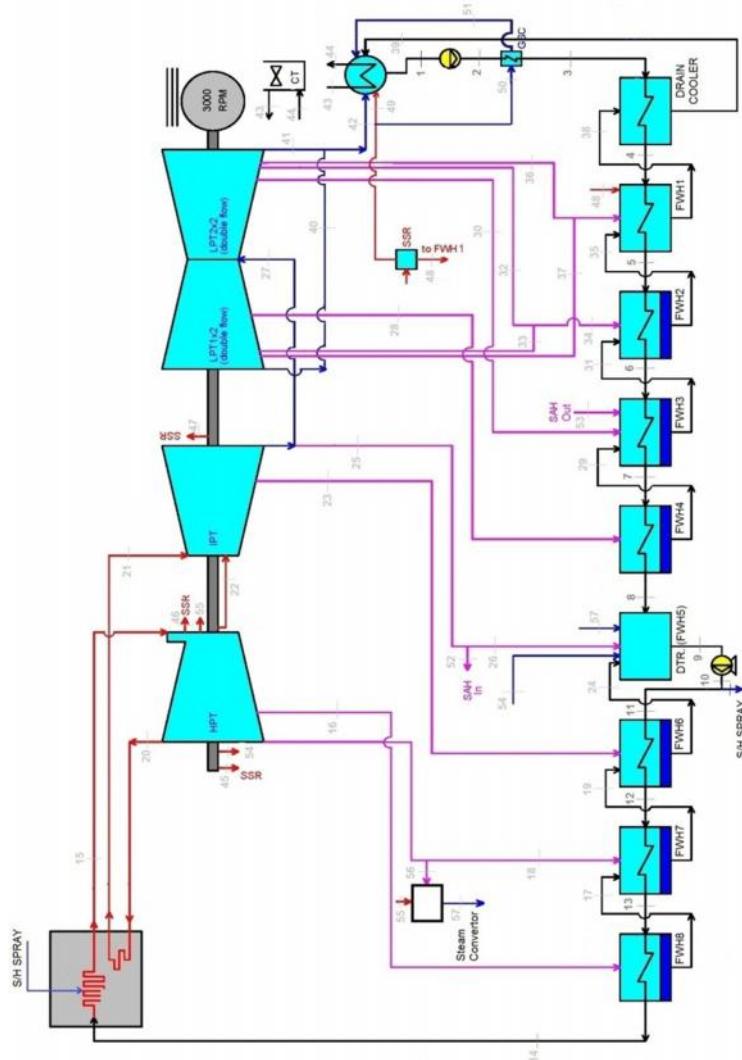
$$\dot{E}_f - \dot{E}_g = \dot{m}_{fw} (h_{fw,e} - h_{fw,i}) + \dot{m}_{re} (h_{re,e} - h_{re,i}) \quad (12)$$

برگشت ناپذیری احتراق  $\dot{I}_c$  و انتقال حرارت  $\dot{I}_{ht}$  توسط معادلات (۱۳) و (۱۴) به دست می‌آید.

$$\dot{I}_c = \dot{E}_f + \dot{E}_a - \dot{E}_p \quad (13)$$

$$\dot{I}_{ht} = \dot{E}_p + \dot{E}_{feed,i} + \dot{E}_{re,i} - \dot{E}_g - \dot{E}_{feed,e} - \dot{E}_{re,e} - \dot{E}_a \quad (14)$$

نخ برگشت ناپذیری دیگ بخار برابر مجموع برگشت ناپذیری احتراق  $\dot{I}_c$  و انتقال حرارت  $\dot{I}_{ht}$  می‌باشد.



شکل ۱) مدل ترمودینامیکی چرخه کاری نیروگاه حرارتی تبریز

جدول (۲) خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل نیروگاه حرارتی تبریز

<b>h [kJ/kg]</b>	<b>P [atm]</b>	<b>T [°C]</b>	<b><math>\dot{m}</math> [T/h]</b>	<b>نقاط</b>
۳۲/۸	۰/۴۴۶	۳۲/۶	۸۴۱/۸۲۱	۱
۳۳	۲۲/۴	۳۲/۸	۸۴۱/۸۲۱	۲
۳۴/۱	۲۰/۹	۳۳/۹	۸۴۱/۸۲۱	۳
۳۷/۹	۱۹/۴	۳۷/۹	۸۴۱/۸۲۱	۴
۵۸/۳	۱۷/۴	۵۸/۲	۸۴۱/۸۲۱	۵
۸۳	۱۵/۴	۸۲/۹	۸۴۱/۸۲۱	۶
۱۰۹/۵	۱۳/۴	۱۰۹/۲	۸۴۱/۸۲۱	۷
۱۳۵/۶	۱۱/۴	۱۳۴/۹	۸۴۱/۸۲۱	۸
۱۶۵/۴	۶/۹۶	۱۶۳/۹	۱۱۳۴	۹
۱۷۱/۳	۱۹۴	۱۶۷	۱۱۳۴	۱۰
۱۷۱/۳	۱۹۴	۱۶۷	۱۱۱۷	۱۱
۲۰۰/۵	۱۹۲	۱۹۵/۲	۱۱۱۷	۱۲
۲۵۵/۷	۱۹۰	۲۴۶/۵	۱۱۱۷	۱۳
۲۹۵/۵	۱۸۸	۲۸۴/۲	۱۱۱۷	۱۴
۸۰۹/۱	۱۷۸/۵	۵۳۸	۱۱۱۷	۱۵
۷۵۴/۶	۶۹	۳۹۷/۶	۹۰/۱۶۵	۱۶
۲۶۱/۷	۶۵/۵	۲۵۲/۱	۹۰/۱۶۵	۱۷
۷۲۲/۷	۳۹/۴	۳۲۲/۹	۱۰۸/۷۷۳	۱۸
۲۰۴/۶	۳۸/۲	۲۰۰/۸	۱۹۸/۹۳۸	۱۹
۷۲۲/۷	۳۹/۴	۳۲۲/۲	۹۰۱/۳۲	۲۰
۸۴۴/۷	۳۵/۵	۵۳۸	۹۰۱/۳۲	۲۱
۷۹۷/۹	۳۵/۵	۴۵۱/۲	۱۶/۴۵۳	۲۲
۷۸۶/۳	۱۵/۱	۴۱۶/۳	۴۳/۵۳۴	۲۳
۱۷۴/۵	۱۴/۳	۱۷۲/۶	۲۴۲/۴۷۲	۲۴
۷۴۲/۶	۷/۳۳	۳۲۴/۳	۴۵/۱۶۱	۲۵
۷۴۱	۷/۱	۳۲۰	۳۹/۴۰۵	۲۶
۷۴۲/۶	۷/۳۳	۳۲۴	۸۲۷/۹۴۹	۲۷
۷۰۵/۸	۷/۶۳	۲۴۴/۶	۳۷/۱۶۸	۲۸

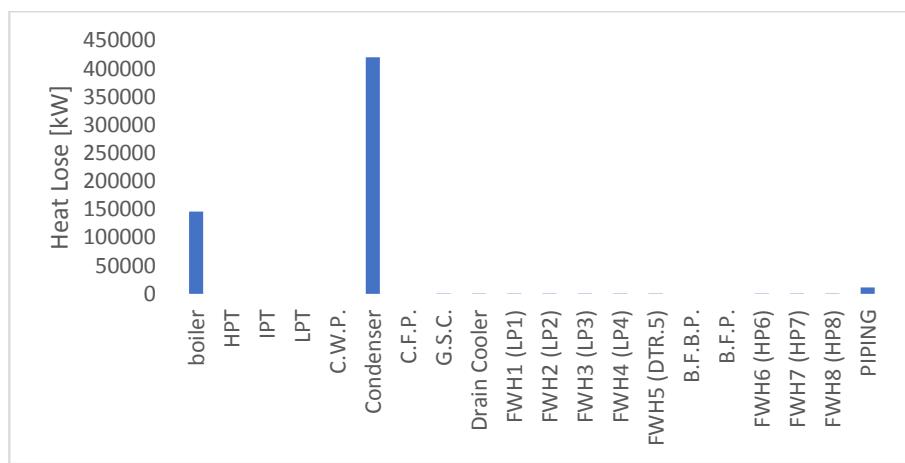
<b>نقاط</b>	$\dot{m}$ [T/h]	T [°C]	P [atm]	<b>h [kj/kg]</b>
۲۹	۳۷/۱۶۸	۱۱۴/۸	۳/۴۵	۱۱۵
۳۰	۳۶/۱۷۷	۱۶۵/۲	۱/۸۴۲	۶۶۹/۳
۳۱	۸۳/۷۴۳	۸۸/۵	۱/۵۶	۸۸/۵
۳۲	۱۶/۴۷۶	۸۷	۰/۸۳۷	۶۳۲/۶
۳۳	۱۶/۴۷۶	۸۷	۰/۸۳۷	۶۳۲/۶
۳۴	۳۲/۹۵۲	۸۷	۰/۸۳۷	۶۳۲/۶
۳۵	۱۱۶/۶۹۵	۶۳/۸	۰/۸۰۵	۶۳/۷
۳۶	۱۴/۹۹۴	۶۲/۱	۰/۲۲۳	۵۹۷/۵
۳۷	۱۴/۹۹۴	۶۲/۱	۰/۲۲۳	۵۹۷/۵
۳۸	۱۴۷/۷۹۷	۶۰/۹	۰/۲۱۲	۶۰/۹
۳۹	۱۴۷/۷۹۷	۳۹/۵	۰/۲۰۹	۳۹/۵
۴۰	۳۴۵/۸۳۲	۳۳/۱۳	۰/۰۵۲	۵۵۷/۶
۴۱	۳۴۵/۸۳۲	۳۳/۱۳	۰/۰۵۲	۵۵۷/۶
۴۲	۶۹۱/۶۶۴	۳۳/۱۳	۰/۰۵۲	۵۵۷/۶
۴۳	۴۰۲۸۶/۷۱	۲۱/۶۷	۲/۶۷	۲۱/۸
۴۴	۴۰۲۸۶/۷۱	۲۹/۶۷	۲/۱۸	۳۰
۴۵	۱/۸۸۸	۳۲۳	۳۹/۴	۷۲۴/۲
۴۶	۰/۴۵۷	۵۳۸	۱۷۸/۵	۸۰۹/۱
۴۷	۱/۱۲۹	۳۲۴	۷/۳۳	۷۴۲/۶
۴۸	۱/۱۱۴	۳۲۰	۰/۸۰۷	۷۴۱/۱
۴۹	۱/۰۹	۳۲۰	۰/۸۰۷	۷۴۱/۱
۵۰	۱/۲۷	۳۱۱/۳	۰/۸۰۷	۷۴۱/۱
۵۱	۱/۲۷	۹۳/۱	۰/۸۰۷	۹۴
۵۲	۱۰/۳۹۸	۳۲۴/۳	۷/۳۳	۷۴۱
۵۳	۱۰/۳۹۸	۱۱۵/۹	۷/۲۳	۱۱۵/۹
۵۴	۴/۸۴۲	۳۲۳	۳۹/۴	۷۲۴/۲
۵۵	۱/۸۷	۵۳۸	۱۷۸/۵	۸۰۹/۱
۵۶	۱۰۱۸/۵۲۵	۳۲۳/۲	۳۹/۴	۷۲۴/۲
۵۷	۱۰/۳۰۲	۱۸۷	۱۵	۱۸۹/۸
۱۷	۱۷	۱۶۷	۱۹۴	۷۱۷
	S/H SPRAY			

جدول ۳) نرخ تخریب اگزرزی و بازده اگزرزی تجهیزات نیروگاه

تجهیزات	نرخ تخریب اگزرزی	بازده اگزرزی
بویلر	$\dot{I}_{boiler} = \dot{E}_{X_f} + \dot{E}_{X_i} - \dot{E}_{X_e}$	$boiler = \frac{\dot{E}_{X_e} - \dot{E}_{X_i}}{\dot{E}_{X_f}}$
پمپ	$\dot{I}_{pump} = \dot{W}_{pump} + \dot{E}_{X_i} - \dot{E}_{X_e}$	$boiler = 1 - \frac{\dot{I}_{pump}}{\dot{W}_{pump}}$
گرمکن	$\dot{I}_{heaters} = \dot{E}_{X_i} - \dot{E}_{X_e}$	$heaters = 1 - \frac{\dot{I}_{heaters}}{\dot{E}_{X_i}}$
توربین	$\dot{I}_{turbine} = \dot{E}_{X_i} - \dot{E}_{X_e} - \dot{W}_{turbine}$	$Turbine = 1 - \frac{\dot{I}_{Turbine}}{\dot{E}_{X_i} - \dot{E}_{X_e}}$
کندانسور	$\dot{I}_{condenser} = \dot{E}_{X_i} - \dot{E}_{X_e}$	$condenser = \frac{\dot{E}_{X_e}}{\dot{E}_{X_i}}$

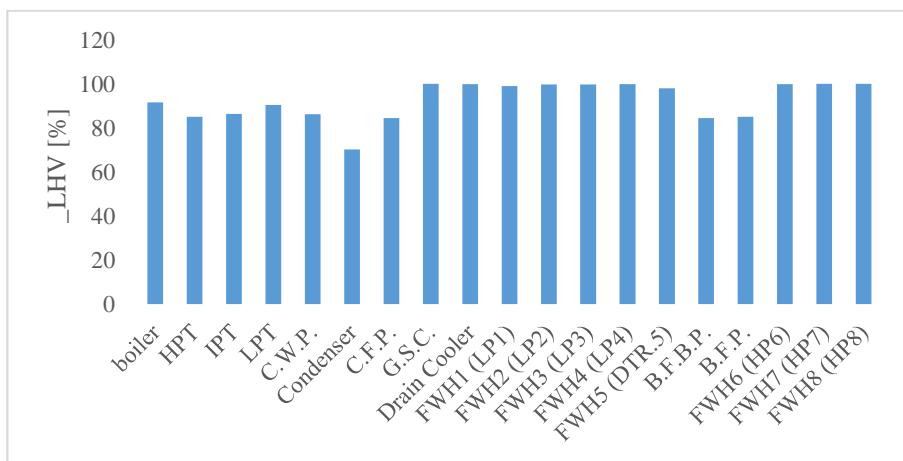
## نتایج و بحث‌ها

شکل (۲) انرژی تلف شده در اجزاء مخالف چرخه را نشان می‌دهد که بیشترین تلفات حرارتی به ترتیب در کندانسور و دیگ بخار است. در کندانسور  $420439/13\text{ kW}$  حرارت به برج خنک‌کن داده می‌شود و به محیط داده می‌شود.



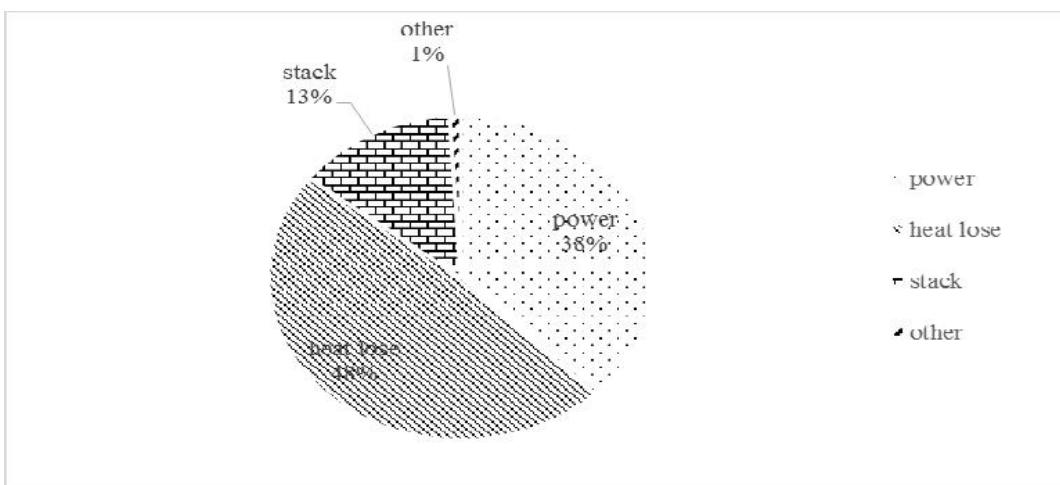
شکل (۲) انرژی تلف شده در اجزای مخالف چرخه

شکل (۳) بازده انرژی بر اساس ارزش حرارتی پایین سوخت اجزای چرخه را نشان می‌دهد که کندانسور به دلیل اتلاف حرارتی بالا، کمترین بازده را دارد.



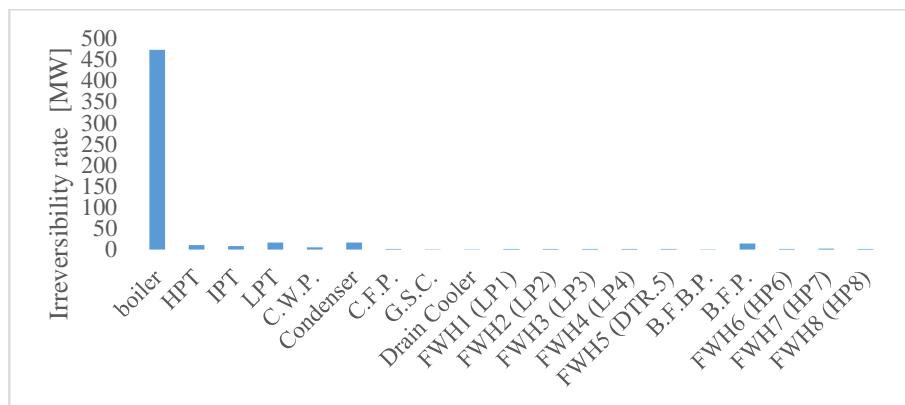
شکل (۳) بازده انرژی بر اساس ارزش حرارتی پایین سوخت اجزای چرخه

شکل (۴) میزان انرژی خروجی چرخه نیروگاه با توجه به انرژی اصلی ورودی سیکل توسط سوخت (از انرژی ورودی هوای محیط قبل پیش گرم شدن صرفنظر شده است) را نشان می‌دهد که بیشترین تلفات در کندانسور و تلفات حرارتی دیگر چرخه است و تقریباً ۳۸ درصد از انرژی ورودی به توان خروجی تبدیل می‌شود.



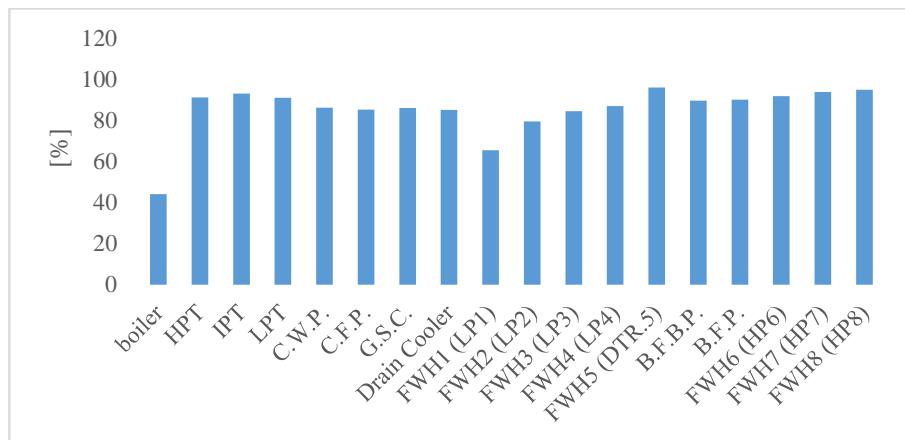
شکل (۴) میزان انرژی خروجی چرخه نیروگاه

شکل (۵) بازگشتناپذیری اجزای چرخه نیروگاه را نشان می‌دهد که دیگ بخار با  $473/861\text{ MW}$  بیشترین تخریب اگررژی را دارد. یکی از دلایل تخریب بالای اگررژی در بویلر فرایند احتراق است و به سبب آنکه احتراق یک فرایند بشدت بازگشتناپذیر است و مقدار بازگشتناپذیری در آن نسبت به سایر فرآیندها زیاد است، دیده می‌شود که بویلر بخش اعظمی از اتلاف اگررژی چرخه را دارد، مجموعه توربین با  $34/534\text{ MW}$  و کندانسور با  $16/178\text{ MW}$  به ترتیب عامل اصلی بازگشتناپذیری چرخه را تشکیل می‌دهند.



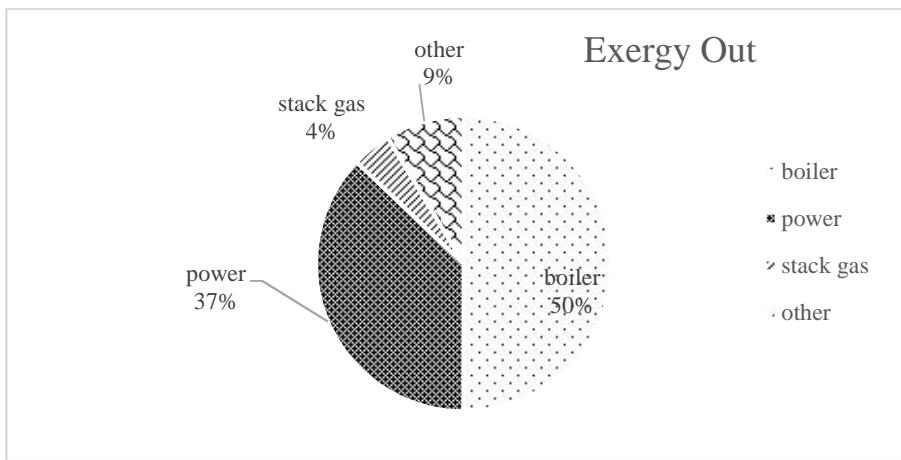
شکل ۵) بازگشتناپذیری اجزاء چرخه نیروگاه

شکل (۶) بازده اگررژی اجزای چرخه را نشان می‌دهد که دیگ بخار به دلیل بیشترین بازگشتناپذیری، دارای کمترین بازده است.



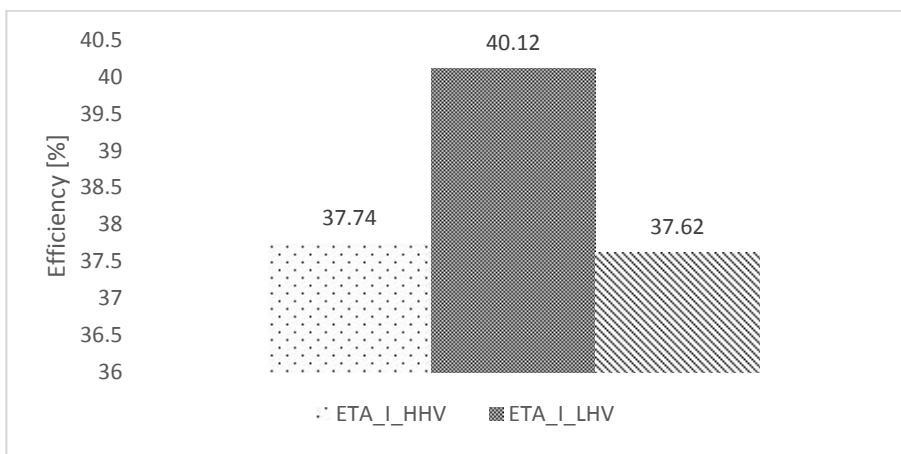
شکل ۶) بازده اگررژی اجزاء چرخه

شکل (۷) میزان اگررژی خروجی نیروگاه را نشان می‌دهد که از کل اگررژی ورودی سوخت به چرخه بیشترین مقدار، ۵۰ درصد در دیگ بخار تخریب شده و ۳۷ درصد آن به توان تبدیل می‌شود.



شکل ۷) میزان اگزرسی خروجی نیروگاه

شکل (۸) بازده انرژی بالرزش حرارتی بالا و پایین سوخت و بازده اگزرسی کل چرخه نیروگاه تبریز را نشان می‌دهد که به ترتیب  $37/74$  درصد،  $40/12$  درصد،  $37/62$  درصد است.



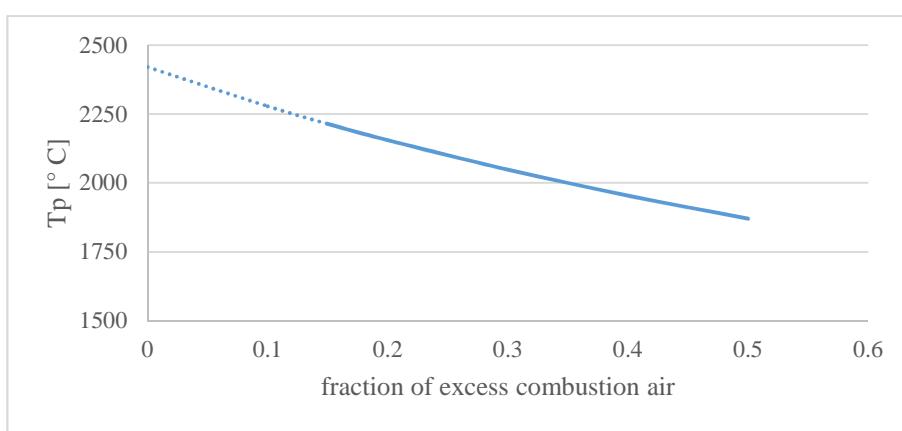
شکل ۸) بازده انرژی بالرزش حرارتی بالا و پایین سوخت و بازده اگزرسی کل چرخه نیروگاه تبریز

جهت اعتبار سنجی بررسی انجام شده، نتایج حاصل با کار مشابه غلامرضا نژاد [۱] مقایسه شد. نتایج غلامرضا نژاد [۱] نشان می‌دهد که بویلر عامل اصلی نابودی اگزرسی در چرخه نیروگاه می‌باشد که در بار مشابه، مقدار این نابودی  $56/23$  درصد اگزرسی سوخت را تشکیل می‌دهد در حالی که مقدار افت انرژی در آن  $13/03$  درصد انرژی سوخت ورودی می‌باشد و در مقابل میزان افت انرژی در کندانسور  $42/77$  درصد انرژی سوخت بوده در حالی که مقدار نابودی اگزرسی در آن  $1/06$  درصد اگزرسی سوخت ورودی می‌باشد. مشاهده می‌شود که در کل توافق خیلی خوبی بین نتایج حاصل از تحقیق حاضر و نتایج غلامرضا نژاد [۱] وجود دارد.

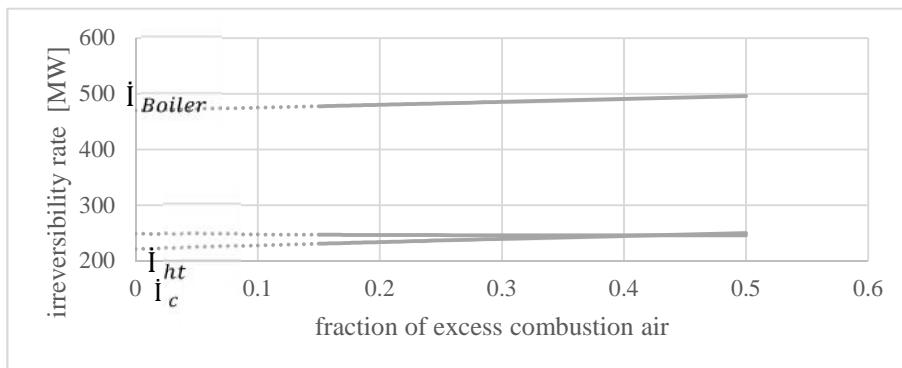
### بررسی تأثیر کاهش ضریب هوای اضافی احتراق

در این قسمت، راهکاری برای کاهش بازگشتناپذیری دیگ بخار برای کاهش بازگشتناپذیری فرایند احتراق با کاهش ضریب هوای اضافی احتراق ( ) ارائه شده است. با کاهش ، دما (درنتیجه اگزرزی) محصولات احتراق افزایش می‌یابد درحالی که هوای کمتری پیش گرم می‌شود. به عنوان نمونه، ضریب هوای اضافی احتراق را از  $0/0.4$  تا  $0/0.15$  کاهش داده تا نتایج با استفاده از معادلات مذکور به دست آید. میزان جریان سوخت مجاز به نسبت متفاوت است اما دمای هوای پیش گرم کن و گازهای خروجی دودکش ثابت بوده و حالت و دبی همه جریان‌های  $H_2O$  ثابت (برای مثال خروجی دیگ بخار) است.

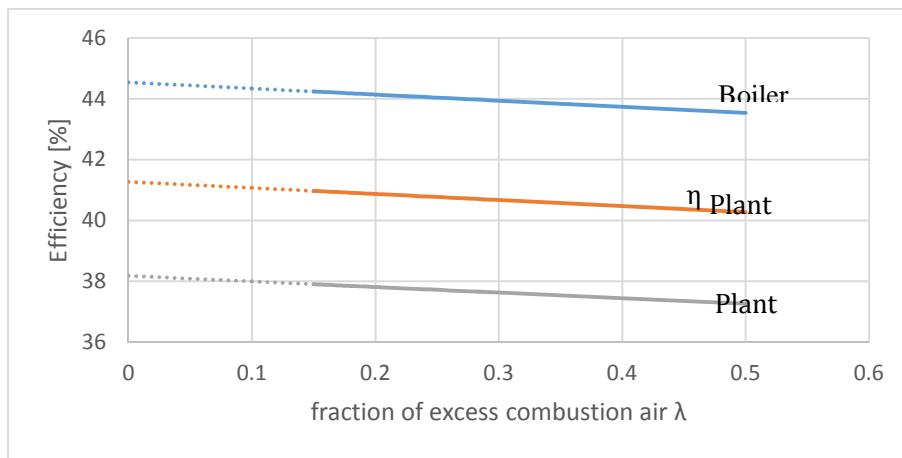
شکل‌های (۹) و (۱۰) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با دمای محصولات احتراق و نرخ برگشتناپذیری دیگ بخار و فرایندهای احتراق و انتقال حرارت با معادلات مذکور را نشان می‌دهد که خطوط نقطه‌چین، رفتار پارامترها را بین  $=0/0.15$  و  $=0/0.10$  (همچنین در شکل (۱۱) و شکل (۱۴) پیش‌بینی می‌کند.



شکل ۹) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با دمای محصولات احتراق



شکل ۱۰) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با نرخ برگشتناپذیری دیگ بخار و فرایندهای احتراق و انتقال حرارت



شکل (۱۱) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با بازده انرژی و اگزرژی نیروگاه و بازده اگزرژی دیگ بخار

با توجه به شکل (۱۰)، با کاهش ضریب هوای اضافی احتراق نرخ برگشت‌ناپذیری دیگ بخار اندکی کاهش می‌یابد، با کاهش نرخ برگشت‌ناپذیری احتراق و انتقال حرارت به ترتیب افزایش و کاهش می‌یابد. نرخ برگشت‌ناپذیری احتراق کاهش می‌یابد، زیرا با توجه به شکل (۹)، دمای گازهای خروجی دودکش با کاهش ، افزایش و درنتیجه اگزرژی گازهای محصولات احتراق افزایش می‌یابد. نرخ برگشت‌ناپذیری انتقال حرارت افزایش می‌یابد، زیرا اختلاف دمای گاز دودها و جریان بخار آب زیاد می‌شود. درحالی که با کاهش ، برگشت‌ناپذیری دیگ بخار کاهش می‌یابد، مصرف سوخت برای فرایند احتراق هم کاهش می‌یابد.

شکل (۱۱) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با بازده انرژی و اگزرژی نیروگاه و بازده اگزرژی دیگ بخار را نشان می‌دهد که با کاهش افزایش می‌یابند. با کاهش از  $1/4$  تا  $1/15$  بازده انرژی و اگزرژی بهبودیافته به ترتیب  $497/46$  درصد،  $957/40$  درصد افزایش می‌یابند و در مجموع، بازده انرژی و اگزرژی بهبودیافته به توجه به خطوط نقطه‌چین، اگر از نسبت هوا در فرایند احتراق استفاده شود (با کاهش از  $1/4$  تا صفر (نسبت هوای استوکیومتری)، بازده انرژی و اگزرژی بهبودیافته تقریباً به ترتیب  $796/736$  درصد افزایش می‌یابد و در مجموع، بازده انرژی و اگزرژی  $1/532$  درصد افزایش می‌یابد).

جهت اعتبار دهی، نتایج حاصل با کار مشابه غلامرضا نژاد [۱] مقایسه شد و مشاهده شد که در کل، توافق بسیار خوبی بین نتایج حاصل از تحقیق حاضر و نتایج غلامرضا نژاد [۱] وجود دارد. همچنین بررسی انجام شده دیگری، نتایج حاصل با کار مشابه بهینه‌سازی روزن [۸] بر روی نیروگاه زغال‌سنگ با توان تولیدی  $480\text{ MW}$  مقایسه شد. در کار روزن [۸] با کاهش از  $1/4$  تا  $1/15$  در مجموع بازده انرژی و اگزرژی  $1/4$  درصد افزایش می‌یابد و با کاهش از  $1/4$  تا صفر (نسبت

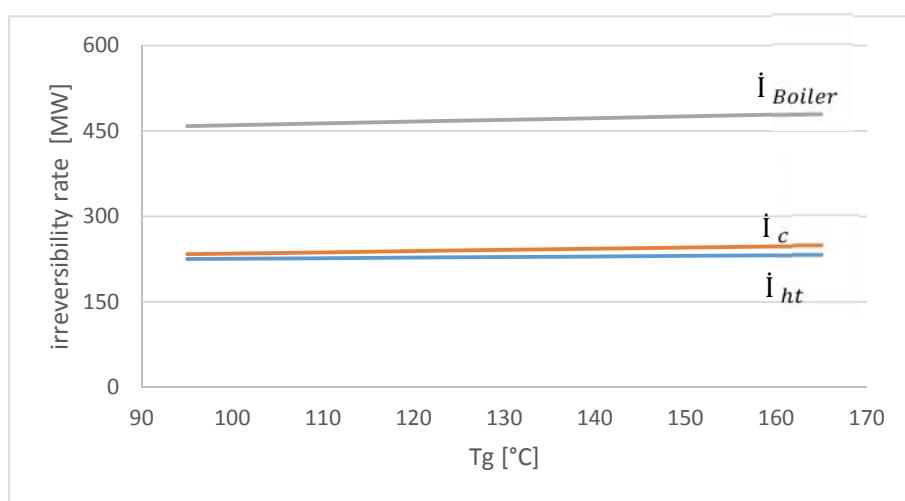
هوای استوکیومتری) در مجموع، بازده انرژی و اگررژی ۲/۲ درصد افزایش می‌یابد. مشاهده شد که در کل توافق خوبی بین نتایج حاضر با نتایج روزن [۸] وجود دارد.

### تأثیر کاهش دمای گازهای خروجی دودکش

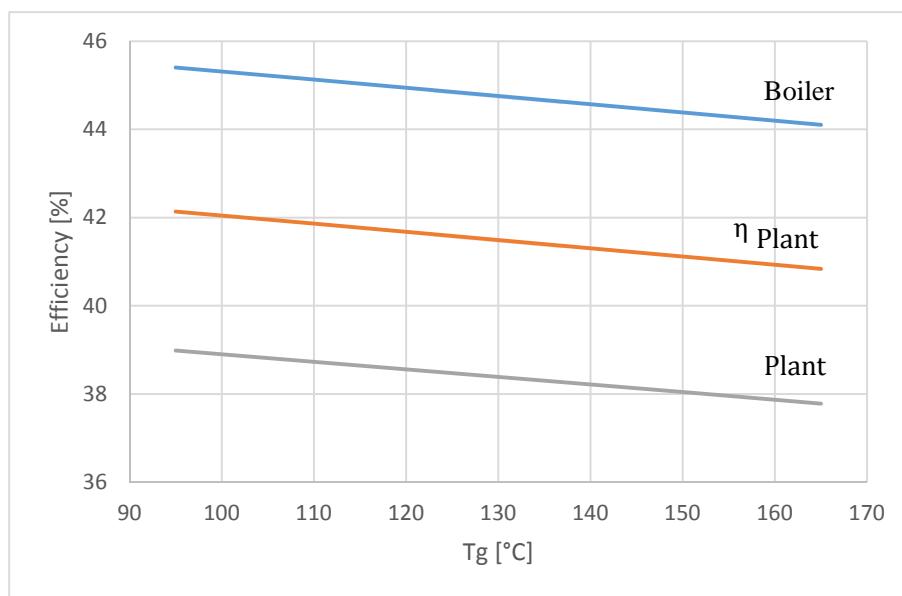
راه کاری دیگر برای کاهش بازگشت ناپذیری احتراق در دیگ بخار، کاهش دمای گازهای خروجی دودکش است. کاهش دمای دودکش موجب بهبود باز گرمایش هوای احتراق و درنتیجه، باعث افزایش دمای هوای احتراق می‌شود. ملاحظات عملی محدودیت کمتری برای دمای دودکش ایجاد می‌کند. استفاده از پوشش تفلون (برای جلوگیری از خوردگی ناشی از اسیدهای (سولفوریک و نیتریک) که در دماهای پایین گازهای خروجی دودکش چگالیده شده ایجاد می‌شوند) این امکان را ایجاد می‌کند که دمای دودکش  $56^{\circ}\text{C}$ – $83^{\circ}\text{C}$  کمتر از دمای نامی دمای دودکش  $159^{\circ}\text{C}$  کاهش داد [۷].

با توجه به این محدودیت، دو نمونه دمای کاهش یافته بر اساس دمای دودکش به صورت  $117^{\circ}\text{C}$  و  $97^{\circ}\text{C}$  در نظر می‌گیریم.

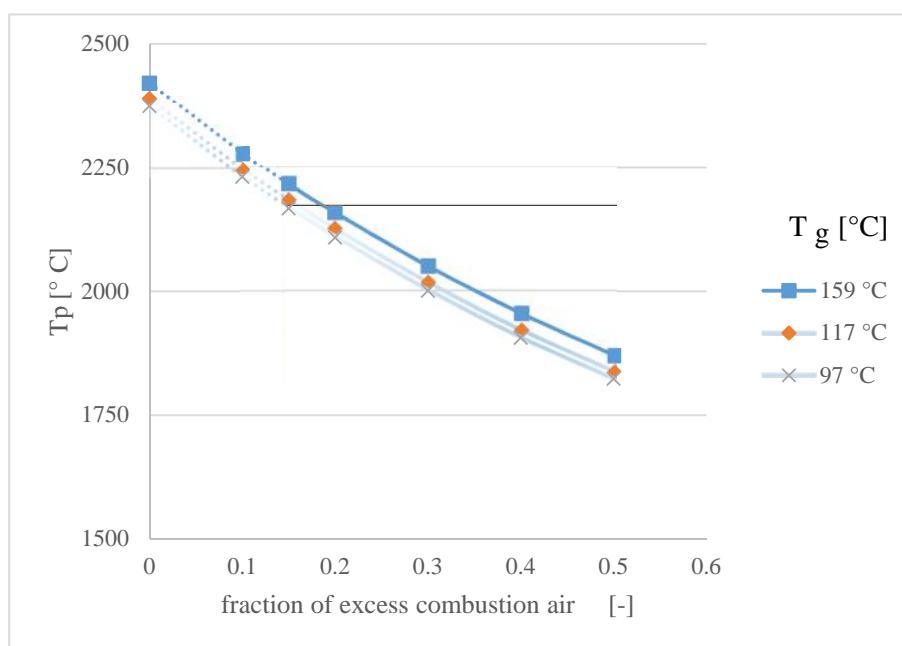
شکل (۱۵) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با نرخ برگشت ناپذیری دیگ بخار و فرایندهای احتراق و انتقال حرارت در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش را نشان می‌دهد. شکل‌های (۱۶)، (۱۷) و (۱۸) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با بازده اگررژی و انرژی نیروگاه و دیگ بخار در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش را نشان می‌دهند.



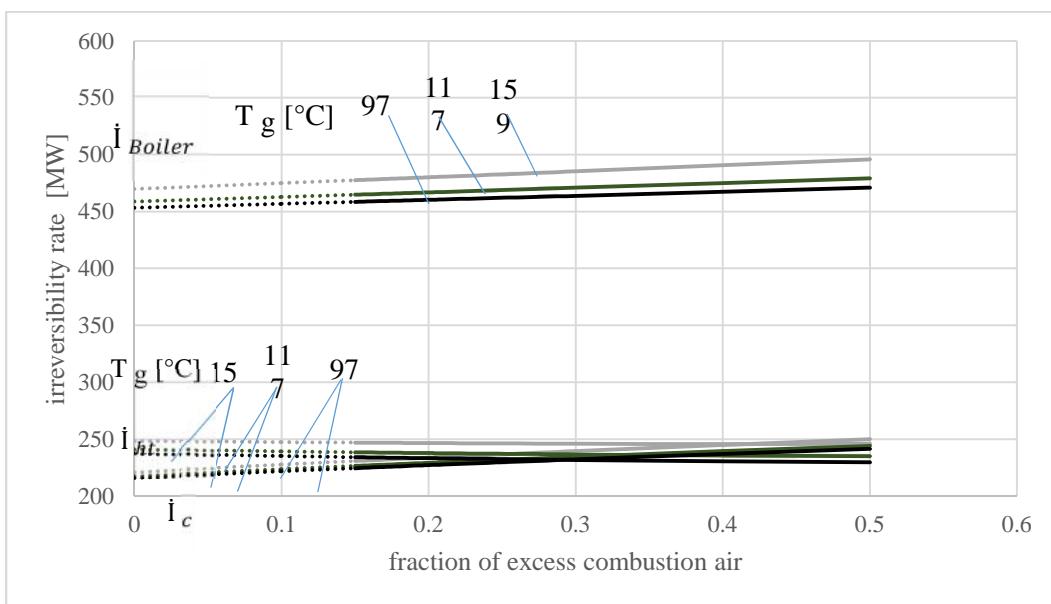
شکل (۱۲) نحوه تغییرات دمای گازهای خروجی دودکش با نرخ برگشت ناپذیری دیگ بخار و فرایندهای احتراق و انتقال حرارت



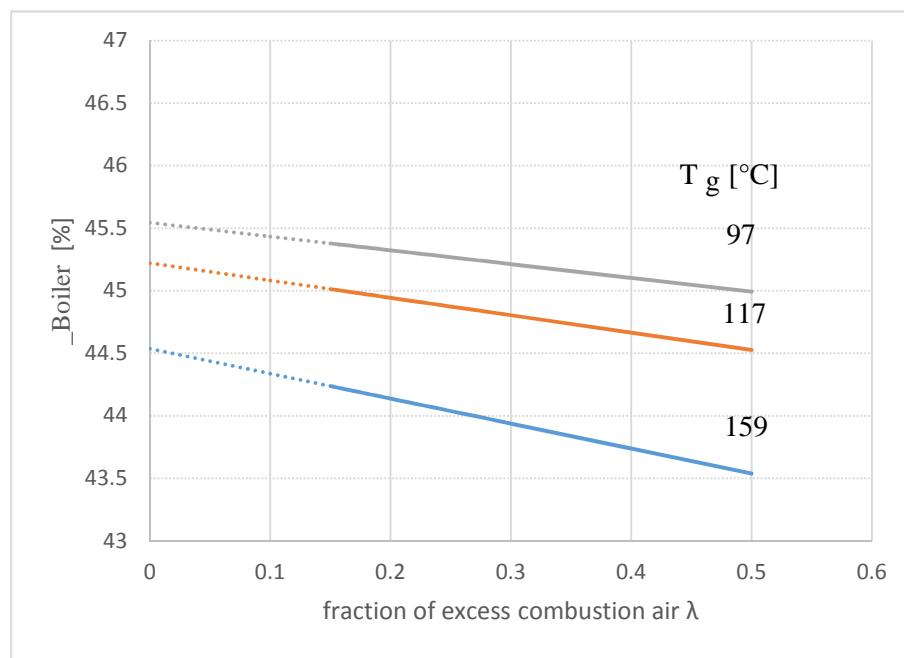
شکل ۱۳) نحوه تغییرات دمای گازهای خروجی دودکش با بازده انرژی و اگزرسی نیروگاه و بازده اگزرسی دیگ بخار



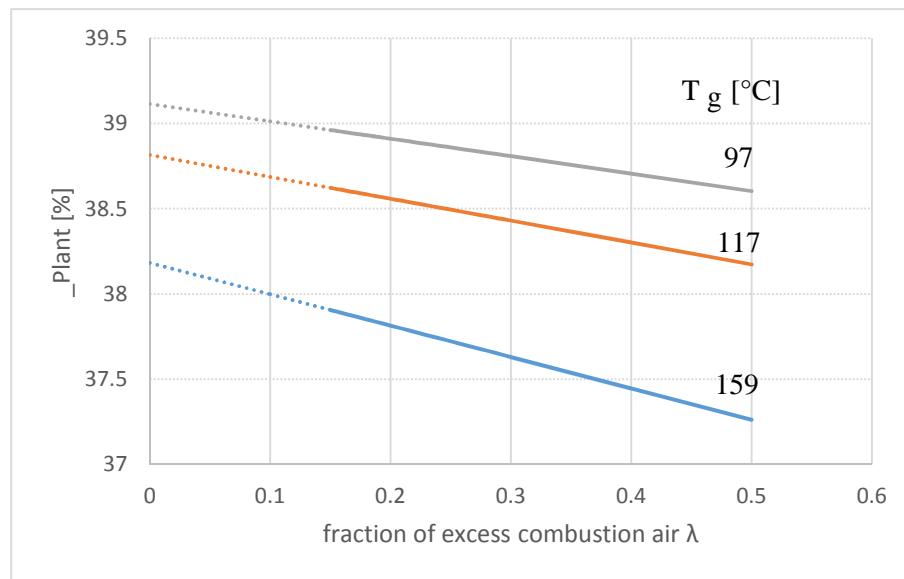
شکل ۱۴) نحوه تغییرات خربب هوای اضافی احتراق با دمای محصولات احتراق در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش



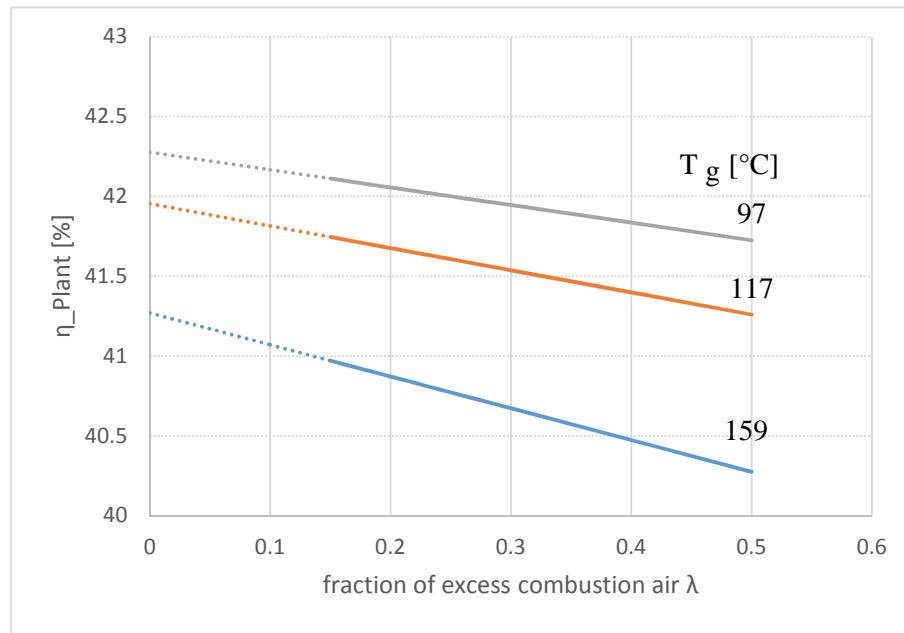
شکل ۱۵) نحوه تغییرات خربب هوای اضافی احتراق با نرخ برگشتناپذیری دیگ بخار و فرایندهای احتراق و انتقال حرارت در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش



شکل ۱۶) نحوه تغییرات خربب هوای اضافی احتراق با بازده اگزرزی دیگ بخار در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش



شکل ۱۷) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با بازده انگرژی چرخه در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش



شکل ۱۸) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با بازده انگرژی چرخه در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش

کاهش دمای دودکش، دمای هوای پیش گرم و دمای محصولات احتراق را افزایش می‌دهد. در شکل (۱۵) با کاهش دمای دودکش، نرخ برگشت‌نایذیری فرایندهای احتراق و انتقال حرارت کاهش و در مجموع، نرخ برگشت‌نایذیری دیگ

بخار کاهش خواهد یافت. افزایش دمای محصولات احتراق باعث افزایش اختلاف دمای جریان  $H_2O$  و دمای محصولات احتراق می‌شود و در نتیجه، تلفات اگررژی توسط کاهش دمای دودکش خنثی می‌شوند (توسط کاهش اگررژی تلفی). کاهش نرخ برگشت‌ناپذیری دیگ بخار با کاهش دمای دودکش بیشتر مربوط به کاهش نرخ برگشت‌ناپذیری انتقال حرارت است.

شکل‌های (۱۶)، (۱۷) و (۱۸) نشان می‌دهند که با کاهش دمای دودکش از  $159^{\circ}C$  تا  $157^{\circ}C$ ، بازده اگررژی دیگ بخار  $1/141$  درصد و بازده اگررژی چرخه  $1/055$  درصد و بازده انرژی  $1/141$  درصد افزایش می‌یابد که در مجموع، بازده انرژی و اگررژی را  $2/196$  درصد افزایش می‌دهد.

جهت اعتبار دهی بهینه‌سازی انجام شده، نتایج حاصل با کار مشابه بهینه‌سازی روزن و همکارش [۸] بر روی نیروگاه زغال‌سنگ با توان تولیدی  $480\text{ MW}$  مقایسه شد. در کار روزن و همکارش [۸]، با کاهش دمای گاز دودهای خروجی دودکش از  $149^{\circ}C$  تا  $147^{\circ}C$  در مجموع، بازده انرژی و اگررژی  $3/5$  درصد افزایش می‌یابد. مشاهده شد که در کل، توافق خوبی بین نتایج حاضر با نتایج روزن و همکارش [۸] وجود دارد.

### نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر، تحلیل انرژی و اگررژی یک واحد نیروگاه تبریز با توان  $368\text{ MW}$  در بار کامل حالت طراحی انجام شد. تحلیل‌های انرژی نشان دادند که در چرخه نیروگاه تبریز حداکثر اتلاف انرژی در کندانسور اتفاق می‌افتد و سپس دیگ بخار بیشترین مقدار تلفات انرژی به میزان  $192/902\text{ MW}$ ،  $1/969$  درصد شامل می‌شوند. علاوه بر این، بازده انرژی نیروگاه بر اساس ارزش گرمایی پایین و بالای  $12/320\text{ MW}$  در ترتیب  $40/12$  درصد و  $37/74$  درصد است. از طرف دیگر، تحلیل اگررژی برخلاف تحلیل انرژی نشان داد که تخریب اگررژی در کندانسور به دلیل کیفیت پایین انرژی اتلافی ازلحاظ ترمودینامیکی زیاد نیست. ازلحاظ تخریب اگررژی، بیشترین تخریب به ترتیب در سیستم دیگ بخار به مقدار  $473/861\text{ MW}$ ، در مجموعه توربین به مقدار  $34/534\text{ MW}$ ، در کندانسور به مقدار  $16/178\text{ MW}$ ، از اگررژی ورودی سوخت تخریب می‌شود. بازده اگررژی چرخه  $37/62$  درصد است. با استفاده از تحلیل اگررژی مشخص شد که بویلر نیروگاه تبریز به علت تخریب اگررژی بالا باید بهینه شود. سپس با بررسی بویلر نشان داده شد که با کاهش ضریب هوای اضافی احتراق از  $4/0$  تا  $15/0$  بازده انرژی و اگررژی بهبودیافته به ترتیب  $497/0$  درصد و  $46/0$  درصد افزایش می‌یابند و در مجموع، بازده انرژی و اگررژی بهبودیافته تقریباً به ترتیب خطوط نقطه‌چین، اگر از هوای احتراق در فرایند احتراق استفاده شود، بازده انرژی و اگررژی بهبودیافته تقریباً به ترتیب  $796/0$  درصد و  $736/0$  درصد افزایش می‌یابد و در مجموع، بازده انرژی و اگررژی  $1/532$  درصد افزایش می‌یابد. با

کاهش دمای دودکش از  $159^{\circ}\text{C}$  تا  $97^{\circ}\text{C}$  بازده اگزرژی دیگ بخار  $1/141$  درصد و بازده اگزرژی چرخه  $1/0.55$  درصد و بازده انرژی چرخه  $1/141$  درصد افزایش می‌یابد که درمجموع، بازده انرژی و اگزرژی را  $2/196$  درصد افزایش می‌دهد.

## منابع

- [۱] غلامرضا نژاد، فرشید. (۱۳۸۸)، تحلیل بویلهای نیروگاهی به روش اگزرژی، ششمین سمینار مدیریت مصرف انرژی ویژه صنایع، شرکت توزیع نیروی برق تهران بزرگ، تهران.
- [۲] Bejan, A., (1988).Advanced Engineering Thermodynamics, Wiley, Newyork,.
- [۳] Habib M., AL-Bagavi, S. 1995 “Thermodynamic performance analysis of the Ghazlan power plant”. Energy; Vol. 20, No. 11, pp. 1121-1130.
- [۴] Hasti, S., Aroonwilasa, A., 2013. Veawab, A. Exergy Analysis of Ultra Super-Critical Power Plant. Energy Procedia, Vol. 37, pp. 2544 – 2551.
- [۵] Kopac, M., Hilalci, A. 2007. “Effect of ambient temperature on the efficiency of the regenerative and reheat Catalagzi power plant in Turkey. Applied Thermal Engineering”, Vol. 27, pp. 1377–1385.
- [۶] Rosen, M. A. 2001. “Energy- and exergy-based comparison of coal-fired and nuclear steam power plants”. Exergy Int. J, Vol. 3, pp. 180-192.
- [۷] Kitto, J.B. and Piepho, J.M. 1995. “Making aging coal-fired boilers low-cost competitors”. Power, Vol. 139, No. 12, pp. 21–26.
- [۸] Rosen, Marc A. 2008. “Improving steam power plant efficiency through exergy analysis: effects of altering excess combustion air and stack-gas temperature”. Int. J. Exergy, Vol. 5, No. 1.

## اصطلاحات :

توضیحات	علام و اختصار	توضیحات	علام و اختصار
High pressure turbine	HPT	دی جرمی	$\dot{m}$
Low Pressure Turbine	LPT	آنتالپی	$h$
Intermediate Pressure Turbine	IPT	آتروبی	$s$
Steam Air Heater	SAH	انرژی	$\dot{E}$
Deaerator	DTR	دما	$T$
Feed Water	FW	فشار	$P$
Boiler Circulating Pump	BCP	بازده انرژی	
Circulating Water Pump	CWP	بازده اگررژی	
Boiler Feed Pump	BFP	ارزش حرارتی بالای سوخت	HHV
Gland Steam Condenser	GSC	ارزش حرارتی پایین سوخت	LHV
ورود	In	اگررژی	$\dot{E}_x$
خروج	Out	کار واقعی	$\dot{W}$
حالت مرجع (محیط)	0	کار آبزنشروپیک	$\dot{W}_s$
بازگرمايش	re	بازگشت ناپذیری	$i$