تحلیل انرژی و اگزرژی نیروگاه حرارتی تبریز

سجاد عارف دهقانی[۱]، علیرضا رستم‌زاده خسروشاهی [۲]

تاریخ دریافت مقاله: ۹۴/۹/۲۰

تاریخ پذیرش مقاله: ۹۴/۳/۱۲

چکیده:

در تحقیق حاضر، نیروگاه حرارتی تبریز با توان ۳۶۸MW موردبررسی قرارگرفته و پس از تحلیل انرژی و اگزرژی، با ارائه مدل ترمودینامیکی، اجزای دارای افت بالاتر و یا راندمان کمتر در چرخه شناسایی‌شده و نیاز آنها برای بهینه‌سازی بیشتر معرفی‌شده است. همچنین تحلیل انرژی چرخه نشان می‌دهد که کندانسور و بویلر به ترتیب با ۴۲۰/۴۴۰MW و ۱۴۶/۲۶۸MW دارای بیشترین تلفات انرژی می‌باشند. نتایج تحلیل اگزرژی نشاندهنده آن است که بویلر با ۴۷۳/۸۶۱MW ، توربین با ۳۴/۵۳۴MW و کندانسور ۱۶/۱۷۸MW بیشترین مقدار تخریب اگزرژی را به خود اختصاص داده‌اند. نتایج محاسبات، راندمان قانون اول (انرژی) و دوم (اگزرژی) چرخه در بار نامی را به ترتیب ۴۰/۱۲ درصد و ۳۷/۶۲ درصد نشان می‌دهد. با بررسی بویلر نیروگاه، دو پیشنهاد برای افزایش راندمان بویلر و سیکل ارائه شد: الف) با کاهش ضریب هوای اضافی از ۰/۴ تا ۰/۱۵ بازده انرژی و اگزرژی بهبود یافته به ترتیب ۰/۴۹۷ درصد ، ۰/۴۶ درصد افزایش می‌یابند. ب) با کاهش دمای دودکش از ۱۵۹°C تا ۱۱۷°Cو ۹۷°C، و بازده انرژی و اگزرژی چرخه به ترتیب ۱/۱۴۱ درصد و ۱/۰۵۵ درصد افزایش می‌یابد.

کلمات کلیدی:

اگزرژی، انرژی، بازگشت‌ناپذیری، راندمان، نیروگاه حرارتی

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

۲) مربی دانشکده مهندسی مکانیک، دانشکده فنی ۲، دانشگاه آزاد واحد تبریز Arkhosroshahi@gmail.com

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]

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 بدین‌صورت گزارش‌شده 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 قدیمی بودن طراحی برخی نیروگاه‌ها (عدم مطابقت با فناوری روز) و بیشترین سهم آنها در تولید برق ایران، قابل‌توجه 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 ازجمله سرمایه‌گذاری اولیه، هزینه سوخت و هزینه کارکرد. برای رسیدن به این هدف، روش‌های مختلفی بر اساس عملکرد سیکل نیروگاه اتخاذ شده است. ازجمله این روش‌ها در نیروگاه‌های بخار پیشرفته، به کار بردن مبدل‌های حرارتی سوپرهیت و گرم کن مجدد، ایجاد خلأ زیاد در کندانسور و استفاده از بازیاب‌های مختلف به‌عنوان گرم‌کن آب تغذیه است. در تحلیل اگزرژی نیروگاه، مقدار بازگشت‌ناپذیری‌ها در تک‌تک اجزاء نیروگاه معلوم می‌گردد و با استفاده از روش‌های بهینه‌سازی می‌توان افت‌ها را تا حد امکان کاهش داد. مفهوم اگزرژی نه‌تنها در بررسی راندمان بلکه در تحلیل اقتصادی و ارزیابی مالی سیستم‌ها حائز اهمیت است. هزینه‌ها دربردارنده ارزش انرژی هستند. استفاده از محتوای اگزرژی به‌عنوان پایه برای ارزیابی اقتصادی و مدیریت قیمت و برآورد سود فروش، بسیار مهم است. همچنین اگزرژی برای مهندسی عملکرد و طراحی و بهینه‌سازی مهندسی مفید است. پس اگزرژی را می‌توان روش منطقی برای بررسی راندمان، سوخت‌ها و منابع فرایند، هزینه‌ها، اتلاف‌ها و ارزش و قیمت خروجی سیستم‌ها در نظر گرفت [۲].

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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]

اجزای نیروگاه را انجام داد. روزن [۶] تحلیل انرژی و اگزرژی 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 ارائه‌شده است. مدل ترمودینامیکی شامل معادلات مربوط به قوانین اول و دوم ترمودینامیک حاکم بر اجزای چرخه است که این معادلات در نرم‌افزار EES موردبررسی قرارگرفته است. تحلیل انرژی و اگزرژی 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 واقع‌شده 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 آلستوم 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 به‌صورت زیر است:

رطوبت نسبی ۵۰ درصد

متوسط حداکثر درجه حرارت محیط ۳۵^{o} C بالای صفر

متوسط حداقل درجه حرارت محیط ۱۹^{o} C زیر صفر

فشار محیط kPa ۱۰۱/۳

سوخت نیروگاه

سوخت اصلی نیروگاه، گاز طبیعی و سوخت سنگین (مازوت) است. گاز طبیعی از طریق لوله‌کشی 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 ۴۳۰ مترمکعبی نگهداری می‌شود.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]

مشخصات فنی نیروگاه

این مشخصات در جدول (۱) آمده است.

جدول ۱) مشخصات فنی نیروگاه

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

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 اگزرژی در فرایندهای پایه نیروگاه

اگزرژی حداکثر کار مفیدی است که از مقدار مشخصی از انرژی موجود یا از جریانی از مواد حاصل می‌شود. در تحلیل اگزرژی، 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 ازنظر مصرف انرژی انتخاب نمود. در این تحقیق تحلیل اگزرژی 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 اگزرژی اگر هر یک از قسمت‌های نیروگاه را به‌عنوان یک حجم کنترل در نظر بگیریم، با نوشتن قوانین پیوستگی و قانون اول و دوم ترمودینامیک خواهیم داشت:

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e \qquad (۱)$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]

$$\sum_i \dot{E}_i + \dot{Q} = \sum_e \dot{E}_e + \dot{W} \quad (۲)$$

معادله (۲) بیانگر قانون اول ترمودینامیک است که در آن $\dot{W}$ کار داده‌شده 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 به‌صورت زیر است:

$$\sum_i \dot{S}_i + \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T} + \dot{S}_{gen} = \sum_e \dot{S}_e + \sum_e \frac{\dot{Q}_e}{T} \quad (۳)$$

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

$$\sum_i \dot{Ex}_i + \sum_i (1-\frac{T}{T_k})\dot{Q}_k = \sum_e \dot{Ex}_e + \dot{W} + \dot{I} \quad (۴)$$

نرخ اگزرژی جریان بخار عبارتند از:

$$\dot{E}x = \dot{m}\left(Ex\right) \quad (۵)$$

$$\dot{m}\left(Ex\right) = \dot{m}\left(Ex^{tm} + Ex^{ch}\right) \quad (۶)$$

اگزرژی مخصوص به‌صورت زیر است:

$$Ex^{tm} = \left(h - h_0\right) - T_0\left(s - s_0\right) \quad (۷)$$

در جدول (۳) روابط نرخ تخریب اگزرژی و بازده اگزرژی تجهیزات نیروگاه نشان داده‌شده است. خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف چرخه نیروگاه حرارتی تبریز در جدول (۲) به‌تفصیل 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 می توان به صورت زیر بیان کرد:

$$CH_{1.74}S_{0.008}+1.443(1+\lambda)(O_2+3.76N_2) \rightarrow CO_2+0.87H_2O+0.008SO_2+5.425(1+\lambda)N_2+1.443\lambda O_2 \quad (۸)$$

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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]

$$AF = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} = \frac{\dot{n}_a M_a}{\dot{n}_f M_f} = \frac{1.443(1+\lambda)4.76 M_a}{M_f} \quad (۹)$$

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

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

$$\dot{E} = \sum_i \dot{n}_i [\bar{h} - \bar{h}_0]_i \quad (۱۰)$$

درجه حرارت احتراق آدیاباتیک با استفاده از تعادل انرژی (کار و حرارت صفر می‌باشد) توسط معادله (۱۱) تعیین می شود.

$$\dot{E}_f + \dot{E}_a = \dot{E}_p \quad (۱۱)$$

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

$$\dot{E}_f - \dot{E}_g = \dot{m}_{fw}(h_{fw,e} - h_{fw,i}) + \dot{m}_{re}(h_{re,e} - h_{re,i}) \quad (۱۲)$$

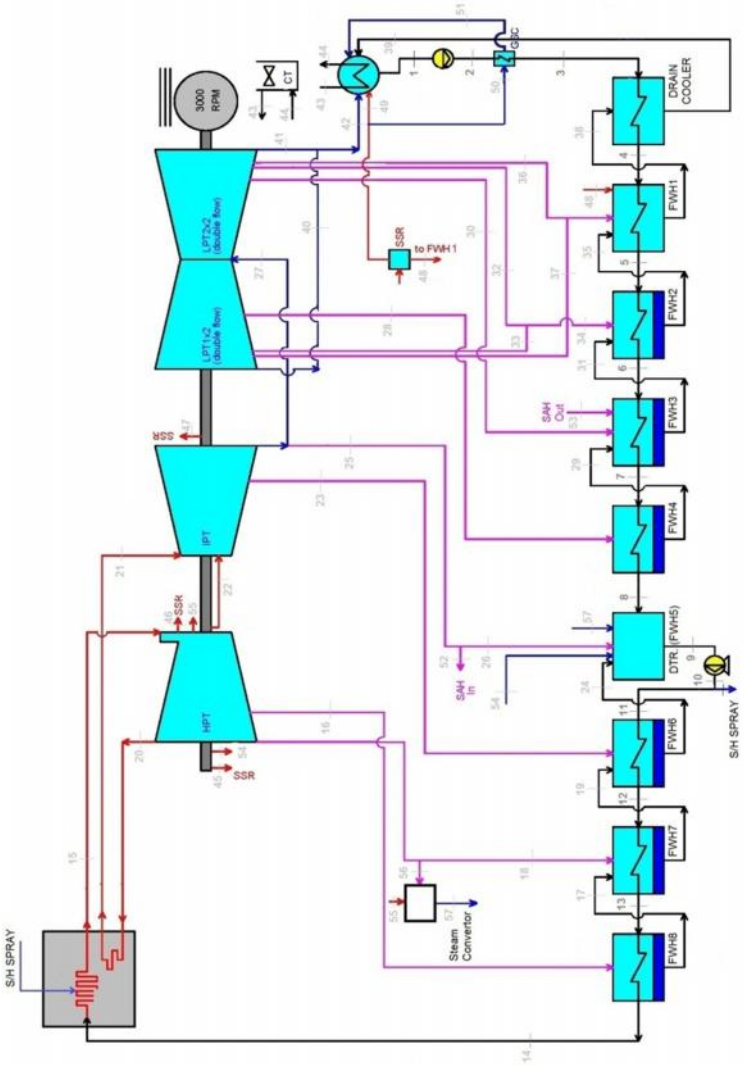
برگشت ناپذیری احتراق $\dot{I}_c$ و انتقال حرارت $\dot{I}_{ht}$ توسط معادلات (۱۳) و (۱۴) به دست می‌آید.

$$\dot{I}_c = \dot{E}x_f + \dot{E}x_a - \dot{E}x_p \quad (۱۳)$$

$$\dot{I}_{ht} = \dot{E}x_p + \dot{E}x_{feed,i} + \dot{E}x_{re,i} - \dot{E}x_g - \dot{E}x_{feed,e} - \dot{E}x_{re,e} - \dot{E}x_a \quad (۱۴)$$

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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]



شکل ۱) مدل ترمودینامیکی چرخه کاری نیروگاه حرارتی تبریز

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]

جدول ۲) خواص ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل نیروگاه حرارتی تبریز

نقاط	$\dot{m}$ [T/h]	T [°C]	P [atm]	h [kj/kg]
۱	۸۴۱/۸۲۱	۳۲/۶	۰/۴۴۶	۳۲/۸
۲	۸۴۱/۸۲۱	۳۲/۸	۲۲/۴	۳۳
۳	۸۴۱/۸۲۱	۳۳/۹	۲۰/۹	۳۴/۱
۴	۸۴۱/۸۲۱	۳۷/۹	۱۹/۴	۳۷/۹
۵	۸۴۱/۸۲۱	۵۸/۲	۱۷/۴	۵۸/۳
۶	۸۴۱/۸۲۱	۸۲/۹	۱۵/۴	۸۳
۷	۸۴۱/۸۲۱	۱۰۹/۲	۱۳/۴	۱۰۹/۵
۸	۸۴۱/۸۲۱	۱۳۴/۹	۱۱/۴	۱۳۵/۶
۹	۱۱۳۴	۱۶۳/۹	۶/۹۶	۱۶۵/۴
۱۰	۱۱۳۴	۱۶۷	۱۹۴	۱۷۱/۳
۱۱	۱۱۱۷	۱۶۷	۱۹۴	۱۷۱/۳
۱۲	۱۱۱۷	۱۹۵/۲	۱۹۲	۲۰۰/۵
۱۳	۱۱۱۷	۲۴۶/۵	۱۹۰	۲۵۵/۷
۱۴	۱۱۱۷	۲۸۴/۲	۱۸۸	۲۹۵/۵
۱۵	۱۱۱۷	۵۳۸	۱۷۸/۵	۸۰۹/۱
۱۶	۹۰/۱۶۵	۳۹۷/۶	۶۹	۷۵۴/۶
۱۷	۹۰/۱۶۵	۲۵۲/۱	۶۵/۵	۲۶۱/۷
۱۸	۱۰۸/۷۷۳	۳۲۲/۹	۳۹/۴	۷۲۳/۷
۱۹	۱۹۸/۹۳۸	۲۰۰/۸	۳۸/۲	۲۰۴/۶
۲۰	۹۰۱/۳۲	۳۲۳/۲	۳۹/۴	۷۲۳/۷
۲۱	۹۰۱/۳۲	۵۳۸	۳۵/۵	۸۴۴/۷
۲۲	۱۶/۴۵۳	۴۵۱/۲	۳۵/۵	۷۹۷/۹
۲۳	۴۳/۵۳۴	۴۱۶/۳	۱۵/۱	۷۸۶/۳
۲۴	۲۴۲/۴۷۲	۱۷۲/۶	۱۴/۳	۱۷۴/۵
۲۵	۴۵/۱۶۱	۳۲۴/۳	۷/۳۳	۷۴۲/۶
۲۶	۳۹/۴۰۵	۳۲۰	۷/۱	۷۴۱
۲۷	۸۲۷/۹۴۹	۳۲۴	۷/۳۳	۷۴۲/۶
۲۸	۳۷/۱۶۸	۲۴۴/۶	۷/۶۳	۷۰۵/۸

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]

نقاط	$\dot{m}$ [T/h]	T [°C]	P [atm]	h [kj/kg]
۲۹	۳۷/۱۶۸	۱۱۴/۸	۳/۴۵	۱۱۵
۳۰	۳۶/۱۷۷	۱۶۵/۲	۱/۶۴۲	۶۶۹/۳
۳۱	۸۳/۷۴۳	۸۸/۵	۱/۵۶	۸۸/۵
۳۲	۱۶/۴۷۶	۸۷	۰/۶۳۷	۶۳۲/۶
۳۳	۱۶/۴۷۶	۸۷	۰/۶۳۷	۶۳۲/۶
۳۴	۳۲/۹۵۲	۸۷	۰/۶۳۷	۶۳۲/۶
۳۵	۱۱۶/۶۹۵	۶۳/۸	۰/۶۰۵	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	۴۵۲۸۶/۷۱	۲۱/۶۷	۲/۶۷	۲۱/۸
۴۴	۴۵۲۸۶/۷۱	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	۴/۶۴۲	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
S/H SPRAY	۱۷	۱۶۷	۱۹۴	۷۱۷

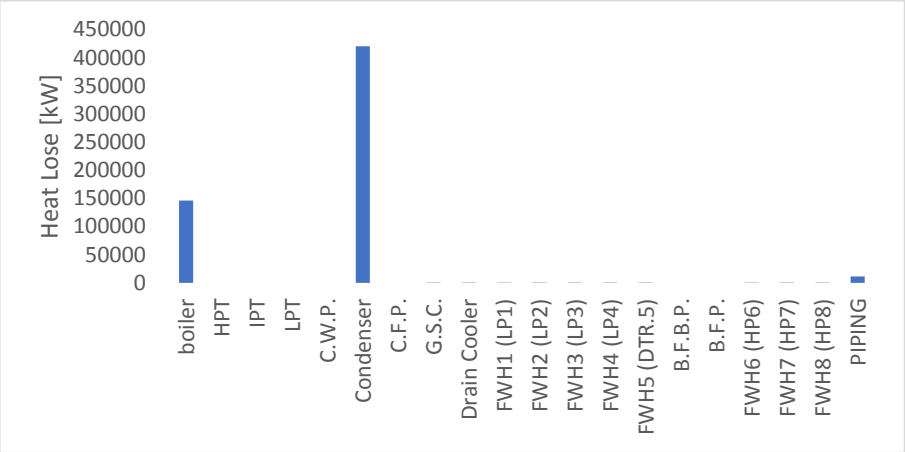
[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]

جدول ۳) نرخ تخریب اگزرژی و بازده اگزرژی تجهیزات نیروگاه

تجهیزات	نرخ تخریب اگزرژی	بازده اگزرژی
بویلر	$\dot{I}_{boiler} = \dot{E}x_f + \dot{E}x_i - \dot{E}x_e$	$\Psi_{boiler} = \frac{\dot{E}x_e - \dot{E}x_i}{\dot{E}x_f}$
پمپ	$\dot{I}_{pump} = \dot{W}_{pump} + \dot{E}x_i - \dot{E}x_e$	$\Psi_{boiler} = 1 - \frac{\dot{I}_{pump}}{\dot{W}_{pump}}$
گرم‌کن	$\dot{I}_{heaters} = \dot{E}x_i - \dot{E}x_e$	$\Psi_{heaters} = 1 - \frac{\dot{I}_{heaters}}{\dot{E}x_i}$
توربین	$\dot{I}_{turbine} = \dot{E}x_i - \dot{E}x_e - \dot{W}_{turbine}$	$\Psi_{Turbine} = 1 - \frac{\dot{I}_{Turbine}}{\dot{E}x_i - \dot{E}x_e}$
کندانسور	$\dot{I}_{condenser} = \dot{E}x_i - \dot{E}x_e$	$\Psi_{condenser} = \frac{\dot{E}x_e}{\dot{E}x_i}$

نتایج و بحث‌ها

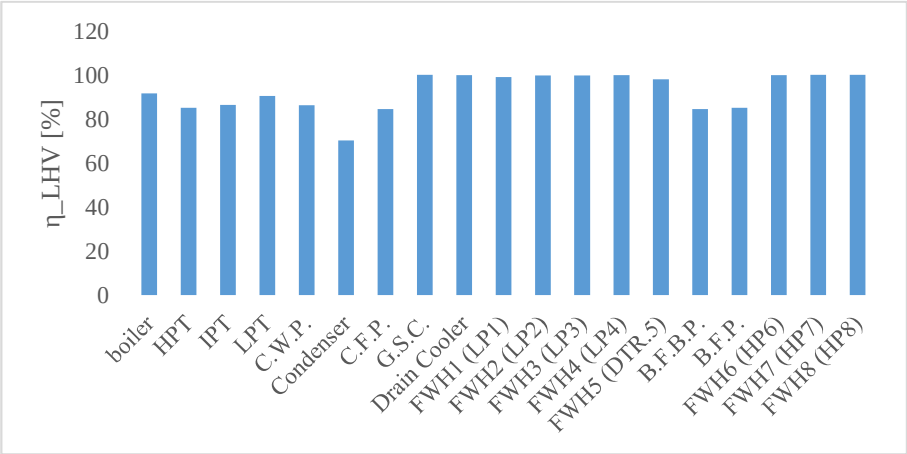
شکل (۲) انرژی تلف‌شده در اجزاء مخالف چرخه را نشان می‌دهد که بیشترین تلفات حرارتی به ترتیب در کندانسور و دیگ بخار است. در کندانسور ٤۲۰٤۳۹/۱۳ kW حرارت به برج خنک‌کن داده می‌شود و به محیط داده می‌شود.



شکل ۲) انرژی تلف شده در اجزای مخالف چرخه

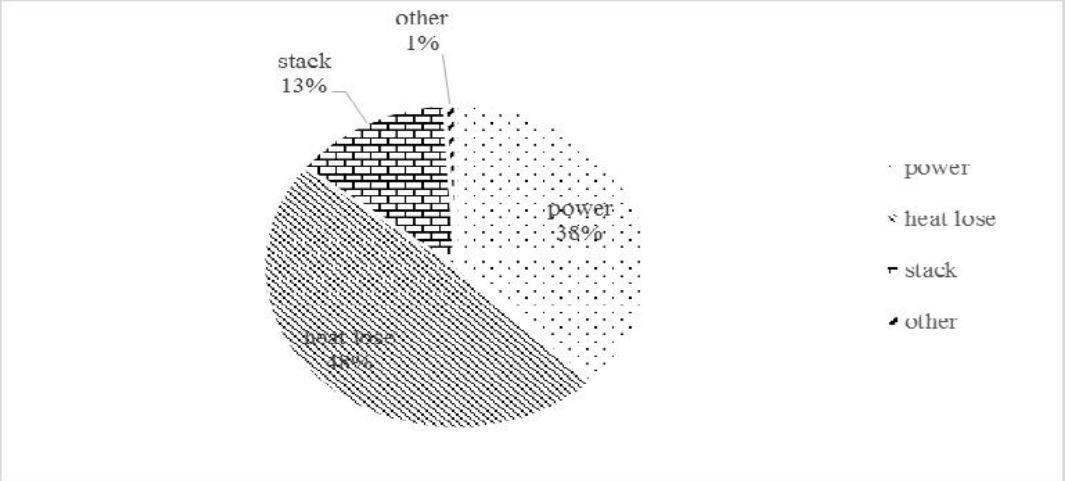
[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]

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



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

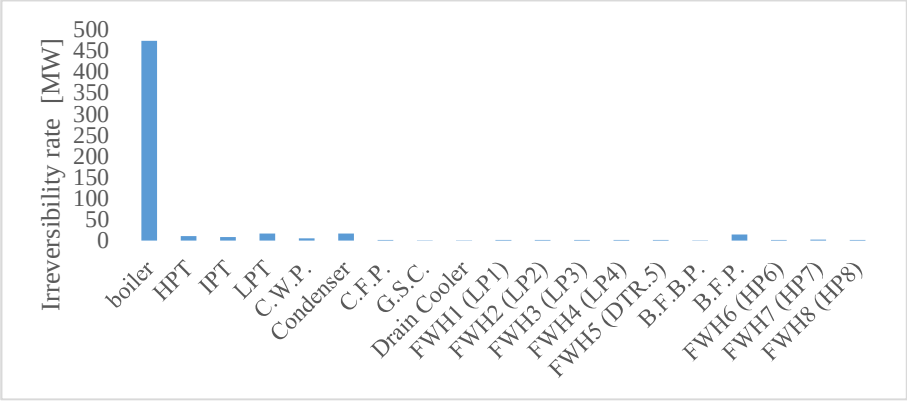
شکل (٤) میزان انرژی خروجی چرخه نیروگاه با توجه به انرژی اصلی ورودی سیکل توسط سوخت(از انرژی ورودی هوای محیط قبل پیش گرم شدن صرف‌نظر شده است) را نشان می‌دهد که بیشترین تلفات در کندانسور و تلفات حرارتی دیگر چرخه است و تقریباً ۳۸ درصد از انرژی ورودی به توان خروجی تبدیل می‌شود.



شکل ٤) میزان انرژی خروجی چرخه نیروگاه

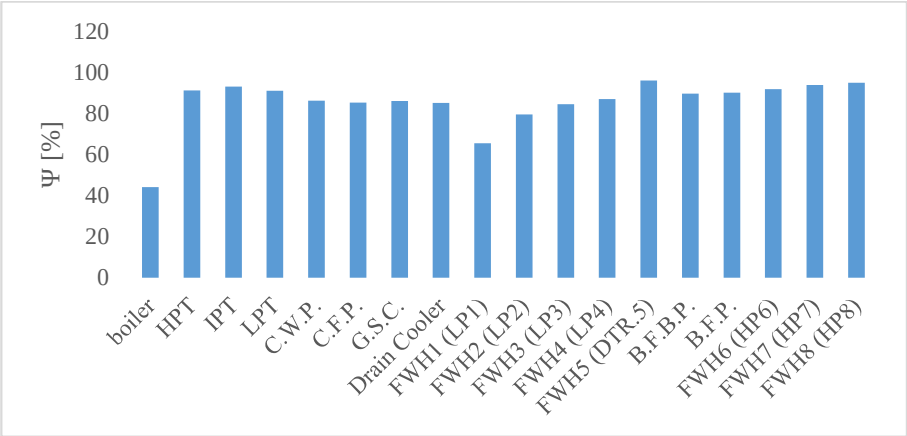
[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]

شکل (۵) بازگشت‌ناپذیری اجزای چرخه نیروگاه را نشان می‌دهد که دیگ بخار با ۴۷۳/۸۶۱ MW بیشترین تخریب اگزرژی را دارد. یکی از دلایل تخریب بالای اگزرژی 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 اگزرژی چرخه را داراست، مجموعه توربین با ۳۴/۵۳۴MW و کندانسور با ۱۶/۱۷۸ MW به ترتیب عامل اصلی بازگشت‌ناپذیری چرخه را تشکیل می‌دهند.



شکل ۵) بازگشت‌ناپذیری اجزاء چرخه نیروگاه

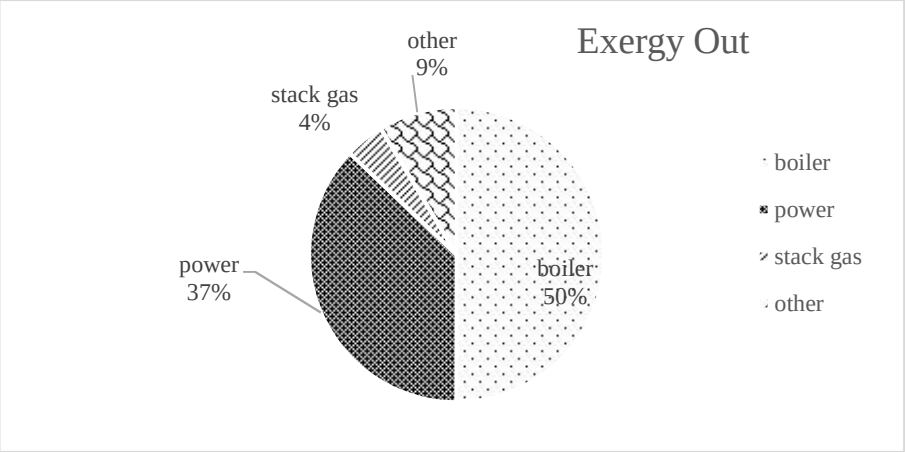
شکل (۶) بازده اگزرژی اجزای چرخه را نشان می‌دهد که دیگ بخار به دلیل بیشترین بازگشت‌ناپذیری، دارای کمترین بازده است.



شکل ٦) بازده اگزرژی اجزای چرخه

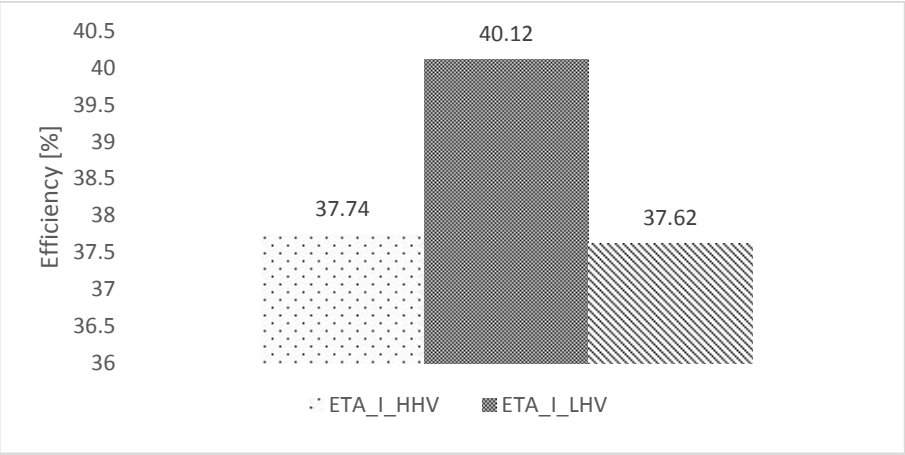
شکل (۷) میزان اگزرژی خروجی نیروگاه را نشان می‌دهد که از کل اگزرژی ورودی سوخت به چرخه بیشترین مقدار، ۵۰ درصد در دیگ بخار تخریب‌شده و ۳۷ درصد آن به توان تبدیل می‌شود.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]



شکل ۷) میزان اگزرژی خروجی نیروگاه

شکل (۸) بازده انرژی باارزش حرارتی بالا و پایین سوخت و بازده اگزرژی کل چرخه نیروگاه تبریز را نشان می‌دهد که به ترتیب۳۷/۷۴ درصد، ۴۰/۱۲ درصد، ۳۷/۶۲ درصد است.



شکل ۸) بازده انرژی باارزش حرارتی بالا و پایین سوخت و بازده اگزرژی کل چرخه نیروگاه تبریز

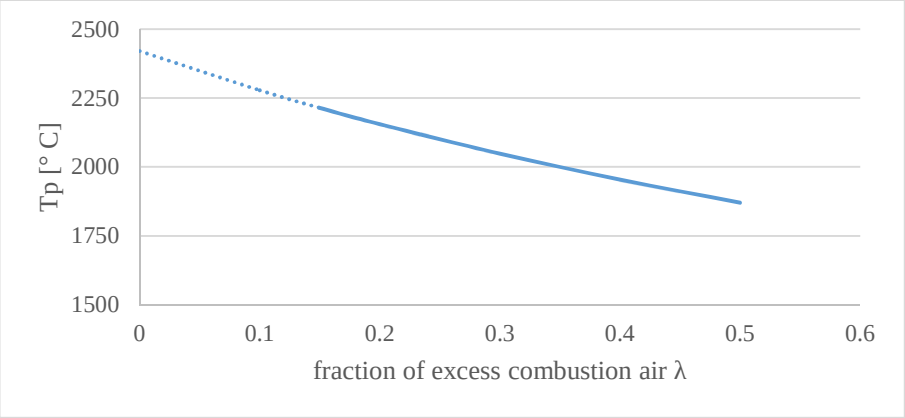
جهت اعتبار سنجی بررسی انجام‌شده، نتایج حاصل با کار مشابه غلامرضانژاد [۱] مقایسه شد. نتایج غلامرضانژاد [۱] نشان می‌دهد که بویلر عامل اصلی نابودی اگزرژی در چرخه نیروگاه می‌باشد که در بار مشابه ، مقدار این نابودی ۵۶/۲۳ درصد اگزرژی سوخت را تشکیل می‌دهد در حالی که مقدار افت انرژی در آن ۱۳/۰۳ درصد انرژی سوخت ورودی می‌باشد و در مقابل میزان افت انرژی در کندانسور ۴۲/۷۷ درصد انرژی سوخت بوده در حالی که مقدار نابودی اگزرژی در آن ۱/۰۶ درصد اگزرژی سوخت ورودی می‌باشد. مشاهده می‌شود که در کل توافق خیلی خوبی بین نتایج حاصل از تحقیق حاضر و نتایج غلامرضانژاد [۱] وجود دارد.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]

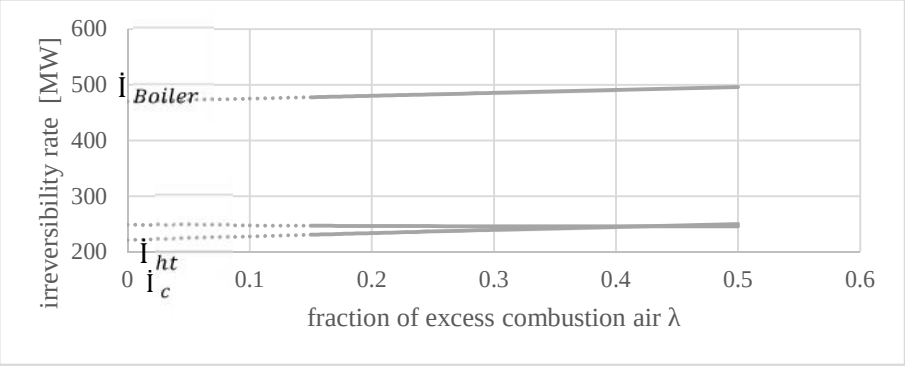
بررسی تأثیر کاهش ضریب هوای اضافی احتراق

در این قسمت، راه‌کاری برای کاهش بازگشت‌ناپذیری دیگ بخار برای کاهش بازگشت‌ناپذیری فرایند احتراق با کاهش ضریب هوای اضافی احتراق (λ) ارائه‌شده است. با کاهش λ، دما (درنتیجه اگزرژی) محصولات احتراق افزایش می‌یابد درحالی‌که هوای کمتری پیش گرم می‌شود. به‌عنوان نمونه، ضریب هوای اضافی احتراق را از ۰/۴ تا ۰/۱۵ کاهش داده تا نتایج با استفاده از معادلات مذکور به دست آید. میزان جریان سوخت مجاز به نسبت متفاوت است اما دمای هوای پیش گرم‌کن 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 λ=۰ و λ=۰/۱۵ (همچنین در شکل (۱۱) و شکل (۱۴) پیش‌بینی می‌کند.

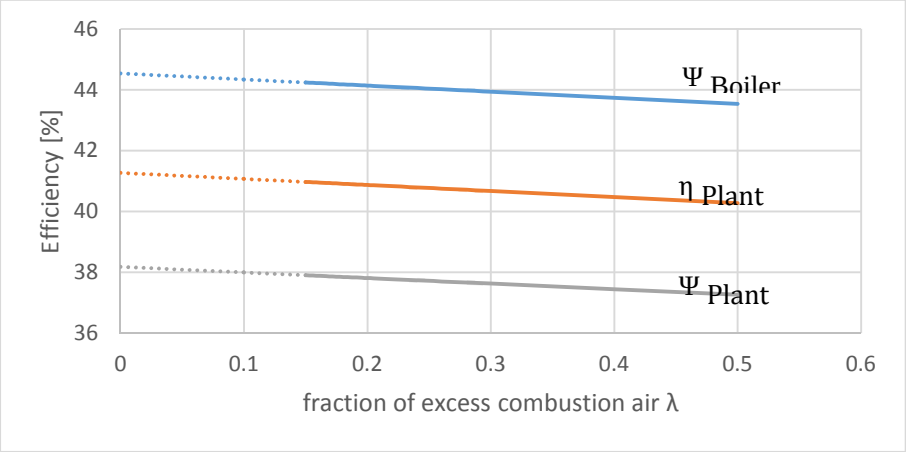


شکل ۹) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با دمای محصولات احتراق



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

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]



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 λ 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 λ، افزایش و درنتیجه اگزرژی گازهای محصولات احتراق افزایش می‌یابد. نرخ برگشت‌ناپذیری انتقال حرارت افزایش می‌یابد، زیرا اختلاف دمای گاز دودها و جریان بخارآب زیاد می‌شود. درحالی‌که با کاهش λ، 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 λ افزایش می‌یابند. با کاهش λ از ۰/۴ تا ۰/۱۵ بازده انرژی و اگزرژی بهبودیافته به ترتیب ۰/۴۹۷ درصد، ۰/۴۶ درصد افزایش می‌یابند و در مجموع، بازده انرژی و اگزرژی ۰/۹۵۷ درصد افزایش می‌یابد. با توجه به خطوط نقطه‌چین، اگر از نسبت هوا در فرایند احتراق استفاده شود (با کاهش λ از ۰/۴ تا صفر (نسبت هوای استوکیومتری)، بازده انرژی و اگزرژی بهبودیافته تقریبا به ترتیب ۰/۷۹۶ درصد، ۰/۷۳۶ درصد افزایش می‌یابد و در مجموع، بازده انرژی و اگزرژی ۱/۵۳۲ درصد افزایش می‌یابد.

جهت اعتبار دهی، نتایج حاصل با کار مشابه غلامرضانژاد [۱] مقایسه شد و مشاهده شد که در کل، توافق بسیار خوبی بین نتایج حاصل از تحقیق حاضر و نتایج غلامرضانژاد [۱] وجود دارد. همچنین بررسی انجام‌شده دیگری، نتایج حاصل با کار مشابه بهینه‌سازی روزن [۸] بر روی نیروگاه زغال‌سنگ با توان تولیدی۴۸۰MW مقایسه شد. در کار روزن [۸] با کاهش λ از ۰/۴ تا ۰/۱۵ در مجموع بازده انرژی و اگزرژی ۱/۴ درصد افزایش می‌یابد و با کاهش λ از ۰/۴ تا صفر (نسبت

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]

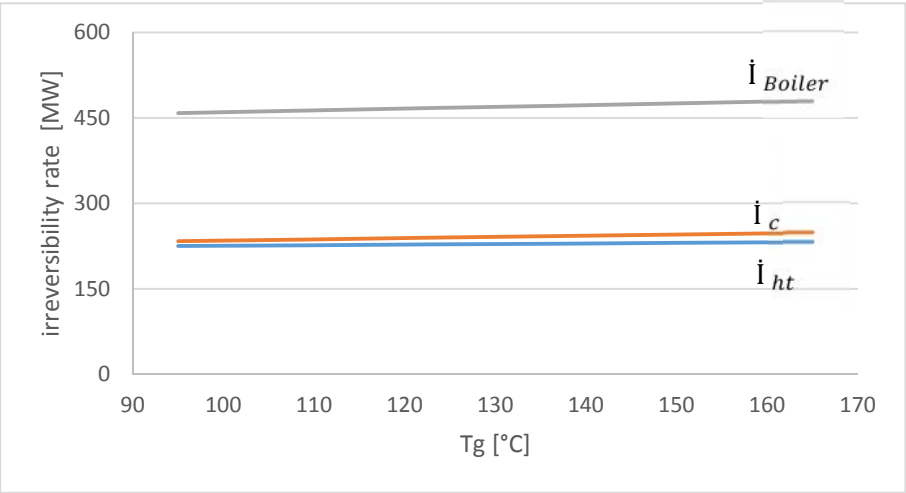
هوای استوکیومتری) در مجموع، بازده انرژی و اگزرژی ۲/۲ درصد افزایش می‌یابد. مشاهده شد که در کل توافق خوبی بین نتایج حاضر با نتایج روزن [۸] وجود دارد.

تأثیر کاهش دمای گازهای خروجی دودکش

راه‌کاری دیگر برای کاهش بازگشت‌ناپذیری 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 °C ۸۳-۵۶ کمتر از دمای نامی دمای دودکش °C ۱۵۹ کاهش داد [۷].

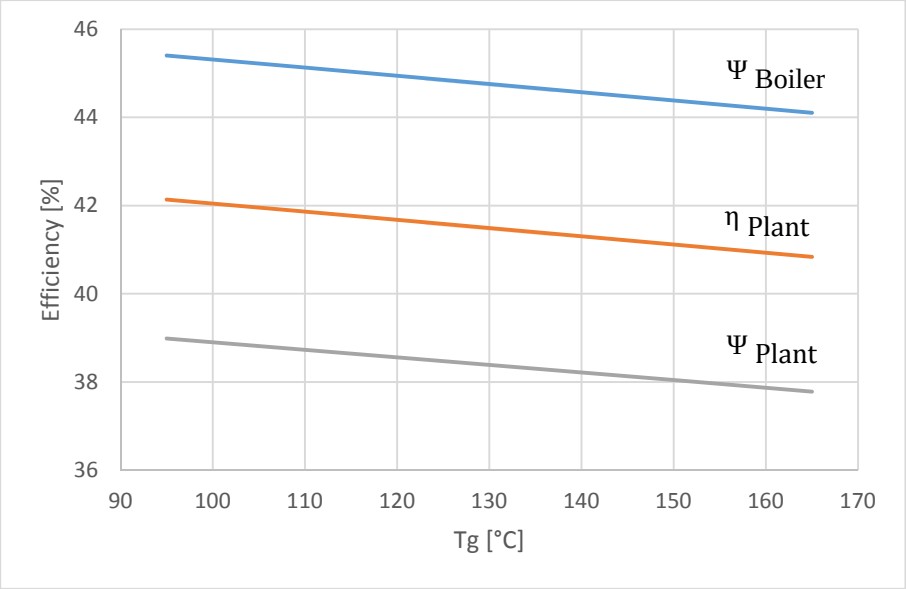
با توجه به این محدودیت، دو نمونه دمای کاهش‌یافته بر اساس دمای دودکش به‌صورت °C ۱۱۷ و ° C ۹۷ در نظر می‌گیریم.

شکل (۱۵) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با نرخ برگشت‌ناپذیری 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 اگزرژی و انرژی نیروگاه و دیگ بخار در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش را نشان می‌دهند.

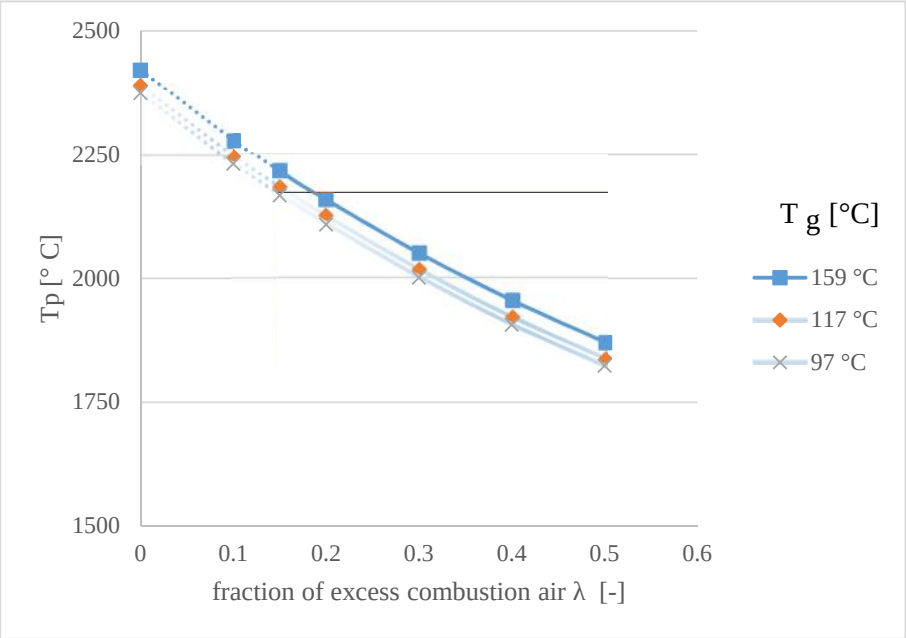


شکل ۱۲) نحوه تغییرات دمای گازهای خروجی دودکش با نرخ برگشت‌ناپذیری دیگ بخار و فرایندهای احتراق و انتقال حرارت

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]

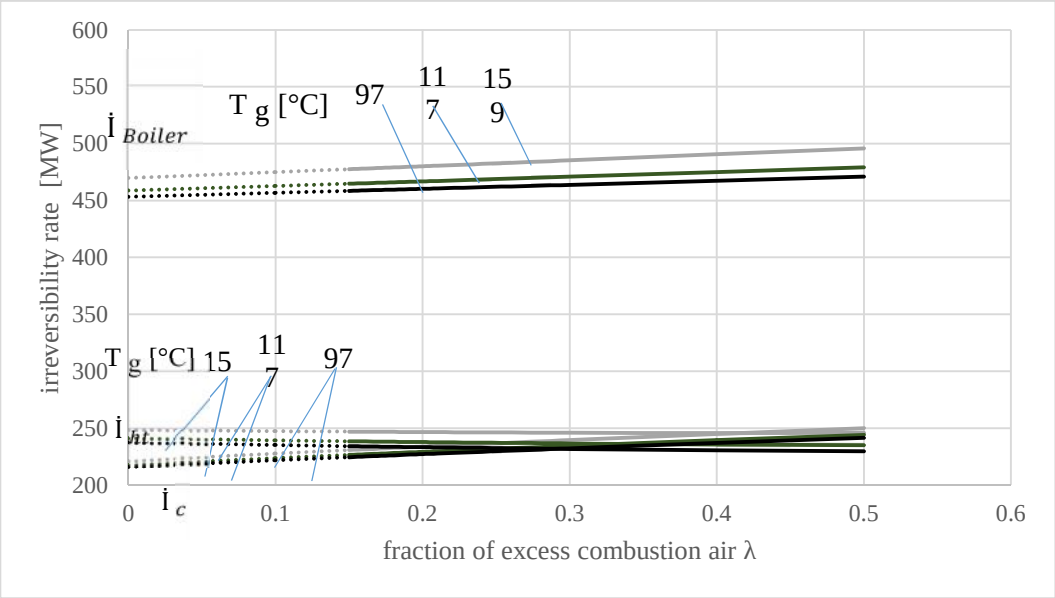


شکل ۱۳) نحوه تغییرات دمای گازهای خروجی دودکش با بازده انرژی و اگزرژی نیروگاه و بازده اگزرژی دیگ بخار

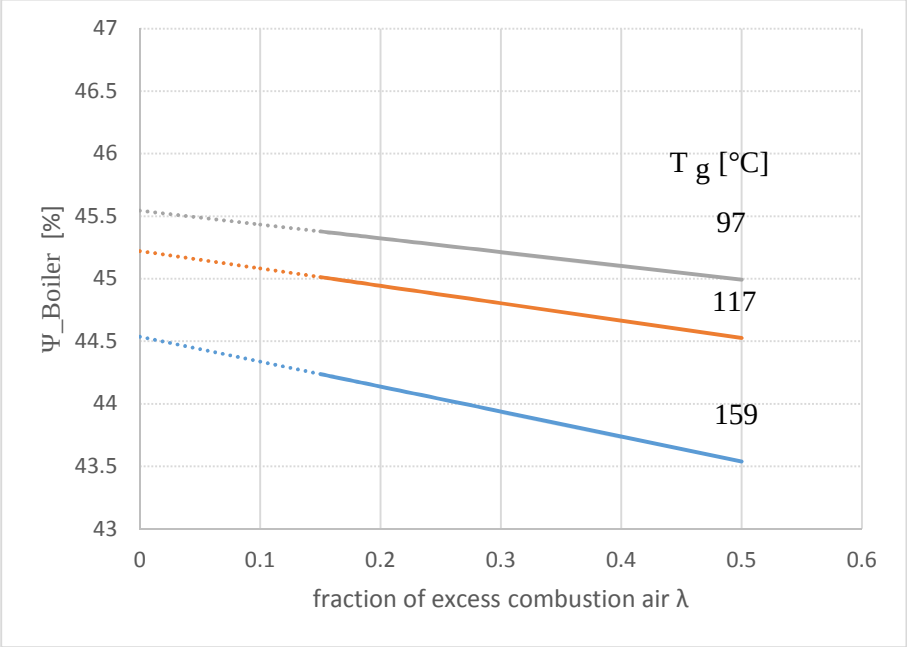


شکل ١٤) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با دمای محصولات احتراق در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]

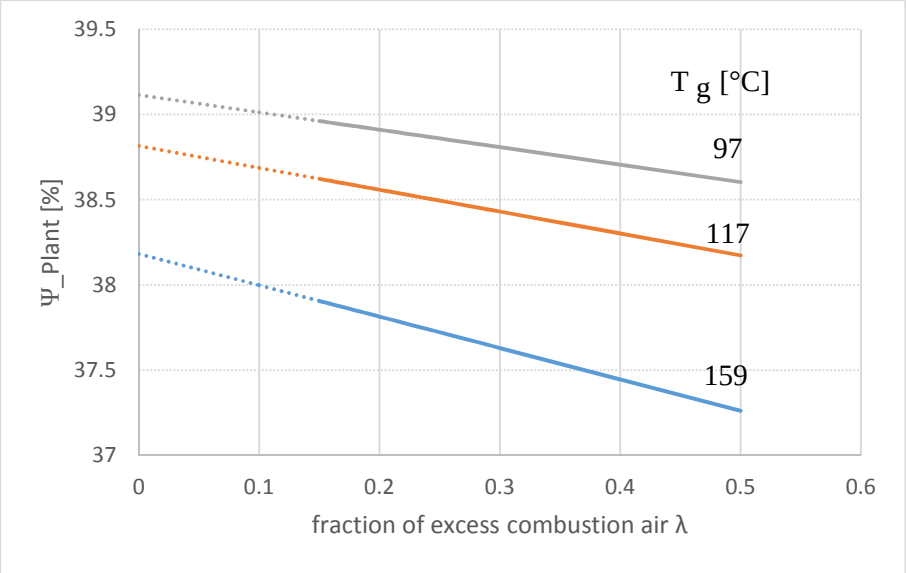


شکل ۱۵) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با نرخ برگشت‌ناپذیری دیگ بخار و فرایندهای احتراق و انتقال حرارت در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش

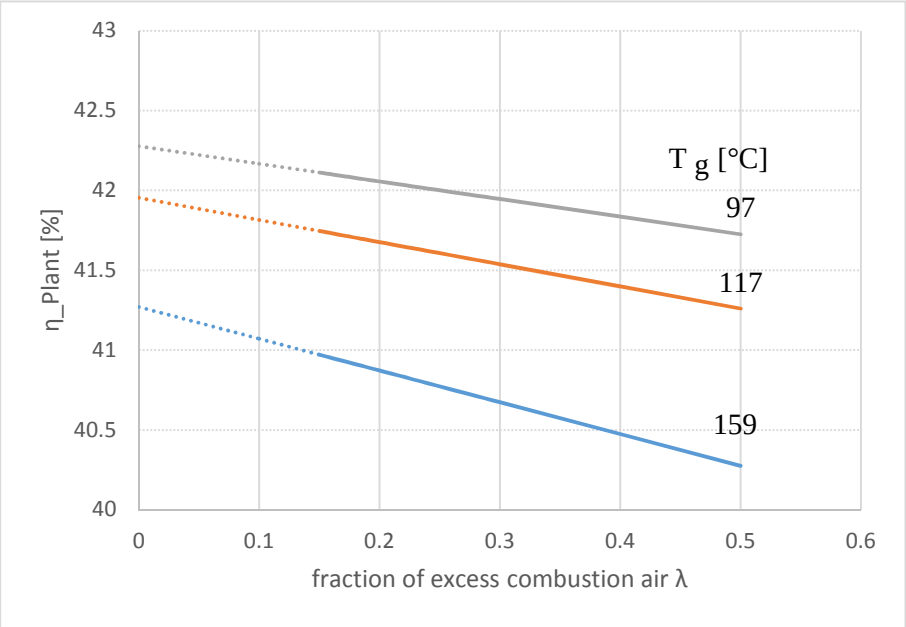


شکل ١٦) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با بازده اگزرژی دیگ بخار در دماهای مختلف گازهای خروجی دودکش

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]



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



شکل ۱۸) نحوه تغییرات ضریب هوای اضافی احتراق با بازده انرژی 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 برگشت‌ناپذیری فرایندهای احتراق و انتقال حرارت کاهش و در مجموع، نرخ برگشت‌ناپذیری دیگ

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]

بخار کاهش خواهد یافت. افزایش دمای محصولات احتراق باعث افزایش اختلاف دمای جریان H_2O و دمای محصولات احتراق می‌شود و در نتیجه، تلفات اگزرژی توسط کاهش دمای دودکش خنثی می‌شوند (توسط کاهش اگزرژی 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 ۱۵۹°C تا ۹۷°C، بازده اگزرژی دیگ بخار ۱/۱۴۱ درصد و بازده اگزرژی چرخه ۱/۰۵۵ درصد و بازده انرژی چرخه ۱/۱۴۱ درصد افزایش می‌یابد که درمجموع، بازده انرژی و اگزرژی را ۲/۱۹۶ درصد افزایش می‌دهد.

جهت اعتبار دهی بهینه‌سازی انجام‌شده، نتایج حاصل با کار مشابه بهینه‌سازی روزن و همکارش [۸] بر روی نیروگاه زغال‌سنگ با توان تولیدی۴۸۰MW مقایسه شد. در کار روزن و همکارش[۸]، با کاهش دمای گاز دودهای خروجی دودکش از ۱۴۹ °C تا ۸۷ °C در مجموع، بازده انرژی و اگزرژی ۳/۵ 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 اگزرژی یک واحد نیروگاه تبریز با توان ۳۶۸MW 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 ۱۹۲/۹۰۲MW، ٪۳۰/۸۳۲ از کل تلفات انرژی اجزای چرخه و سایر اجزای ۱۲/۳۲۰MW، ۱/۹۶۹ درصد شامل می‌شوند. علاوه بر این، بازده انرژی نیروگاه بر اساس ارزش گرمایی پایین و بالای سوخت به ترتیب ۴۰/۱۲ درصد و ۳۷/۷۴ درصد است. از طرف دیگر، تحلیل اگزرژی بر خلاف تحلیل انرژی نشان داد که تخریب اگزرژی در کندانسور به دلیل کیفیت پایین انرژی اتلافی ازلحاظ ترمودینامیکی زیاد نیست. ازلحاظ تخریب اگزرژی، بیشترین تخریب به ترتیب در سیستم دیگ بخار به مقدار ۴۷۳/۸۶۱MW، در مجموعه توربین به مقدار ۳۴/۵۳۴MW، در کندانسور به مقدارMW ۱۶/۱۷۸، از اگزرژی ورودی سوخت تخریب می‌شود. بازده اگزرژی چرخه ۳۷/۶۲ درصد است. با استفاده از تحلیل اگزرژی مشخص شد که بویلر نیروگاه تبریز به علت تخریب اگزرژی بالا باید بهینه شود. سپس با بررسی بویلر نشان داده شد که با کاهش ضریب هوای اضافی احتراق از ۰/۴ تا ۰/۱۵ بازده انرژی و اگزرژی بهبودیافته به ترتیب ۰/۴۹۷ درصد و ۰/۴۶ درصد افزایش می‌یابند و در مجموع، بازده انرژی و اگزرژی ۰/۹۵۷ درصد افزایش می‌یابد. با توجه به خطوط نقطه‌چین، اگر از هوای احتراق در فرایند احتراق استفاده شود، بازده انرژی و اگزرژی بهبودیافته تقریبا به ترتیب ۰/۷۹۶ درصد و ۰/۷۳۶ درصد افزایش می‌یابد و در مجموع، بازده انرژی و اگزرژی ۱/۵۳۲ درصد افزایش می‌یابد. با

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]

کاهش دمای دودکش از ^{o}C ۱۵۹ تا ^{o}C ۹۷، بازده اگزرژی دیگ بخار ۱/۱۴۱ درصد و بازده اگزرژی چرخه ۱/۰۵۵ درصد و بازده انرژی چرخه ۱/۱۴۱ درصد افزایش می‌یابد که درمجموع، بازده انرژی و اگزرژی را ۲/۱۹۶ درصد افزایش می‌دهد.

منابع

[۱] غلامرضا نژاد، فرشید. (۱۳۸۸)، تحلیل بویلرهای نیروگاهی به روش اگزرژی، ششمین سمینار مدیریت مصرف انرژی ویژه صنایع، شرکت توزیع نیروی برق تهران بزرگ، تهران.

[2] Bejan, A., (1988).Advanced Engineering Thermodynamics, Wiley, Newyork,.

[3] Habib M., AL-Bagavi, S. 1995 " Thermodynamic performance analysis of the Ghazlan power plant". Energy; Vol. 20, No. 11, pp. 1121-1130.

[4] Hasti, S., Aroonwilasa, A., 2013. Veawab, A. Exergy Analysis of Ultra Super-Critical Power Plant. Energy Procedia, Vol. 37, pp. 2544 – 2551.

[5] 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.

[6] 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.

[7] Kitto, J.B. and Piepho, J.M. 1995. "Making aging coal-fired boilers low-cost competitors". Power, Vol. 139, No. 12, pp. 21–26.

[8] 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.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]

اصطلاحات :

علائم و اختصارات	توضیحات	علائم و اختصارات	توضیحات
$\dot{m}$	دبی جرمی	HPT	High pressure turbine
h	آنتالپی	LPT	Low Pressure Turbine
s	آنتروپی	IPT	Intermediate Pressure Turbine
$\dot{E}$	انرژی	SAH	Steam Air Heater
T	دما	DTR	Deaerator
P	فشار	FW	Feed Water
η	بازده انرژی	BCP	Boiler Circulating Pump
Ψ	بازده اگزرژی	CWP	Circulating Water Pump
HHV	ارزش حرارتی بالای سوخت	BFP	Boiler Feed Pump
LHV	ارزش حرارتی پایین سوخت	GSC	Gland Steam Condenser
$\dot{E}x$	اگزرژی	In	ورود
$\dot{W}$	کار واقعی	Out	خروج
$\dot{W}_s$	کار آیزنتروپیک	0	حالت مرجع (محیط)
$\dot{I}$	بازگشت‌ناپذیری	re	بازگرمایش

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-06-11]