آنالیز انرژی – اگزرژی و مطالعه پارامتری انواع نیروگاه های بخار

محمدرضا عطاپور[۱]، سعید کریم‌زاده[۱]، صمد جعفرمدار[۲]، سیمین انواری[۳]، هادی تقوی فر[۳]*

[۱] واحد عجب‌شیر، دانشگاه آزاد اسلامی
[۲] گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ارومیه
[۳] گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ملایر

دریافت: زمستان ۹۶ پذیرش: پاییز ۹۷

چکیده

با افزایش روزافزون مصرف انرژی در سطح جهانی، بررسی کیفیت انرژی علاوه بر کمیت انرژی در مجامع علمی مورد توجه قرار گرفته است. تحلیل قانون دوم ترمودینامیک قادر به محاسبه مقادیر بازگشت ناپذیری‌های اجزا و کل سیستم‌های نیروگاهی است. آنالیز نیروگاه‌ها با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک به طور همزمان، ابزار مناسبی برای دستیابی به درک درستی از بازگشت ناپذیری‌های اجزا، کل سیستم، همچنین پتانسیل بهینه‌سازی آن‌ها خواهد بود. در همین راستا در این مقاله به آنالیز انرژی و اگزرژی انواع نیروگاه‌های بخار پرداخته می‌شود. همچنین تاثیر پارامترهای مختلف از قبیل دمای ورودی کمپرسور، دمای بویلر، فشار بویلر بر روی بازده‌های قوانین اول و دوم ترمودینامیک، نرخ نابودی اگزرژی و توان تولیدی نیروگاه‌ها بررسی می‌شود. نتایج حاصل نشان می‌دهد که بازده اگزرژی چرخه توربین بخار بازیاب در مقایسه با بازده اگزرژی توربین بخار ساده و توربین بخار بازگرمایش به ترتیب در حدود ۵/۸٪ و ۳/۹٪ بیشتر است. همچنین مطالعه پارامتری بر روی عملکرد چرخه‌ها نشان می‌دهد که دمای بویلر، فشار بویلر، فشار کندانسور و بازده آیزونتروپیکی تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر روی عملکرد کلی چرخه‌ها گذاشته‌اند. افزایش فشار بویلر موجب ۱۳٪ کاهش در نرخ نابودی اگزرژی و ۶/۵٪ افزایش در کل توان تولیدی چرخه بازیاب می‌شود.

* **عهده‌دار مکاتبات: haditaghavifar@yahoo.com**

کلمات کلیدی: توربین بخار ساده، توربین بخار بازگرمایش مجدد، توربین بخار بازیاب، اگزرژی، بازده انرژی

۱- مقدمه

انرژی بخش مهمی از زندگی ما و یکی از عناصر اصلی دستیابی به اهداف اقتصادی و اجتماعی برای رسیدن به توسعه پایدار در هر کشوری است. مقطع زمانی حاضر در زمینه تولید انرژی مقطع بسیار با اهمیتی است. در دنیایی با منابع طبیعی محدود و افزایش تقاضای انرژی در اثر توسعه کشورها و صنعتی شدن جهان، بسیار مهم است که با درک درستی از روش‌های کاهش منابع انرژی، روش‌هایی اصولی برای بهبود سیستم‌های انرژی ارائه شوند [۱]. استفاده از سیستم‌های تولید و تبدیل انرژی با راندمان بیشینه جهت صرفه‌جویی در این منابع ارزشمند، روز به روز اهمیت بیشتری یافته است. در بخش تولید برق، نیروگاه‌های حرارتی بیش از ۸۵٪ انرژی الکتریکی کشور را تامین می‌کنند که این مقدار موید اهمیت و توجه هر چه بیشتر به این دسته از نیروگاه‌ها خواهد بود [۲]. بررسی و تحلیل این صنعت، جهت تحلیل انرژی و ارائه راهکارهای کاهش مصرف سوخت می‌تواند نقش مهمی در اقتصاد کشور ایفا کند. از اینرو آنالیز ترمودینامیکی نیروگاه‌های بخار از اهمیت قابل ملاحظه‌ای برخوردار است. تا بتوان به کمک آنالیز ترمودینامیکی به درک درستی از نیروگاه‌های بخار به خصوص در مورد بازگشت ناپذیری‌های اجزا و پتانسیل بهینه‌سازی آن‌ها پی برد.

در طول سال‌های اخیر محققان به این نتیجه رسیده‌اند که تئوری قانون اول ترمودینامیک اغلب درک روشنی از پارامترهای کارکردی یک سیستم تبدیل انرژی ارائه نمی‌کند. این بدین معنی است که پتانسیل یک سیستم ترمودینامیکی در یک حالت معین برای تولید ماکزیمم کار مفید مکانیکی را نمی‌توان از طریق قانون اول محاسبه کرد. برخلاف قانون اول، قانون دوم ترمودینامیک

(آنالیز اگزرژی) قابلیت شناسایی بازگشت ناپذیری‌ها و اتلافات در فرآیندهای مختلف سیستم‌های تبدیل انرژی را دارا بوده و می‌تواند به عنوان ابزار مناسب برای شناسایی این بازگشت ناپذیری‌ها و اتلافات و بهبود فرآیندها مورد استفاده قرار گیرد [۳]. بنابراین بایستی قانون دوم

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.6.3]

ترمودینامیک با قانون اول کوپل شود تا بتوان درک روشنی از کارکرد این سیستم‌ها را بدست آورد [۴].

تحلیل سیستم‌ها بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک که اصطلاحا تحلیل اگزرژی خوانده می‌شود، در راس تحقیقات ترمودینامیکی سه دهه اخیر قرار داشته و این توجه بدلیل بحران انرژی در سال‌های اخیر، رشد نمائی به خود گرفته است. محققان زیادی آنالیز انرژی و اگزرژی را برای انواع نیروگاه‌ها انجام داده‌اند و راندمان قانون اول (انرژی) ترمودینامیک و قانون دوم (اگزرژی) ترمودینامیک را برای کل نیروگاه و یا تک تک اجزای نیروگاه بدست آورده‌اند. محققان زیادی بر این نکته تاکید کرده‌اند که آنالیز اگزرژی بهترین روش برای تحلیل عملکرد ترمودینامیکی یک فرآیند می‌باشد [۵-۷]. فنگ و همکارانش [۸] به تحلیل پارامتریک و بهینه سازی انواع نیروگاه‌های رانکین شامل نیروگاه ساده و بازیاب پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که با افزایش دمای اواپراتور، بازده حرارتی و بازده اگزرژی سیستم افزایش میابد. همچنین گزارش دادند که بعد از بهینه‌سازی بازده اگزرژی سیستم بازیاب به ۵۹/۹۸٪ رسید. یاری [۹] نیروگاه‌های مختلف رانکین را بر اساس تحلیل اگزرژی، برای منابع زمین گرمایی با دمای متوسط بررسی کرد. چرخه‌های مورد مطالعه در این تحقیق عبارت بودند از: چرخه رانکین با سیال عامل آلی با منبع گرمایی سیال ژئوترمال، چرخه رانکین با سیال عامل آلی و مبدل گرمایی داخلی با منبع گرمایی سیال ژئوترمال، چرخه تک تبخیره تولید توان ژئوترمال، چرخه تولید توان ژئوترمال با دو سطح فشار تبخیر و سیکل ترکیبی با سیال ژئوترمال. برای هر چرخه یک مدل ترمودینامیکی در نظر گرفته شده است و در مورد عملکرد هر چرخه با توجه به پارامترهای بازده‌ی قانون دوم، نرخ تخریب اگزرژی و بازده‌ی قانون اول بحث شده است. بیشترین بازده قانون اول برای چرخه رانکین با سیال عامل آلی R123 و مبدل گرمایی داخلی بدست آمده که این مقدار برابر با ۷/۷٪ است. بارِرا و همکارانش [۱۰] به آنالیز اگزرژی یک نیروگاه ترکیبی که در قسمت پایین سیستم از چرخه رانکین استفاده شده است پرداختند. نتایج نشان داد که با به کارگیری چرخه رانکین در قسمت پایین دست نیروگاه مورد مطالعه، کارایی نیروگاه به مقدار قابل ملاحظه‌ای افزایش یافته و در حدود ۱۵٪ در سوخت مصرفی صرفه جویی می‌شود. وانگ و همکاران [۱۱] چرخه دومرحله‌ای رانکین با منبع حرارتی ناپیوسته‌ای را با استفاده از سیالات مختلف شبیه‌سازی کرده‌اند. آنها تاثیر درجه حرارت خروجی منبع حرارتی را بر قدرت خالص خروجی، بازده حرارتی، مصرف انرژی، دبی جرمی، درجه حرارت خروجی توربین بخار، برگشت ناپذیری چرخه و بهره‌وری اگزرژی در یک نقطه اختلاف دما کوچک داده شده (که به آن پینچ گویند) مورد آزمایش قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که هیچ

الزامی وجود ندارد که اگر دمای منبع حرارتی کم باشد کارآمدی انرژی مصرف شده نیز کم باشد.

انتخاب سیال عامل بر روی عملکرد چرخه‌های رانکین در مقالات زیادی بررسی شده است که از جمله آن‌ها می توان به مقالات لیو و همکاران [۱۲]، هانگ و همکاران [۱۳] و لی و همکاران [۱۴] اشاره کرد که تاثیر انتخاب سیال عامل بر عملکرد سیکل رانکین را بررسی کرده‌اند.

چن و همکاران [۱۵] معیارهای ترمودینامیکی و ترموفیزیکی را برای انتخاب سیال عامل و رابطه موجود ما بین قدرت خروجی توربین و گرمای نهان سیال عامل در تحقیقشان را بررسی کردند. از جمله نتایج بدست آمده در تحقیقشان که می‌توان اشاره کرد این بود که مایعات با چگالی و گرمای نهان بالا دارای کار خروجی توربین بیشتری هستند. این مطالعه همچنین نشان داد که سیالات آیزونتروپیک و خشک برای استفاده در سیکل رانکین آلی به سیالات دیگر ترجیح داده می‌شوند و اینکه سوپرهیت کردن برای سیالات مرطوب در سیکل رانکین آلی مفید است و در سیالات خشک، می‌تواند نقش منفی داشته باشد. دای و همکاران [۱۶] با در نظر گرفتن ۱۰ سیال مختلف به بهینه‌سازی سیکل رانکین پرداخته‌اند. نتایج آنها نشان میدهد در شرایط یکسان سیکل با سیال آلی R236EA دارای بیشترین بازده اگزرژی است.

از مطالعات انجام یافته می‌توان اینگونه برداشت نمود که چرخه‌های رانکین دارای کاربرد وسیعی در صنعت نیروگاهی هستند. در این چرخه‌ها نه تنها باید به دنبال راه‌کارهایی برای کاهش مصرف انرژی بود، بلکه باید دنبال راه‌کارهایی برای افزایش توان و کارایی سیستم نیز بود. از اینرو در این مقاله، ابتدا به آنالیز انرژی انواع نیروگاه‌های بخار پرداخته می‌شود و سپس به منظور دستیابی به درک صحیحی از مقادیر بازگشت ناپذیری‌های اجزا و کل چرخه، آنالیز اگزرژی بر روی چرخه‌ها اعمال می‌شود. در ادامه جهت تعیین تاثیر پارامترهای مهم بر روی عملکرد چرخه‌ها، به مطالعه پارامتری چرخه‌ها پرداخته می‌شود. در نهایت نتایج حاصل از این تحلیل‌ها برای چرخه‌های مورد مطالعه، به طور مفصل مورد بررسی و مقایسه قرار می‌گیرد.

۲- معرفی چرخه‌های مورد مطالعه

در این قسمت، ابتدا سه چرخه مورد مطالعه در این تحقیق (چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب) به طور کامل و مفصل معرفی می‌شوند. قابل ذکر است که حرارت ورودی به هر سه چرخه برابر با ۱۰۰۰ کیلووات است که در بویلر توسط گازهای داغ نیتروژن به سیال منتقل می‌شود.

۲-۱- چرخه‌ی توربین‌بخار ساده

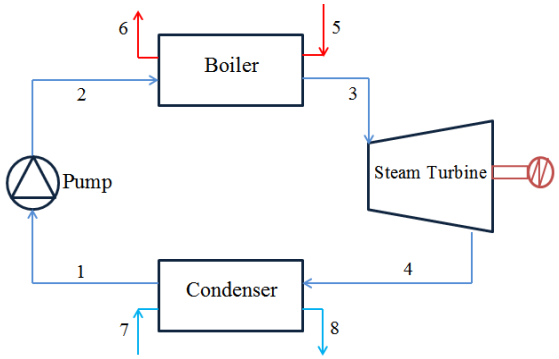
در شکل (۱) شماتیکی از چرخه توربین بخار ساده نشان داده شده است. چرخه توربین بخار ساده از چهار جزء اصلی شامل پمپ،

بویلر، توربین بخار و کندانسور تشکیل شده است. کارکرد چرخه بدین صورت است که سیال عامل بعد از پمپ شدن در نقطه ۲ وارد بویلر می‌شود. بویلر، حرارتی با نرخ ۱۰۰۰ کیلو وات از منبع گرم دریافت می‌کند. در اینجا از گاز داغ نیتروژن در دمای ۷۶۰ کلوین و فشار ۱ بار برای دادن حرارت به سیال عامل داخل بویلر استفاده شده است [۱۷]. بخار داغ فشار بالای تولید شده در بویلر با دمای ۶۸۳ کلوین و فشار ۴۰ بار در نقطه ۳ وارد توربین بخار شده و برای تولید توان منبسط می‌شود. سپس بخار فشار پایین خروجی از توربین بخار در نقطه ۴ وارد کندانسور شده و توسط آب عبوری از کندانسور، حرارت از دست داده و به سیالی با دمای ۳۱۳ کلوین و فشار ۰/۰۸ بار تبدیل می‌شود. این مایع وارد پمپ

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.6.3]

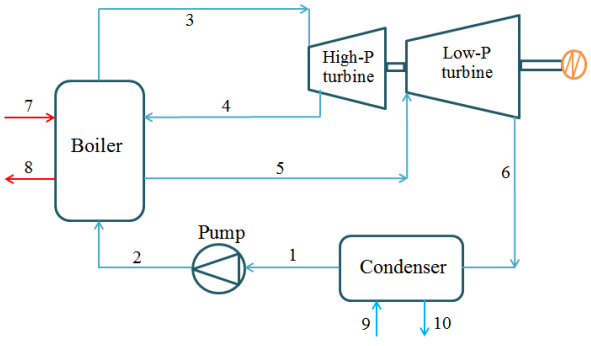
شده و فرآیند ذکر شده در بالا تکرار می‌شود. لازم به ذکر است که برای خنک کاری سیال عامل در کندانسور، آب در دمای ۳۰۲ کلوین و فشار ۲/۷ بار وارد کندانسور شده و در دمای ۳۱۰ کلوین و فشار ۱/۵ بار آن را ترک می‌کند [۱۸]. بازده آیزونتروپیکی برای توربین بخار و پمپ به ترتیب عبارت از ۸۸ و ۹۲ درصد در نظر گرفته شده‌اند.



شکل ۱: شماتیک چرخه توربین بخار ساده

۲-۲- چرخه‌ی توربین‌بخار گرمایش مجدد

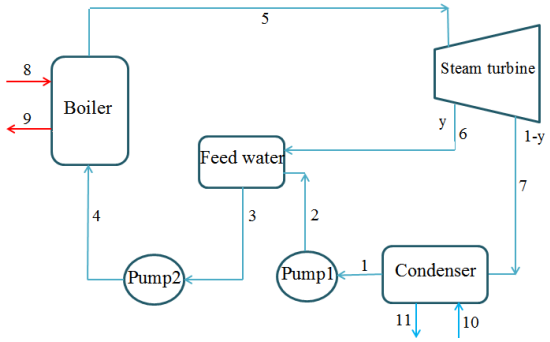
شماتیکی از این چرخه در شکل (۲) نشان داده شده است. چرخه توربین بخار گرمایش مجدد از اجزایی شامل پمپ، بویلر، توربین بخار فشار بالا، توربین بخار فشار پایین و کندانسور تشکیل شده است. شرایط کارکردی این چرخه منطبق بر شرایط کارکردی چرخه توربین بخار ساده است. ویژگی متمایز این چرخه این است که در این چرخه برای تولید توان از دو توربین بخار به نام‌های توربین بخار فشار بالا و توربین بخار فشار پایین استفاده شده است. کارکرد چرخه به این صورت است که بخار آب داغ در نقطه ۳ با دمای ۶۸۳ کلوین و فشار ۴۰ بار وارد توربین بخار فشار بالا می‌گردد و پس از منبسط شدن و تولید توان، گازهای منبسط شده در فشار ۱۲ بار، برای گرم شدن مجدد وارد بویلر میگردد. بخار داغ تولید شده در نقطه ۵ با فشاری برابر با فشار نقطه ۴ و دمای ۵۶۳ کلوین وارد توربین بخار فشار پایین می‌گردد [۱۸] و به طور مجدد منبسط شده وتولید توان می‌کند. بدین ترتیب توان تولیدی در این چرخه در دو مرحله خواهد بود، از اینرو می‌توان بیان کرد که توان تولیدی و بازده ترمودینامیکی چرخه گرمایش مجدد بیشتر از چرخه ساده توربین بخار خواهد بود.



شکل ۲: شماتیک چرخه توربین بخار گرمایش مجدد

۲-۳- چرخه‌ی توربین‌بخار بازیاب

در شکل (۳) شماتیکی از چرخه ترکیبی مورد مطالعه در این تحقیق نشان داده شده است. چرخه توربین بخار بازیاب از اجزایی شامل پمپ‌ها، بویلر، توربین بخار، گرم‌کن آب تغذیه و کندانسور تشکیل شده است. شرایط کارکردی این چرخه نیز منطبق بر شرایط کارکردی چرخه توربین بخار ساده است. نکته مهم در این سیکل افزایش متوسط درجه حرارت ورودی سیال عامل ورودی به بویلر می‌باشد. کارکرد چرخه به این صورت است که بخار آب داغ در نقطه ۵ با دمای ۶۸۳ کلوین و فشار ۴۰ بار وارد توربین بخار شده و در نقطه ۶ مقداری از بخار منبسط شده در فشار ۱/۵ بار برداشت و وارد گرم‌کن آب تغذیه می‌شود. آن مقدار از بخار که برداشت نشده است در توربین بخار تا حالت ۷ منبسط میشود و تولید توان می‌کند. سپس این بخار منبسط شده در کندانسور تا دمای ۳۱۳ درجه کلوین و فشار ۰/۰۸ بار چگالیده شده و توسط پمپ ۱ به گرم‌کن آب تغذیه پمپ می‌شود و در آنجا با بخار برداشتی از توربین بخار مخلوط شده و توسط پمپ ۲ تا فشار بویلر به داخل بویلر پمپ می‌شود.



شکل ۳: شماتیک چرخه توربین بخار بازیاب

۳- مدل‌سازی ترمودینامیکی

به منظور دستیابی به پارامترهای طراحی و فیزیکی سیستم، یک کد در نرم افزار مهندسی EES برای هر کدام از چرخه‌ها توسعه داده شده است. فرضیات اعمالی در آنالیز هر یک از چرخه‌ها، در زیر آورده شده است:

- آنالیز ترمودینامیکی چرخه‌ها بر اساس پروسه‌ی حجم کنترل صورت گرفته است.
- چرخه‌های مورد مطالعه در شرایط پایا بررسی شده‌اند.
- افت فشار در لوله‌های ارتباطی بین اجزای چرخه‌ها نادیده گرفته شده است.
- از تغییرات انرژی پتانسیل و جنبشی صرف نظر شده است.
- توربین و پمپ به صورت آیزنتروپیکی در نظر گرفته شده‌اند.

در ادامه به طور مفصل به بررسی و آنالیز قانون اول ترمودینامیک (آنالیز انرژی) و قانون دوم ترمودینامیک (آنالیز اگزرژی) بر روی چرخه‌ها پرداخته می‌شود.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.6.3]

۳-۱- آنالیز انرژی

یکی از مهمترین مفاهیم در مطالعه ترمودینامیک مفهوم انرژی است. قانون اول ترمودینامیک بیانی از اصل بقاء انرژی است و بیان می‌کند که انرژی نه تولید می‌شود و نه از بین می‌رود بلکه از یک فرم به فرمی دیگر تبدیل می‌شود. با نوشتن قانون اول ترمودینامیک که منجر به نوشتن بالانس انرژی برای هر جز می‌شود می‌توان نوشت [۱۹]:

$$\left[\sum \dot{Q}_i - \sum \dot{Q}_o + \dot{W}\right] + \sum (\dot{m}h)_i - \sum (\dot{m}h)_o = 0 \quad (۱)$$

که در رابطه بالا، $\sum \dot{Q}_i$ ، $\sum \dot{Q}_o$ و $\dot{W}$ به ترتیب برابر با مجموع حرارت‌های ورودی، مجموع حرارت‌های خروجی و کار انجام یافته توسط جزء مورد نظر می‌باشند. با به کارگیری بالانس انرژی برای تک تک اجزای چرخه‌های مورد مطالعه در این تحقیق خواهیم داشت:

۳-۱-۱ اجزای توربین‌بخار ساده

- **توربین بخار**

بازده آیزونتروپیکی و توان تولیدی در جزء توربین بخار به صورت زیر نوشته می‌شوند:

$$\eta_{ST} = \frac{h_{4a} - h_3}{h_{4s} - h_3} \quad (۲)$$

$$\dot{W}_{ST} = \dot{m}_3 \left(h_3 - h_{4a}\right) \quad (۳)$$

- **کندانسور**

با نوشتن بالانس انرژی در کندانسور بین سیال عامل و آب عبوری از کندانسور برای خنک کاری سیال عامل به معادلات زیر می‌رسیم:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad و \quad \dot{m}_1 = \dot{m}_4 \quad (۴)$$

$$\dot{m}_1(h_4 - h_1) - \dot{m}_7(h_8 - h_7) = 0 \quad (۵)$$

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_1(h_4 - h_1) \quad (۶)$$

- **پمپ**

کار مصرفی پمپ از معادله زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_P = \dot{m}_1 \left(h_2 - h_1\right) \quad (۷)$$

- **بویلر**

با نوشتن بالانس انرژی در بویلر بین سیال عامل و گازهای داغ عبوری از بویلر (گاز داغ نیتروژن) برای سوپرهیت کردن سیال عامل به معادلات زیر می‌رسیم:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad و \quad \dot{m}_g = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (۸)$$

$$\dot{m}_2(h_3 - h_2) - \dot{m}_g(h_5 - h_6) = 0 \quad (۹)$$

$$\dot{Q}_{Boiler} = \dot{m}_3(h_3 - h_2) \quad (۱۰)$$

۳-۱-۲ اجزای توربین‌بخار گرمایش مجدد

- **توربین بخار فشار بالا**

بازده آیزونتروپیکی و توان تولیدی در جزء توربین بخار فشار بالا به صورت زیر نوشته می‌شوند:

$$\eta_{ST} = \frac{h_{4a} - h_3}{h_{4s} - h_3} \quad (۱۱)$$

$$\dot{W}_{ST,HP} = \dot{m}_3 \left(h_3 - h_{4a}\right) \quad (۱۲)$$

- **توربین بخار فشار پایین**

بازده آیزونتروپیکی و توان تولیدی در جزء توربین بخار فشار پایین به صورت زیر نوشته می‌شوند:

$$\eta_{ST} = \frac{h_{6a} - h_5}{h_{6s} - h_5} \quad (۱۳)$$

$$\dot{W}_{ST,LP} = \dot{m}_5 \left(h_5 - h_{6a}\right) \quad (۱۴)$$

- **کندانسور**

با نوشتن بالانس انرژی در کندانسور بین سیال عامل و آب عبوری از کندانسور برای خنک کاری سیال عامل به معادلات زیر می‌رسیم:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 \quad و \quad \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (۱۵)$$

$$\dot{m}_1(h_6 - h_1) - \dot{m}_9(h_{10} - h_9) = 0 \quad (۱۶)$$

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_1(h_6 - h_1) \quad (۱۷)$$

- **پمپ**

کار مصرفی پمپ از معادله زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_P = \dot{m}_1 \left(h_2 - h_1\right) \quad (۱۸)$$

- **بویلر**

با نوشتن بالانس انرژی در بویلر بین سیال عامل و گازهای داغ عبوری از بویلر (گاز داغ نیتروژن) برای سوپرهیت کردن سیال عامل به معادلات زیر می‌رسیم:

$$\dot{m}_{N_2} = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad و \quad \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (۱۹)$$

$$\dot{m}_2(h_3 + h_5 - h_4 - h_2) - \dot{m}_{N_2}(h_9 - h_{10}) = 0 \quad (۲۰)$$

$$\dot{Q}_{Boiler} = \dot{m}_2(h_3 + h_5 - h_4 - h_2) \quad (۲۱)$$

۳-۱-۳ اجزای توربین‌بخار بازیاب

- **توربین بخار**

بازده آیزونتروپیکی و توان تولیدی در توربین بخار به صورت زیر نوشته می‌شوند:

$$\eta_{ST} = \frac{h_{6a} - h_5}{h_{6s} - h_5} \quad (۲۲)$$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.6.3]

$$\eta_{ST} = \frac{h_{7a} - h_5}{h_{7s} - h_5} \quad (۲۳)$$

$$\dot{W}_{ST} = \dot{m}_5\left(h_5 - y \times h_6 - (1-y) \times h_7\right) \quad (۲۴)$$

- **کندانسور**

با نوشتن بالانس انرژی در کندانسور بین سیال عامل و آب عبوری از کندانسور برای خنک کاری سیال عامل به معادلات زیر می‌رسیم:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_7 \qquad \text{و} \qquad \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (۲۵)$$

$$\dot{m}_1(h_7 - h_1) - \dot{m}_{10}(h_{11} - h_{10}) = 0 \quad (۲۶)$$

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_1(h_7 - h_1) \quad (۲۷)$$

- **پمپ ۱**

کار مصرفی پمپ ۱ از معادله زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_{P1} = \dot{m}_1\left(h_2 - h_1\right) \quad (۲۸)$$

- **پمپ ۲**

کار مصرفی پمپ ۲ از معادله زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_{P2} = \dot{m}_3\left(h_4 - h_3\right) \quad (۲۹)$$

- **بویلر**
- با نوشتن بالانس انرژی در بویلر بین سیال عامل و گازهای داغ عبوری از بویلر (گاز داغ نیتروژن) برای سوپرهیت کردن سیال عامل به معادلات زیر می‌رسیم:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \qquad \dot{m}_{N_2} = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (۳۰)$$

$$\dot{m}_4(h_5 - h_4) - \dot{m}_{N_2}(h_8 - h_9) = 0 \quad (۳۱)$$

$$\dot{Q}_{Boiler} = \dot{m}_4(h_5 - h_4) \quad (۳۲)$$

- **آب گرم کن تغذیه**

با به کارگیری بالانس انرژی در این جزء به رابطه زیر می‌رسیم:

$$y \times h_6 + (1-y)h_2 = h_3 \quad (۳۳)$$

۳-۱-۴ بازده انرژی

بازده در واقع معیاری برای تعیین نرخ انرژی مفید سیستم به انرژی ورودی به سیستم است. بازده انرژی برای سه چرخه مورد مطالعه در این تحقیق عبارتند از:

- **بازده انرژی چرخه توربین بخار ساده**

$$\eta_{Simple} = \dot{W}_{net} / \dot{Q}_{Boiler} = \left(\dot{W}_{ST} - \dot{W}_P\right)/(1000) \quad (۳۴)$$

- **بازده انرژی چرخه توربین بخار بازگرمایش مجدد**

$$\eta_{\mathrm{Re}heat} = \dot{W}_{net} / \dot{Q}_{Boiler} = \left(\dot{W}_{ST,HP} + \dot{W}_{ST,LP} - \dot{W}_P\right)/(1000) \quad (۳۵)$$

- **بازده انرژی چرخه توربین بخار بازیاب**

$$\eta_{\mathrm{Re}generation} = \dot{W}_{net} / \dot{Q}_{Boiler} = \left(\dot{W}_{ST} - \dot{W}_{P1} - \dot{W}_{P2}\right)/(1000) \quad (۳۶)$$

که در رابطه بالا $\dot{W}_{net}$ و $\dot{Q}_{Boile}$ به ترتیب عبارت از توان خالص چرخه و نرخ حرارت ورودی به چرخه می‌باشند. قابل ذکر است مقدار نرخ حرارت ورودی برای هر سه چرخه یکسان ($\dot{Q}_{Boiler} = 1000kW$) است.

۳-۲- آنالیز اگزرژی

در بخش مقدمه ذکر شد که قانون اول ترمودینامیک به تنهایی برای بررسی کامل فرآیندهای ترمودینامیکی کافی نیست زیرا این قانون علاوه بر اینکه هیچ اطلاعاتی در مورد جهت فرآیندهای ترمودینامیکی در دسترس قرار نمی‌دهد، به تنهایی نمی‌تواند در بهبود عملکرد سیستم‌ها مفید واقع شود. برای افزایش بازدهی سیستم‌های انرژی لازم است عوامل افت بازدهی یا به عبارت دیگر بازگشت ناپذیری‌های موجود در فرآیندها و محل وقوع آن‌ها را به دقت شناسایی کنیم [۴]. اگزرژی برابر با حداکثر کاری است که می‌تواند توسط یک سیستم یا جریان جرمی در یک حالت مشخص صورت گیرد، زمانی که آن سیستم یا جریان جرمی فرآیندی را تا رسیدن به تعادل کامل با یک محیط مرجع طی کند. در غیاب اثرات الکتریکی، مغناطیسی، هسته‌ای و کشش سطحی، اگزرژی کل سیستم به چهار نوع تقسیم می‌شود: اگزرژی فیزیکی، اگزرژی شیمیایی، اگزرژی جنبشی و اگزرژی پتانسیلی [۲۰]:

$$E = E^{PH} + E^{KN} + E^{PT} + E^{CH} \quad (۳۷)$$

در این تحقیق از اگزرژی جنبشی و پتانسیلی صرفنظر می‌شود. و با توجه به اینکه در چرخه‌های رانکین هیچ واکنش شیمیای رخ نمی‌دهد، بنابراین در ادامه فقط به بررسی مفهوم اگزرژی فیزیکی (ترمومکانیکی)، و نابودی اگزرژی پرداخته می‌شود.

۳-۲-۱ اگزرژی ترمومکانیکی

هنگامی‌که سیستم از یک حالت معین ترمودینامیکی (حالت اولیه در دمای T و فشار P) به حالت مرده محدود (دمای T_0 و فشار P_0) می‌رسد، به ماکزیمم کار حاصل طی این فرایند، اگزرژی ترمومکانیکی گفته می‌شود. به بیان دیگر رابطه فوق را می‌توان به شکلی دقیق‌تر بازنویسی نمود [۱۹]:

$$\dot{E}^{PH} = \left(h_i - h_o\right) - T_0\left(s_i - s_o\right) \quad (۳۸)$$

بنابراین جهت محاسبه اگزرژی فیزیکی در هر نقطه باید آنتالپی و آنتروپی هر نقطه محاسبه شود.

۳-۲-۲ نابودی اگزرژی

جهت تعیین تخریب اگزرژی یا همان نابودی اگزرژی که پارامتری مهم در تبدیل انرژی می‌باشد از موازنه‌ی اگزرژی برای هر جزء سیستم

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.6.3]

استفاده میشود. معادله موازنه اگزرژی در یک جزء سیستم ترمودینامیکی می‌تواند به شکل زیر نوشته شود [۲۱]:

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \dot{E}_{D,k} \quad (۳۹)$$

که در آن $\dot{E}_{F,k}$، $\dot{E}_{P,k}$ و $\dot{E}_{D,k}$ به ترتیب عبارت از اگزرژی ورودی، اگزرژی تولیدی و نرخ نابودی اگزرژی برای جزء kام می‌باشند.

نسبت نابودی اگزرژی هر یک از اجزا به صورت نرخ نابودی اگزرژی هر جزء به نابودی اگزرژی کل سیستم تعریف می‌شود و به عنوان ملاکی جهت تعیین نقاط ضعف سیستم ارائه می‌شود [۴]:

$$y^*_{D,k} = \dot{E}_{D,k} / \dot{E}_{D,tot} \quad (۴۰)$$

در ادامه بالانس اگزرژی را برای تک تک اجزای چرخه‌های مورد مطالعه در این تحقیق به کار برده و $\dot{E}_F$، $\dot{E}_P$ و $\dot{E}_D$ را برای هر جزء به ترتیب زیر می‌نویسیم:

۳-۲-۳ اجزای چرخه توربین‌بخار ساده

- **توربین بخار**

$$\dot{E}_{F,ST} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4, \dot{E}_{P,ST} = \dot{W}_{ST}, \quad \dot{E}_{D,ST} = \dot{E}_{F,ST} - \dot{E}_{P,ST} \quad (۴۱)$$

- **کندانسور**

$$\dot{E}_{F,Cond} = \dot{E}_4 - \dot{E}_1, \quad \dot{E}_{P,Cond} = \dot{E}_8 - \dot{E}_7, \quad \dot{E}_{D,Cond} = \dot{E}_{F,Cond} - \dot{E}_{P,Cond} \quad (۴۲)$$

- **پمپ**

$$\dot{E}_{F,P} = \dot{W}_P, \dot{E}_{P,P} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1, \quad \dot{E}_{D,P} = \dot{E}_{F,P} - \dot{E}_{P,P} \quad (۴۳)$$

- **بویلر**

$$\dot{E}_{F,Boiler} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6, \quad \dot{E}_{P,Boiler} = \dot{E}_3 - \dot{E}_2, \quad \dot{E}_{D,Boiler} = \dot{E}_{F,Boiler} - \dot{E}_{P,Boiler} \quad (۴۴)$$

۳-۲-۴ اجزای چرخه توربین‌بخار گرمایش مجدد

- **توربین بخار فشار بالا**

$$\dot{E}_{F,ST,HP} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4, \quad \dot{E}_{P,ST,HP} = \dot{W}_{ST,HP}, \quad \dot{E}_{D,ST} = \dot{E}_{F,ST,HP} - \dot{E}_{P,ST,HP} \quad (۴۵)$$

- **توربین بخار فشار پایین**

$$\dot{E}_{F,ST,LP} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6, \quad \dot{E}_{P,ST,LP} = \dot{W}_{ST,LP}, \quad \dot{E}_{D,ST,LP} = \dot{E}_{F,ST,LP} - \dot{E}_{P,ST,LP} \quad (۴۶)$$

- **کندانسور**

$$\dot{E}_{F,Cond} = \dot{E}_6 - \dot{E}_1, \quad \dot{E}_{P,Cond} = \dot{E}_8 - \dot{E}_7, \quad \dot{E}_{D,Cond} = \dot{E}_{F,Cond} - \dot{E}_{P,Cond} \quad (۴۷)$$

- **پمپ**

$$\dot{E}_{F,P} = \dot{W}_P, \dot{E}_{P,P} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1, \quad \dot{E}_{D,P} = \dot{E}_{F,P} - \dot{E}_{P,P} \quad (۴۸)$$

- **بویلر**

$$\dot{E}_{F,Boiler} = \dot{E}_9 - \dot{E}_{10}, \quad \dot{E}_{P,Boiler} = \dot{E}_3 - \dot{E}_2 + \dot{E}_5 - \dot{E}_4, \quad \dot{E}_{D,Boiler} = \dot{E}_{F,Boiler} - \dot{E}_{P,Boiler} \quad (۴۹)$$

۳-۲-۵ اجزای چرخه توربین‌بخار بازیاب

- **توربین بخار**

$$\dot{E}_{F,ST} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6 - \dot{E}_7, \quad \dot{E}_{P,ST} = \dot{W}_{ST}, \quad \dot{E}_{D,ST} = \dot{E}_{F,ST} - \dot{E}_{P,ST} \quad (۵۰)$$

- **کندانسور**

$$\dot{E}_{F,Cond} = \dot{E}_7 - \dot{E}_1, \quad \dot{E}_{P,Cond} = \dot{E}_9 - \dot{E}_8, \quad \dot{E}_{D,Cond} = \dot{E}_{F,Cond} - \dot{E}_{P,Cond} \quad (۵۱)$$

- **پمپ ۱**

$$\dot{E}_{F,P1} = \dot{W}_{P1}, \dot{E}_{P,P1} = \dot{E}_2 - \dot{E}_1, \quad \dot{E}_{D,P1} = \dot{E}_{F,P1} - \dot{E}_{P,P1} \quad (۵۲)$$

- **پمپ ۲**

$$\dot{E}_{F,P2} = \dot{W}_{P2}, \dot{E}_{P,P2} = \dot{E}_4 - \dot{E}_3, \quad \dot{E}_{D,P2} = \dot{E}_{F,P2} - \dot{E}_{P,P2} \quad (۵۳)$$

- **بویلر**

$$\dot{E}_{F,Boiler} = \dot{E}_{10} - \dot{E}_{11}, \quad \dot{E}_{P,Boiler} = \dot{E}_5 - \dot{E}_4, \quad \dot{E}_{D,Boiler} = \dot{E}_{F,Boiler} - \dot{E}_{P,Boiler} \quad (۵۴)$$

- **آب گرم گن تغذیه**

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.6.3]

$$\dot{E}_{F,FW} = \dot{E}_2 + \dot{E}_6,$$
$$\dot{E}_{P,FW} = \dot{E}_3, \qquad (۵۵)$$
$$\dot{E}_{D,FW} = \dot{E}_{F,FW} - \dot{E}_{P,FW}$$

۳-۲-۵ بازده اگزرژی

- **بازده اگزرژی چرخه توربین بخار ساده**

$$\varepsilon_{Simple} = \dot{W}_{net} / \dot{E}_{in} = \left(\dot{W}_{ST} - \dot{W}_P\right) / \left(\dot{E}_5\right) \qquad (۵۶)$$

- **بازده اگزرژی چرخه توربین بخار بازگرمایش مجدد**

$$\varepsilon_{\mathrm{Re}heat} = \dot{W}_{net} / \dot{E}_{in} = \left(\dot{W}_{ST,HP} + \dot{W}_{ST,LP} - \dot{W}_P\right) / \left(\dot{E}_9\right) \qquad (۵۷)$$

- **بازده اگزرژی چرخه توربین بخار بازیاب**

$$\varepsilon_{\mathrm{Re}generation} = \dot{W}_{net} / \dot{E}_{in} = \left(\dot{W}_{ST} - \dot{W}_{P1} - \dot{W}_{P2}\right) / \left(\dot{E}_{10}\right) \qquad (۵۸)$$

۴- نتایج و بحث

۴-۱ نتایج آنالیز انرژی و اگزرژی چرخه‌ها

در این قسمت به بررسی و تحلیل نتایج حاصل از آنالیز انرژی و اگزرژی سه چرخه‌ی مطالعه شده پرداخته می‌شود. بدین صورت که به ازای یک حرارت ورودی یکسان به بویلرهای هر سه چرخه، در شرایط کارکردی یکسان، مقدار خالص توان خروجی و بازده قوانین اول و دوم ترمودینامیک چرخه‌ها با هم مورد مقایسه و بررسی قرار می‌گیرد. مقادیر دما، فشار، دبی جرمی سوخت و سیال عامل، آنتالپی، آنتروپی و مقدار اگزرژی در نقاط مختلف چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار بازگرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب در جدول (۱) گنجانده شده است.

جدول ۱: مقایسه مقادیر دما، فشار، دبی جرمی، آنتالپی، آنتروپی و مقدار اگزرژی در نقاط مختلف چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار بازگرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

نقطه حالت	سیال عامل	T [K]	P [bar]	$\dot{m}$ $(\frac{kg}{s})$	h $(\frac{kJ}{kg})$	s $(\frac{kJ}{kg.K})$	$\dot{E}$ (kW)
چرخه توربین بخار ساده							
۱	آب	۳۱۳	۰/۰۸	۰/۳۲۶	۱۶۶/۹	۰/۵۷۰۴	۰/۴۵۵۶
۲	آب	۳۱۲/۲	۴۰	۰/۳۲۶	۱۶۷	۰/۵۵۷۷	۱/۷۰۵
۳	بخارآب	۶۸۳	۴۰	۰/۳۲۶	۳۲۳/۸	۶/۸۰۶	۳۹۵/۱
۴	بخارآب	۳۱۴/۷	۰/۰۸	۰/۳۲۶	۲۲۶۲	۷/۲۲۹	۳۶/۲۴
۵	نیتروژن	۷۶۰	۱	۲/۹۶	۸۰۱/۹	۷/۸۳۲	۱۰۸۱
۶	نیتروژن	۴۴۶	۱	۲/۹۶	۴۳۶/۶	۷/۲۶	۵۸۵/۵
۷	آب	۳۰۲	۲/۷	۲۰/۵	۱۲۱/۱	۰/۴۲۰۵	۵.۵۹
۸	آب	۳۱۰	۱/۵	۲۰/۵	۱۵۴/۴	۰/۵۲۹۹	۲۰/۷
چرخه توربین بخار بازگرمایش مجدد							
۱	آب	۳۱۳	۰/۰۸	۰/۳۱۹	۱۶۶/۹	۰/۵۷۰۴	۰/۴۴۶۳
۲	آب	۳۱۲/۱	۴۰	۰/۳۱۹	۱۶۷	۰/۵۵۷۷	۱/۶۷
۳	بخارآب	۶۸۳	۴۰	۰/۳۱۹	۳۲۳۸	۶.۸۰۶	۳۸۷
۴	بخارآب	۵۳۴	۱۲	۰/۳۱۹	۲۹۶۰	۶.۸۷۸	۲۹۱/۶
۵	بخارآب	۵۶۳	۱۲	۰/۳۱۹	۳۰۲۴	۶/۹۹۵	۳۰۰/۹
۶	بخارآب	۳۱۴/۷	۰/۰۸	۰/۳۱۹	۲۲۸۹	۷/۳۱۳	۳۵/۹۵
۷	نیتروژن	۷۶۰	۱	۲/۹۶	۸۰۱.۹	۷/۸۳۲	۱۰۸۱
۸	نیتروژن	۴۴۶	۱	۲/۹۶	۴۶۳/۶	۷/۲۶	۵۸۵.۸
۹	آب	۳۰۲	۲/۷	۲۰/۳	۱۲۱/۱	۰/۴۲۰۵	۵/۵۵۲
۱۰	آب	۳۱۰	۱/۵	۲۰/۳	۱۵۴/۵	۰/۵۲۹۹	۲۰/۴۹
چرخه توربین بخار بازیاب							
۱	آب	۳۱۳	۰/۰۸	۰/۳۱۶۷	۱۶۶/۹	۰/۵۷۰۴	۰/۴۵۲۸
۲	آب	۳۱۲/۶	۱/۵	۰/۳۱۶۷	۱۶۶/۹	۰/۵۶۹۹	۰/۴۹۶
۳	آب	۳۸۴/۵	۱/۵	۰/۳۱۶۷	۴۶۷/۱	۱/۴۳۴	۱۶/۰۲
۴	آب	۳۸۳/۸	۴۰	۰/۳۱۶۷	۴۶۷/۱	۱/۴۳۴	۱۷/۱۶
۵	بخارآب	۶۸۳	۴۰	۰/۳۶۰۹	۳۲۳۸	۶/۸۰۶	۴۳۸/۲
۶	بخارآب	۳۸۴/۴	۱/۵	۰/۰۴۴۲	۲۶۱۷	۷/۰۲۶	۲۳/۳۵
۷	بخارآب	۳۱۴/۷	۰/۰۸	۰/۳۱۶۷	۲۲۶۲	۷/۲۲۹	۳۵/۵۸
۸	نیتروژن	۷۶۰	۱	۲/۹۶	۸۰۱/۹	۷/۸۳۲	۱۰۸۱
۹	نیتروژن	۴۴۶	۱	۲/۹۶	۴۶۳/۶	۷/۲۶	۵۸۶
۱۰	آب	۳۰۲	۲/۷	۲۲/۷	۱۲۱/۱	۰/۴۲۰۵	۶/۳۸۹
۱۱	آب	۳۱۰	۱/۵	۲۲/۷	۱۵۴/۵	۰/۵۲۹۹	۲۳/۴۵

همانطور که می‌دانیم هدف از آنالیز اگزرژی در یک سیستم، ارزیابی مقادیر اتلاف و نابودی اگزرژی سیستم است. در جدول (۲) مقادیر اگزرژی ورودی، اگزرژی تولیدی، نابودی اگزرژی، اگزرژی اتلافی ($\dot{E}_L(kW)$)، بازده اگزرژی و نسبت نابودی اگزرژی برای تک تک اجزای هر سه چرخه گنجانده شده است.

همانطور که در بخش‌های قبلی ذکر شد، y_D^* سهم نابودی اگزرژی هر جزء از کل نابودی را نشان می‌دهد، بدین ترتیب که هر چقدر مقدار y_D^* در یک جزء بیشتر باشد، سهم آن جزء در نابودی اگزرژی کل سیستم بیشتر خواهد بود. از اینرو با مراجعه به جدول (۲) می‌توانند مشاهده که در هر سه چرخه مورد مطالعه، محفظه احتراق دارای بالاترین مقدار نابودی اگزرژی در بین سایر اجزای چرخه‌ها می‌باشد.

از مقایسه نتایج حاصل برای هر سه چرخه، می‌توان نتیجه گرفت که بویلر به عنوان جزء‌ای از سیستم که بیشترین میزان نابودی اگزرژی در آن رخ می‌دهد، عملکردش در چرخه توربین بخار بازیاب بهتر از دو چرخه دیگر است. چراکه نرخ نابودی اگزرژی در این جزء از ۱۰۲ کیلووات در چرخه توربین بخار ساده به ۷۴ کیلووات (در حدود ۲۷٪) در چرخه توربین بخار بازیاب کاهش یافته است. همچنین بازده قانون دوم در این جزء از ۷۹٪ در چرخه توربین بخار ساده به ۸۴٪ در چرخه توربین بخار بازیاب افزایش می‌یابد.

همچنین با مقایسه نتایج حاصل برای چرخه‌های توربین بخار بازگرمایش و توربین بخار بازیاب با نتایج حاصل برای توربین بخار ساده می‌توان نتیجه گرفت که نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین بخار بازگرمایش در مقایسه با چرخه توربین بخار ساده در حدود ۳/۴٪ و در چرخه توربین بخار بازیاب در مقایسه با چرخه توربین بخار ساده به مقدار

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.6.3]

۱۰٪ کاهش یافته‌اند.

جدول ۲: مقایسه نتایج آنالیز اگزرژی برای اجزای چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار بازگرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

جزء	$\dot{E}_F$ (kW)	$\dot{E}_P$ (kW)	$\dot{E}_D$ (kW)	$\dot{E}_L$ (kW)	ε (%)	y_D^* (%)
چرخه توربین بخار ساده						
بویلر	۴۹۵/۲	۳۹۳/۴	۱۰۱/۹	۵۸۵/۵	۷۹/۴۳	۶۲/۷۲
توربین بخار	۳۵۸/۸	۳۱۷/۸	۴۱/۰۶	-	۸۸/۵۶	۲۵/۲۸
کندانسور	۳۵/۷۹	۱۵/۰۶	۲۰/۷۳	-	۴۲/۰۸	۱۲/۷۶
پمپ	۳۵/۲	۲۱/۵	۱۳/۷	-	۶۱/۰۷	۷/۷۲
عملکرد کلی	۱۰۸۱	۳۱۷/۸	۱۷۷/۴	۵۸۵/۵	۲۹/۴	۱۰۰
چرخه توربین بخار بازگرمایش مجدد						
بویلر	۴۹۵/۲	۳۹۴/۷	۱۰۰/۶	۵۸۵/۸	۷۹/۶۹	۶۴/۰۲
توربین بخار فشار بالا	۹۵/۴۱	۸۸/۵۶	۶.۸۵	-	۹۲/۶۹	۴/۳۶
توربین بخار فشار پایین	۲۶۵	۲۳۴/۶	۳۰/۳۲	-	۸۸/۵۶	۱۹/۳
کندانسور	۳۵/۵	۱۴/۰۴	۲۱/۴۶	-	۳۹/۵۴	۱۲/۴۸
پمپ	۳۹/۱	۲۶/۴	۱۲/۷	-	۶۷/۵۱	۷/۴
عملکرد کلی	۱۰۸۱	۳۲۳/۳	۱۷۱/۹	۵۸۵/۸	۲۹/۹۲	۱۰۰
چرخه توربین بخار بازیاب						
بویلر	۴۹۵/۵	۴۲۱/۱	۷۴/۴۲	۵۸۶	۸۴/۹۸	۵۲/۴۲
توربین بخار	۳۷۹/۳	۳۳۶/۵	۴۲/۸۳	-	۸۸/۷۱	۳۰/۱۷
کندانسور	۳۵۱/۱۲	۱۷/۰۶	۱۸/۰۶	-	۴۸/۶۱	۱۲/۷۲
پمپ تغذیه	۲۳/۸۵	۱۶/۰۲	۷/۸۲۸	-	۶۷/۱۸	۵/۵
پمپ۱	۴۹	۴۰/۵	۸/۵	-	۸۲/۶۵	۵/۳۶
پمپ۲	۵۹	۵۲/۲	۶/۸	-	۸۸/۵	۴/۳
عملکرد کلی	۱۰۸۱	۳۳۶.۵	۱۵۸/۵	۵۸۶	۳۱/۱۱	۱۰۰

جدول ۳: مقایسه عملکرد چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار بازگرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب با یکدیگر

	چرخه توربین بخار ساده	چرخه توربین بخار بازگرمایش مجدد	چرخه توربین بخار بازیاب
$\dot{W}_{net}\,(kW)$	۳۱۷/۸	۳۲۴	۳۳۶/۵
بازده قانون اول (٪)	۳۱/۷۸	۳۲/۳۸	۳۳/۶۵
بازده قانون دوم (٪)	۲۹/۳۹	۲۹/۹۲	۳۱/۱۱

۴-۱-۱ مقایسه عملکرد سه چرخه توربین‌بخار

نتایج مندرج در جدول (۳) این امکان را فراهم می‌کند تا بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک هر سه چرخه‌ی مورد مطالعه، با یکدیگر مقایسه شوند.

همانطور که در جدول (۳) مشاهده می‌شود، بازده قانون اول چرخه توربین بخار بازیاب به طور قابل ملاحظه‌ای از بازده قانون اول چرخه‌های توربین بخار بازگرمایش و توربین بخار ساده بالاتر است. علت این امر این است که در چرخه توربین بخار بازیاب، ۳۳۶ کیلووات توان تولید می‌شود. در حالیکه در چرخه توربین بخاربازگرمایش به مقدار ۳۲۴ کیلووات و در چرخه توربین بخار ساده، ۳۱۷ کیلووات توان تولید می‌شود. از اینرو بازده قانون اول از مقدار ۳۱/۸٪ برای چرخه توربین بخار ساده و از مقدار ۳۲/۴٪ برای چرخه توربین بخار بازگرمایش به مقدار ۳۳/۶٪ در چرخه توربین بخار بازیاب افزایش یافته است.و همچنین در جدول (۳) قابل

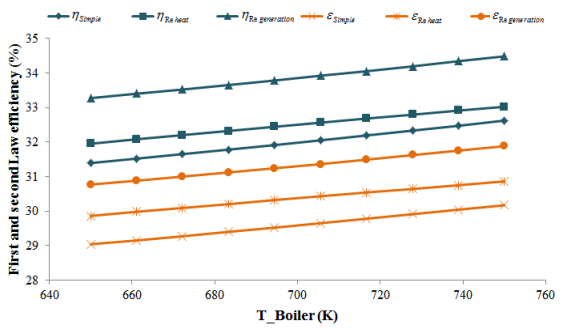
مشاهده است که بازده قانون دوم برای چرخه توربین بخار بازیاب برابر با ۳۱/۱۱٪ است که در مقایسه با دو چرخه دیگر به مقدار قابل توجهی بیشتر است. علت این امر نیز همانطور که در بخش پیشین در تحلیل نتایج آنالیز اگزرژی گفته شد، این است که در چرخه توربین بخار بازیاب مقدار نابودی اگزرژی به مقدار قابل توجهی نسبت به دو چرخه دیگر کاهش یافته و در نتیجه موجب افزایش بازده قانون دوم شده است.

۴-۲ تحلیل پارامتری چرخه‌های مورد مطالعه

در این بخش به تفصیل در مورد تاثیر پارامترهای مختلف همچون دمای بویلر، فشار بویلر، دمای کندانسور، فشار کندانسور و بازده آیزونتروپیکی توربین بخار بر روی بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک و توان تولیدی چرخه‌ها و ... بررسی می‌شود.

۴-۲-۱ تاثیر دمای بویلر

نتایج حاصل از تاثیر دمای بویلر بر روی بازده قانون اول چرخه توربین بخار ساده (η_{Simple})، بازده قانون اول چرخه بازگرمایش ($\eta_{\mathrm{Re}heat}$)، بازده قانون اول چرخه توربین بخار بازیاب ($\eta_{\mathrm{Re}generation}$)، بازده قانون دوم چرخه توربین بخار ساده (ε_{Simple})، بازده قانون دوم چرخه بازگرمایش($\varepsilon_{\mathrm{Re}heat}$)، بازده قانون دوم چرخه توربین بخار بازیاب ($\varepsilon_{\mathrm{Re}generation}$) در شکل (۴) قابل مشاهده است.



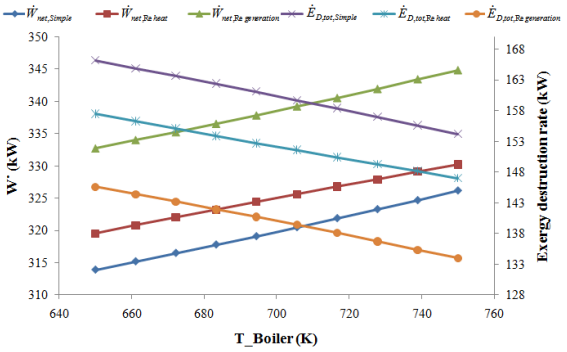
شکل ۴: تاثیر دمای بویلر بر روی بازده‌های قوانین اول و دوم ترمودینامیک در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.6.3]

همانگونه که از شکل (۴) قابل مشاهده است، با افزایش دمای بویلر، روندی افزایش در مقدار بازده‌های چرخه‌ها مشاهده می‌شود. به این صورت که بازده قانون اول چرخه توربین بخار ساده با افزایش ۳/۹ درصدی از ۳۱/۴٪ به ۳۲/۶٪ رسیده و همچنین بازده قانون اول چرخه توربین بخار بازیاب با افزایش ۳/۶ درصدی از ۳۳/۳٪ به ۳۴/۵٪ رسیده است. همچنین بازده اگزرژی چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار بازگرمایش و توربین بخار بازیاب نیز با افزایشی در حدود ۳/۳ درصدی به ترتیب از ۲۹٪، ۲۹/۹٪ و ۳۰/۸٪ به ۳۰٪، ۳۰/۹٪ و ۳۱/۹٪ رسیداند.

تاثیر دمای بویلر بر روی خالص توان تولیدی هر سه چرخه ($\dot{W}_{net}$) و کل نرخ نابودی اگزرژی هر سه چرخه ($\dot{E}_{Dtot}$) در شکل (۵) نشان داده شده است.

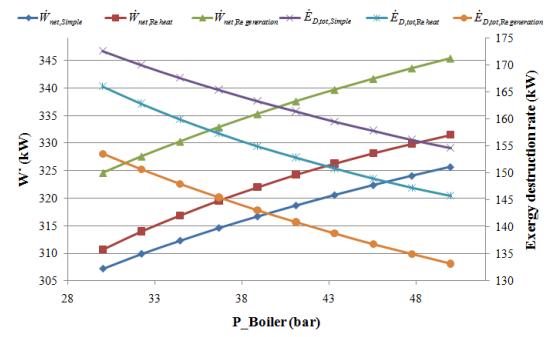


شکل ۵: تاثیر دمای بویلر بر روی کل نرخ توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

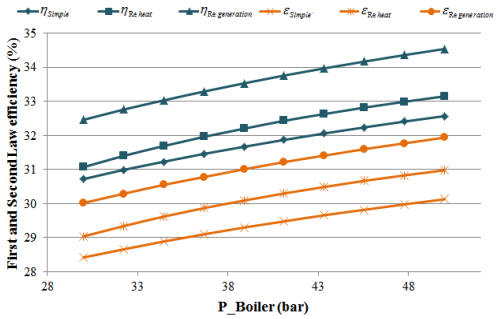
همانطور که از شکل (۵) قابل مشاهده است، با افزایش دمای بویلر نرخ نابودی اگزرژی هر سه چرخه کاهش یافته‌اند. همچنین افزایش بویلرموجب افزایش توان تولیدی هر سه چرخه شده، به طوریکه توان چرخه توربین بخار ساده با افزایش ۴ درصدی از ۳۱۴ به ۳۲۶ کیلوات رسیده و توان چرخه بازگرمایش با افزایش ۳/۴ درصدی از ۳۱۹ به ۳۳۰ کیلوات رسیده و توان چرخه بازیاب با افزایش ۳/۶ درصدی از ۳۳۲ به ۳۴۴ کیلوات رسیده است.

۴-۲-۲ تاثیر فشار بویلر

تاثیر فشار بویلر بر روی کل نرخ توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه‌های مورد مطالعه در شکل (۶) و تاثیر این پارامتر بر روی بازده‌های ترمودینامیکی سه چرخه در شکل (۷) نشان داده شده‌اند.



شکل ۶: تاثیر فشار بویلر بر روی کل نرخ توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

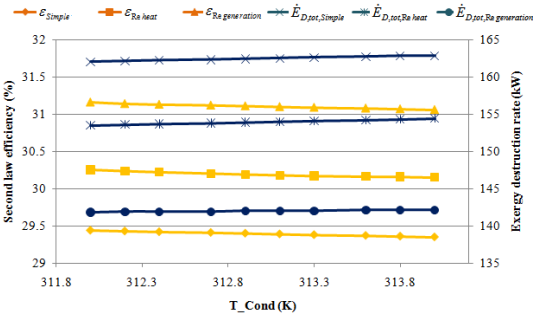


شکل ۷: تاثیر فشار بویلر بر روی بازده‌های قوانین اول و دوم ترمودینامیک در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

همانگونه که از شکل‌های (۶) و (۷) قابل مشاهده است، در چرخه بازگرمایش مجدد با کاهش ۱۲ درصدی در نرخ نابودی اگزرژی و با افزایش ۷ درصدی درخالص توان تولیدی این چرخه، یک افزایش ۶/۴ درصدی در بازده‌های قانون اول (از ۳۱٪ به ۳۳٪ رسیده) و دوم (از ۲۹٪ به ۳۱٪ رسیده) این چرخه رخ داده است. همچنین مشاهده می‌شود که افزایش فشار بویلر موجب ۱۳ درصد کاهش در نرخ نابودی اگزرژی و ۶/۵ درصد افزایش در کل نرخ توان تولیدی چرخه بازیاب شده، بطوریکه بازده قانون اول از ۳۲٪ به ۳۴٪ و بازده قانون دوم این چرخه از ۳۰٪ به ۳۲٪ رسیده‌اند.

۴-۲-۳ تاثیر دمای کندانسور

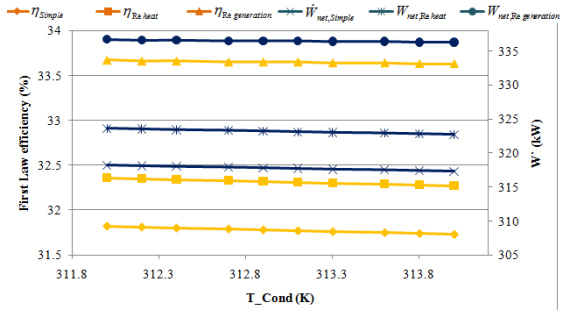
در شکل (۸) تاثیر دمای کندانسور بر روی بازده قانون دوم و کل نرخ نابودی اگزرژی چرخه‌ها و در شکل (۹) تاثیر این پارامتر بر روی بازده قانون اول و کل نرخ توان تولیدی چرخه‌ها نشان داده شده‌اند.



شکل (۸): تاثیر دمای کندانسور بر روی بازده قانون دوم ترمودینامیک و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.6.3]



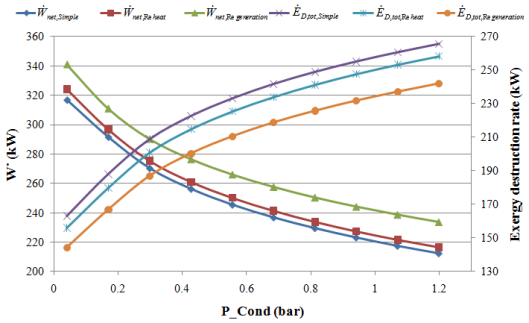
شکل ۹: تاثیر دمای کندانسور بر روی بازده قانون اول ترمودینامیک و کل توان تولیدی در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

همانطور که از شکل (۸) قابل مشاهده است، افزایش دمای کندانسور موجب افزایش کمی در نرخ نابودی اگزرژی چرخه‌ها شده و به موجب این امر، کاهش کمی در بازده اگزرژی چرخه‌ها حاصل شده است. به عنوان مثال در چرخه بازگرمایش با افزایش نرخ نابودی اگزرژی در حدود ۶٪، کاهشی در حدود ۰/۳۳ درصد در بازده قانون دوم رخ داده است. همچنین از شکل (۹) قابل مشاهده است که افزایش دمای کندانسور موجب کاهش اندکی در خالص توان تولیدی چرخه‌ها شده و به موجب آن، کاهش کمی در بازده قانون اول چرخه‌ها مشاهده می‌شود. به عنوان مثال، در چرخه بازیاب، با کاهش خالص توان تولیدی این چرخه از ۳۳۶/۷ به ۳۳۶/۳ کیلووات، بازده قانون اول این چرخه در حدود ۰/۱٪ کاهش یافته است.

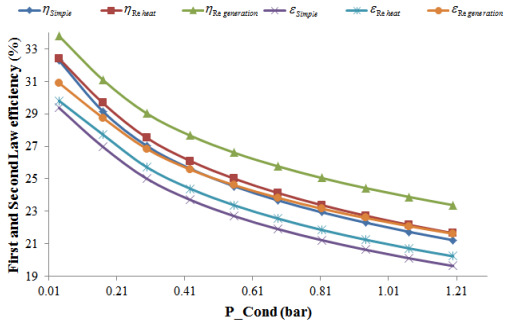
در کل با توجه به نتایج بالا می‌توان ادعا کرد که دمای کندانسور تاثیر ناچیزی بر روی عملکرد چرخه‌ها گذاشته است و این نتیجه را باید در حین فرآیندهای بهینه‌سازی در نظر گرفت.

۴-۲-۴ تاثیر فشار کندانسور

تاثیر فشارکندانسور بر روی کل نرخ توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرژی چرخه‌های مورد مطالعه در شکل (۱۰) و تاثیر فشار کندانسور بر روی بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک چرخه‌ها در شکل (۱۱) نشان داده شده‌اند.



شکل ۱۰: تاثیر فشار کندانسور بر روی کل نرخ توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

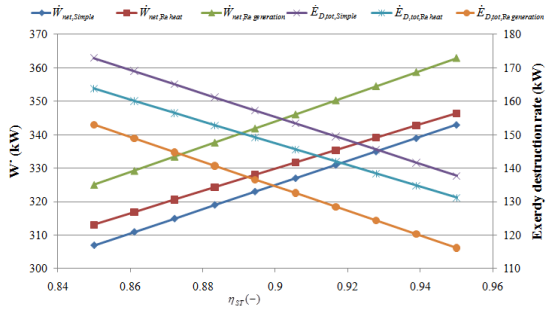


شکل ۱۱: تاثیر فشار کندانسور بر روی بازده‌های قوانین اول و دوم ترمودینامیک در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

همانطور که از شکل (۱۰) قابل مشاهده است، افزایش فشار کندانسور موجب افزایش نرخ نابودی اگزرژی و کاهش خالص توان تولیدی هر سه چرخه شده است. به موجب این امر، بازده‌های ترمودینامیکی در شکل (۱۱) کاهش یافته‌اند. برای چرخه‌های توربین بخار ساده، گرمایش مجدد و بازیاب به ترتیب با افزایش ۶۲٪، ۶۵٪ و ۶۸ درصدی در نرخ نابودی اگزرژی، بازده اگزرژی به ترتیب ۳۴٪، ۳۱٪ و ۳۰ درصد کاهش یافته‌اند. همچنین قابل مشاهده است که با کاهش خالص توان تولیدی برای چرخه‌های توربین بخار، گرمایش مجدد و بازیاب به ترتیب از ۳۱۶، ۳۲۴ و ۳۴۱ کیلووات به مقادیر ۲۱۲، ۲۱۶ و ۲۳۳ کیلووات، بازده قانون اول این چرخه‌ها به ترتیب از ۳۲/۳٪، ۳۲/۴٪ و ۳۳/۸٪ به مقادیر ۲۱/۲٪، ۲۱/۶٪ و ۲۳/۴٪ کاهش یافته‌اند.

۴-۲-۵ تاثیر بازده آیزونتروپیکی توربین‌بخار

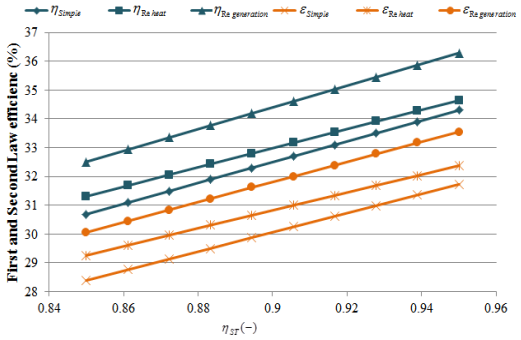
تاثیر بازده آیزونتروپیکی توربین بخار بر روی کل نرخ توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرژی در در شکل (۱۲) و تاثیر بازده آیزونتروپیک توربین بخار بر روی بازده‌های قانون اول و دوم ترمودینامیک سه چرخه در شکل (۱۳) نشان داده شده‌اند.



شکل ۱۲: تاثیر بازده آیزونتروپیکی توربین بخار بر روی کل نرخ توان تولیدی و کل نرخ نابودی اگزرژی در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.6.3]



شکل ۱۳: تاثیر بازده آیزونتروپیکی توربین بخار بر روی بازده‌های قوانین اول و دوم ترمودینامیک در چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار گرمایش مجدد و توربین بخار بازیاب

همانطور که از شکل (۱۲) قابل مشاهده است، با افزایش بازده آیزونتروپیکی توربین بخار، کل نرخ نابودی اگزرژی برای چرخه‌ها به صورت خطی کاهش یافته و توان تولیدی چرخه‌ها به صورت خطی افزایش یافته است. همچنین در شکل (۱۳) نیز می‌توان مشاهده کرد که با افزایش این پارامتر، یک افزایش خطی در بازده‌های ترمودینامیکی چرخه‌ها رخ داده است. به عنوان مثال می‌توان بیان کرد که در چرخه بازیاب، با افزایش بازده آیزونتروپیکی توربین بخار از ۸۵٪ تا ۹۵٪، یک کاهش ۲۴ درصدی در نرخ نابودی اگزرژی این چرخه رخ داده و نرخ نابودی اگزرژی از ۱۵۳ به ۱۱۶ کیلووات کاهش می‌یابد. همچنین خالص توان تولیدی (با افزایش ۱۱ درصدی) از ۳۲۵ به ۳۶۳ کیلوات افزایش یافته و بازده قانون اول با افزایش ۱۱/۶ درصدی از ۳۲/۵٪ به ۳۶/۳٪ می‌رسد. و در نهایت بازده قانون دوم از ۳۰٪ به ۳۳/۵٪ افزایش می‌یابد.

۵- نتیجه‌گیری کلی

استفاده از سیستم‌های تولید و تبدیل انرژی با راندمان بیشینه جهت صرفه‌جویی در منابع ارزشمند انرژی، روز به روز اهمیت بیشتری یافته است. در بخش تولید برق، نیروگاههای بخار با تولید بیش از ۳۴٪ توان کشور دارای اهمیت قابل ملاحظه‌ای در بین نیروگاه‌های حرارتی هستند، بررسی و تحلیل این صنعت جهت تحلیل انرژی و ارائه راهکارهای کاهش مصرف انرژی می‌تواند نقش مهمی در اقتصاد کشورها ایفا کند. از اینرو تحلیل اگزرژی این چرخه‌ها به طراحان کمک می‌کند تا درک بهتری از ناکارآمدی‌های سیستم و اجزای سیستم به منظور بهینه‌سازی عملکرد سیستم داشته باشند. در پروژه حاضر، سه چرخه متفاوت تولید توان شامل، توربین بخار ساده، توربین بخار بازگرمایش و توربین بخار بازیاب در شرایط کارکردی یکسان، مورد آنالیز انرژی و اگزرژی قرار گرفتند. سپس نتایج حاصل از این سه چرخه با هم مورد مقایسه و بررسی قرار گرفت. در نهایت، به منظور درک تاثیر پارامترها بر روی عملکرد چرخه‌ها یک مطالعه پارامتریکی بر روی چرخه‌های ذکر شده انجام شد. در ادامه به اهم نتایج حاصل از این تحقیق اشاره می‌شود:

۱. در چرخه های توربین بخار ساده، بازگرمایش و بازیاب به ترتیب در حدود ۶۳٪ ، ۶۴٪ و ۵۲٪ از کل نابودی اگزرژی در بویلر اتفاق می افتد.
۲. نرخ نابودی اگزرژی در چرخه توربین بخار بازگرمایش در مقایسه با چرخه توربین بخار ساده در حدود ۳/۴٪ و در چرخه توربین بخار بازیاب در مقایسه با چرخه توربین بخار ساده به مقدار ۱۰٪ کاهش یافته است.
۳. بازده قانون دوم برای چرخه توربین بخار بازیاب برابر با ۳۱/۱۱٪ است که در مقایسه با دو چرخه دیگر به مقدار قابل توجهی بیشتر است.
۴. با افزایش دمای بویلر، بازده اگزرژی چرخه‌های توربین بخار ساده، توربین بخار بازگرمایش و توربین بخار بازیاب با افزایشی در حدود ۳/۳ درصدی به ترتیب از ۲۹٪، ۲۹/۹٪ و ۳۰/۸٪ به ۳۰٪، ۳۰/۹٪ و ۳۱/۹٪ رسیداند.
۵. افزایش فشار بویلر، موجب شده تا کل نرخ نابودی اگزرژی در هر سه چرخه روندی کاهشی داشته و خالص توان تولیدی چرخه‌ها روندی افزایشی داشته باشند.

فهرست علائم

$\dot{E}$	نرخ اگزرژی (kW)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)
P	فشار (bar)
$\dot{Q}$	نرخ انتقال گرما (kW)
h	آنتالپی (kJ/kg)
T	دما (K)
$\dot{W}$	توان (kW)

علایم یونانی

Δ	اختلاف
η	بازده
ε	بازده اگزرژی

بالانویس‌ها

CH	شیمیایی
PH	فیزیکی
PT	پتانسیلی
KN	جنبشی

زیرنویس‌ها

0	محیط ترمودینامیکی
air	هوا
Boiler	بویلر
Cond	کندانسور
D	نابودی
e	خروجی
F	سوخت (اگزرژی)
i	ورودی
k	جزء k ام
L	اتلافی به محیط
P	تولیدی
pump	پمپ
Reheat	چرخه توربین بخار گرمایش مجدد
Regeneration	چرخه توربین بخار بازیاب

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.6.3]

Simple	چرخه توربین بخار ساده
ST	توربین بخار
ST,HP	توربین بخار فشار بالا
ST,LP	توربین بخار فشار پایین

مراجع

[۱] رضاپور، کامبیز.، زربخش، محمد حسن.، مبانی صرفه جویی و اصول مدیریت انرژی، وزارت نیرو، سازمان بهره‌وری انرژی ایران (سابا)، چاپ دوم-پاییز ۱۳۸۸.

[۲] ترازنامه انرژی سال ۱۳۹۲، دفتر برنامه ریزی کلان و انرژی، ۱۳۹۲

[3] Lazzaretto, A., Tsatsaronis, G., "SPECO: A systematic and general methodology for calculationg efficiencies and costs in thermal systems," Energy, Vol. 31, pp 1257-1289, 2006.

[4] Ghaebi, H., Amidpour, M., Karimkashi, Sh., Rezayan, O., "Energy, exergy and thermoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power (CCHP) system with gas turbine prime mover," International Journal of Energy Research, Vol. 35, pp. 697-709, 2011.

[5] Moran, M.J., Sciubba, E., "Exerg analysis: principles and practice," J. Engrg. Gas Turbines Power, Vol. 116, 285-290, 1994.

[6] Anvari, S., Jafarmadar, S., Khalilarya Sh., "Proposal of a combined heat and power plant hybridized with regeneration organic Rankine cycle: Energy-Exergy evaluation," Energy Conversion and Management, Vol. 122, pp 357-365, 2016.

[7] Rosen, M.A., "Second law analysis: approaches and implications," Internat. J Energy Res, Vol. 23, pp 415-429, 1999.

[8] Feng, Y., Zhang, Y., Li, B., Yang, J., Shi, Y., "Sensitivity analysis and thermoeconomic comparison of ORCs (organic Rankine cycles) for low temperature waste heat recovery," Energy, Vol. 82, pp 664-677, 2015.

[9] Yari, M., "Exergetic analysis of various types of geothermal power plants," Renewable Energy, Vol. 35, pp 112-121, 2010.

[10] Barrera, J.E., Bazzo, E., Kami, E., "Exergy analysis and energy improvement of a Brazilian floating oil platform using Organic Rankine Cycles," Energy, Vol. 88, pp 67-79, 2015.

[11] Wang, D., Ling, X., Peng, H., "Performance analysis of double organic Rankine cycle for discontinuous low temperature waste heat recovery," Applied Thermal Engineering, Vol. 48, pp 63-71, 2012.

[12] Liu, B.T., Chien, K., Wang, C., "Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery," Energy, Vol. 29, pp. 1207-1217, 2004.

[13] Hung, T.C., "Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids," Energy Conversion and Management, Vol. 42, pp. 539-553, 2001.

[14] Lai, N.A., Wendland, M., Fischer, J., "Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles," Energy, Vol. 36 pp. 199-211, 2011.

[15] Chen, H., Goswami, D.Y., Stefannakos, E.K., "a review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low grade heat," Renew Sust Energy Rev, Vol. 14, pp 3059-3067, 2010.

[16] Dai, Y., Wang, J, Gao, L., "Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery." Energy Conversion and Management, Vol. 50, pp. 576–582, 2009.

[17] Safarian, S., Aramoun, F., "Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs)," Energy Reports 1, pp1–7, 2015.

[18] Hafdhi, F., Khir, T., Yahyia, A.B., Brahim, A.B,. "Energetic and exergetic analysis of a steam turbine power plant in an existing phosphoric acid factory," Energy Conversion and Management, Vol. 106, pp 1230–1241, 2015.

[19] Anvari, S., Saray, R.KH., Bahlouli, K., "Conventional and advanced exergetic and exergoeconomic analyses applied to a tri-generation cycle for heat, cold and power production," Energy, Vol. 91, 925-939, 2015.

[20] Bejan, A. and Moran, M.J., "Thermal design and optimization," 1996: Wiley. com.

[21] Anvari, S., Taghavifar, H., Saray, R.KH., Khalilarya, SH., Jafarmadar, S,. "Implementation of ANN on CCHP system to predict trigeneration performance with consideration of various operative factors," Energy Conversion and Management, Vol. 101, pp 503-514, 2015.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1397.5.3.6.3]